

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**MOTORLAR İÇİN OPTİMUM PASİF TİTREŞİM TAKOZUNUN VE
KONUMUNUN BELİRLENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mehmet Cenk BURSALI

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Dinamiği, Titreşim ve Akustiği Lisansüstü Programı

ARALIK 2019

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**MOTORLAR İÇİN OPTİMUM PASİF TİTREŞİM TAKOZUNUN VE
KONUMUNUN BELİRLENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Mehmet Cenk BURSALI
(503161411)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Dinamiği, Titreşim ve Akustiği Lisansüstü Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Haluk EROL

ARALIK 2019

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503161411 numaralı Yüksek Lisans öğrencisi Mehmet Cenk BURSALI, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “MOTORLAR İÇİN OPTİMUM PASİF TİTREŞİM TAKOZUNUN VE KONUMUNUN BELİRLENMESİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Haluk EROL**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Özgür TURHAN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Gökhan BULUT
İstanbul Gedik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 15 Kasım 2019
Savunma Tarihi : 11 Aralık 2019





Aileme,



ÖNSÖZ

Öncelikle tez çalışmalarım sırasında bana yol gösteren, yönlendiren, destek veren ve bana büyük emeği geçen danışman hocam Prof. Dr. Haluk Erol'a teşekkürlerimi sunmayı bir borç bilirim.

Tezimdeki eksiklerin giderilmesi için önerilerini paylaştan ve değerli zamanını ayıran jüri hocam Prof. Dr. Özgür Turhan'a teşekkür ederim.

Bu zorlu süreçte bana her zaman destek olan aynı kürsüyü paylaştığım araştırma görevlisi arkadaşlarım Dr. Sinem Öztürk, Y. Müh. Yusuf Saygılı, Y. Müh. Mehmet Sait Özer, Y. Müh. Furkan Terzioğlu, Müh. Deniz Ekin Canbay ve Müh. Sevinç Aycan Yetim'e teşekkürlerimi sunarım.

İlkokuldan yüksek lisansa kadar tüm eğitim hayatım boyunca bana yol gösterici olan tüm hocalarıma minnetlerimi sunarım.

Beni yetiştiren, bugünlere gelmemde en büyük paya sahip olan bu tezi adadığım sevgili annem Süphiye Bursalı ve babam Hasan Bursalı ile son olarak abim Cem Bursalı'ya sevgilerimi ve şükranlarımı sunuyorum.

Aralık 2019

Mehmet Cenk BURSALI
Makine Mühendisi



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
SEMBOLLER	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ.....	1
2. TEORİK ALTYAPI	7
2.1 Motor Takoz Türleri	7
2.2 Motor Takozlarının Performans Değerlendirmesi	7
2.2.1 Elastomerik takozlar.....	9
2.2.2 Pasif hidrolik takozlar	11
2.2.3 Yarı aktif ve aktif motor takozları.....	11
2.2.3.1 Yarı aktif motor takozları.....	12
2.2.3.2 Aktif motor takozları.....	13
2.3 Çok Serbestlik Dereceli Sistemler.....	15
2.3.1 Sönümsüz titreşimlerin özdeğer çözümlemesi	16
2.3.3 Mod vektörlerinin dikliği, normalizasyon ve modal matris.....	18
2.3.4 Modların ayrıştırılması	21
2.3.5 Rayleigh sönümü.....	22
2.3.6 Modal sönüm.....	25
2.4 Lineer Olmayan Optimizasyon	26
3. MOTOR TAKOZLARININ MODELLENMESİ	29
3.1 Motor ve Takoz Eksenleri	30
3.2 Takoz Katılıklarının Motor Eksen Takımına Göre Elde Edilmesi.....	31
3.3 Motor Sisteminin Hareket Denkleminin Elde Edilmesi.....	35
4. MOTOR TAKOZLARININ OPTİMİZASYONU	39
4.1 Titreşim Biçimlerinin Ayrıştırılması.....	39
4.2 Şasiye Aktarılan Kuvvetin En Aza İndirgenmesi	42
4.3 Kullanıcı Arayüzünün Kullanımı	45
4.4 Kullanıcı Arayüzü Sonuçları.....	58
4.5 Sonuçların Doğrulanması	62
4.6 Örnek Çalışma 1	66
4.7 Örnek Çalışma 2.....	73
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	79
5.1 Genel Değerlendirmeler	79
5.2 İleride Yapılabilecek Çalışmalar	80
KAYNAKLAR	81
ÖZGEÇMİŞ.....	85



SEMBOLLER

M	: Kütle matrisi
K	: Katılık matrisi
C	: Sönüm matrisi
R	: Rayleigh sönüm matrisi
U	: Modal matris
Ω	: Doğal frekans matrisi
Z	: Sönüm faktörleri matrisi
ω	: Frekans
ω_n	: Doğal frekans



ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 4.1: Motorun kütle ve atalet momenti değerleri.	62
Çizelge 4.2: Takozların konum, açı ve katılık değerleri.	63
Çizelge 4.3: Sonuçların karşılaştırılması.	64





ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: Dört silindirli önden çekişli bir otomobil için önerilen altı serbestlik dereceli doğal frekans hedefleri.	3
Şekil 2.1: Frekans ve sönümlemenin kuvvet geçirgenliği üzerindeki etkisi.	8
Şekil 2.2 : İdeal bir takozun dinamik katılığı.	9
Şekil 2.3: Bir yay ve bir viskoz sönümden oluşan Voigt modeli.	10
Şekil 2.4: Bir elastomerik takozun dinamik katılığı frekansla değişimi.....	10
Şekil 2.5: Hidrolik takozun tipik bir mekanik modeli.	12
Şekil 2.6: Yarı aktif takozun tipik bir mekanik modeli.	13
Şekil 2.7: Elastomerik aktif takozların mekanik modelleri.	14
Şekil 2.8: Hidrolik aktif takozların mekanik modelleri.	15
Şekil 3.1: Motorun altı serbestlik derecesi.	29
Şekil 3.2: Global eksen takımına göre motorun konumu.	31
Şekil 3.3: Euler matrisinde kullanılan α , β ve γ açıları.....	32
Şekil 4.1: Titreşim biçimlerinin ayrıştırılması ile ilgili optimizasyon kriterleri.....	41
Şekil 4.2: Titreşim davranışlarının ayrıştırılması ile ilgili algoritmayı gösteren akış şeması.....	43
Şekil 4.3: Şasiye aktarılan kuvvetin en aza indirgenmesi ile ilgili optimizasyon kriterleri.....	44
Şekil 4.4: Şasiye aktarılan kuvvetin en aza indirgenmesi ile ilgili algoritmayı gösteren akış şeması.....	46
Şekil 4.5: Arayüzün açılış menüsü.	47
Şekil 4.6: Frekans analizi sonuç paneli.....	48
Şekil 4.7: Optimizasyon seçenekleri menüsü.	48
Şekil 4.8: Uygulanan kuvvet ve momentler menüsü.	50
Şekil 4.9: Tasarım parametre kısıtları menüsü.	51
Şekil 4.10: Tasarım parametreleri sınır değerlerinin girilmesi.	52
Şekil 4.11: Uygula butonuna basılmadığında sınırların belirlenememesi.	53
Şekil 4.12: Tasarım parametreleri menüsünde sadece seçilen aktif tasarım parametrelerinin aktif olması.	54
Şekil 4.13: Takoz sayısının “3” seçilmesi.	54
Şekil 4.14: Takoz sayısının “3” seçilmesi durumunda tasarım parametre kısıtları menüsü.	55
Şekil 4.15: Doğal frekans kısıtları menüsü.....	56
Şekil 4.16: Optimizasyon kısıtları paneli.	56
Şekil 4.17: Motor kısıtları menüsü.	57
Şekil 4.18: Optimizasyon kısıtları paneli.	57
Şekil 4.19: Başlangıç noktası menüsü.	58
Şekil 4.20: Frekans analizi sonuçları menüsü.....	59
Şekil 4.21: Optimizasyon sonuçları menüsü.	60
Şekil 4.22: Optimizasyon sonuçları paneli.	61

Şekil 4.23: Bernard ve Starkey'in çalışmasında kullanılan motor takoz sistemi.....	62
Şekil 4.24: Sönümsüz bir sistem için sönüm faktörleri.	63
Şekil 4.25: Optimizasyon sonuçlarının ADAMS'da modellenecek sistemin optimizasyonu için parametre ve kısıt seçimleri.	65
Şekil 4.26: Mevcut durum için ADAMS ve MATLAB sonuçları.....	65
Şekil 4.27: İdeal durum için ADAMS ve MATLAB sonuçları.	66
Şekil 4.28: Arayüzün açılış menüsü.	67
Şekil 4.29: Frekans analizi sonuçları paneli.	67
Şekil 4.30: Optimizasyon seçenekleri menüsü.	68
Şekil 4.31: Uygulanan kuvvet ve momentler menüsü.	68
Şekil 4.32: Tasarım parametreleri kısıt menüsü.	69
Şekil 4.33: Doğal frekans kısıtları menüsü.	70
Şekil 4.34: Motor kısıtları menüsü.	70
Şekil 4.35: Başlangıç noktası menüsü.	70
Şekil 4.36: Optimizasyon sonuçları menüsü.....	71
Şekil 4.37: Sonuç parametreleri, sönüm faktörleri ve doğal frekanslar panelleri.....	71
Şekil 4.38: Titreşim biçimlerine ayrıştırma sonuç grafik panelleri.	72
Şekil 4.39: Motor kısıtları kontrol grafikleri.	73
Şekil 4.40: Optimizasyon seçenekleri menüsü.	74
Şekil 4.41: Uygulanan kuvvet ve momentler menüsü.	74
Şekil 4.42: Tasarım parametre kısıtları menüsü.	75
Şekil 4.43: Doğal frekans kısıtlar menüsü.	75
Şekil 4.44: Motor kısıtlar menüsü.....	76
Şekil 4.45: Başlangıç noktası menüsü.	76
Şekil 4.46: Şasiye aktarılan toplam kuvvetin en aza indirgenmesi sonuç menüsü....	76

MOTORLAR İÇİN OPTİMUM PASİF TİTREŞİM TAKOZUNUN VE KONUMUNUN BELİRLENMESİ

ÖZET

Titreşim, mekanik sistemlerin çoğunda çalışma performansını düşüren, ömrü azaltan, arızalara neden olan bir sorun olarak ortaya çıkar. Ayrıca enerji kaybına ve gürültüye neden olur. Titreşimin olumsuz etkilerinin mümkün olan en düşük seviyeye düşürülmesi önemli bir mühendislik problemidir. Son yıllarda, sürüş konforu ve gürültünün azaltılması, otomotiv araştırma ve geliştirmesinde özel bir öneme sahip olmaktadır. Yakıt verimliliğinin rekabetçi otomotiv dünyasında her geçen gün daha önemli hale gelmesinden dolayı, üreticiler daha hafif araçlar üretmeyi hedeflemektedirler. Bununla beraber, araçlar da her geçen gün daha güçlü hale gelmektedirler. Daha hafif ve daha güçlü araçlar, yolcu kabinlerinde artan titreşim ve gürültüye yol açar. Bu nedenle, motor takozları gibi titreşim yalıtımında önemli görevi olan sistemlerin tasarımı ve optimizasyonu, mühendislik alanındaki birçok yeni çalışmaya konu olmaktadır.

Bu tezde, motordan kaynaklı titreşimin yalıtımı için uygun motor takozlarının seçilmesini sağlayan bir arayüz sunulur. Bu arayüz kullanılarak bir sistemin frekans analizi veya belirli kısıtlar ve kriterler altında optimizasyonu yapılabilir. Frekans analizi sonucu olarak sistemin doğal frekansları ve mod şekilleri elde edilir. Optimizasyon sonuçları ise belirlenen kriter ve kısıtlara göre değişiklik gösterir. Temelde iki farklı esasa dayanarak sistem optimizasyonu gerçekleştirilebilir. Motor takoz sisteminin bir, birkaç veya tüm titreşim biçimleri ayrıştırılabildiği gibi aynı zamanda şasiye aktarılan toplam veya düşey kuvvet de en aza indirgenebilmektedir. Belirlenen optimizasyon kriterleri çerçevesinde, en uygun motor sistemini sağlayacak takoz katılıkları, takoz açıları ve sönüm faktörleri çıktı olarak elde edilecektir. Çalışma matematiksel olarak lineer olmayan bir amaç fonksiyonunun, belirli kısıt fonksiyonlarına uygun şekilde en küçük değerinin bulunması ve bu minimum değeri verecek olan değişken takımının hesaplanması olarak ifade edilebilir.

Tez giriş, teorik altyapı, motor takozlarının modellenmesi, motor takozlarının optimizasyonu ve sonuç ve öneriler ana bölümlerinden oluşmaktadır. İlk olarak giriş bölümünde, çalışmanın amacı açıklanmış, kapsamlı bir literatür taraması yapılmış ve konuyla ilgili çalışmalar incelenmiştir. Teorik altyapı bölümünde, öncelikle motor takoz sistemlerinin performans gereklilikleri incelenmiştir. İkinci kısımda, üç farklı takoz tipi hakkında bilgi verilmiştir. Üçüncü kısımda ise çok serbestlik dereceli bir sistemin özdeğer çözümlemesi yapılmış, diklik, normalizasyon kavramları açıklanmış, altı serbestlik dereceli bir sistemin modal matrisi elde edilmiş, modların ayrıştırılması yöntemi gösterilmiş ve sistemin sönümünü modellemek için kullanılan Rayleigh ve modal sönüme yer verilmiştir. Son olarak ise lineer olmayan optimizasyon probleminin matematik altyapısı verilmiştir. Motor takozlarının modellenmesi bölümünde sistemin altı serbestlik dereceli rijit modeli, motor ve takoz eksenleri tanımlanmış, sistemin takoz katılık matrisinin ve sistemin hareket denkleminin nasıl elde edileceği gösterilmiştir. Motor takozlarının optimizasyonu ve kullanıcı arayüzü

bölümünde iki temel optimizasyon yöntemi açıklanmıştır. İlk olarak titreşim biçimlerinin ayrıştırılması, sonrasında ise şasiye aktarılan kuvvetin en aza indirgenmesi kriterleri incelenmiştir. Bunun ardından, arayüzün kullanımı hakkında bilgi verilmiş ve hangi optimizasyon sonuçlarının elde edileceği ve nasıl yorumlanacağı açıklanmıştır. Optimizasyon sonuçları, literatürde bulunan başka bir çalışmanın sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Ayrıca, üzerinde çalışılan sistem ADAMS yazılımında modellenmiş ve sonuçları incelenmiştir. Tez raporunun son bölümü sonuç ve önerilere ayrılmıştır. Çalışmanın genel bir değerlendirmesi yapılmış ve bu çalışmayla ilgili olarak ileride yapılabilecek çalışmalar için öneriler sunulmuştur.



DETERMINATION OF OPTIMUM PASSIVE VIBRATION MOUNTS AND THEIR POSITIONS FOR ENGINES

SUMMARY

Vibration occurs in most mechanical systems as a problem that reduces operating performance and life, and causes malfunctions. It also results in energy loss and noise. Minimizing the negative effects of vibration to the lowest level is an important engineering problem. In recent years, driving comfort and noise reduction have been of particular importance in automotive research and development. As fuel efficiency is becoming more and more important in the competitive automotive industry, manufacturers aim to produce lighter vehicles. However, vehicles are becoming more and more powerful day by day. Lighter and more powerful vehicles cause increased vibration and noise in the passenger compartment. For this reason, the design and optimization of systems having an important role in vibration isolation such as engine mounts are the subject of many new studies in the field of engineering.

During operation of an engine, pistons move as a result of fuel being compressed and burned. As a result of this movement of pistons, forces and moments are created. These forces and moments are transferred to vehicle body through engine mounts. In this thesis, dynamic response of engine support mounts used for vibration isolation is examined. Under some certain optimization conditions, characteristics and positions of the optimal mount are recommended for an engine system. A numerical technique has been developed for this purpose. An algorithm is provided for selecting suitable engine mounts to reduce the vibration caused by the engine to less affect the driver and passengers in the vehicle. It can be stated as the smallest value of a nonlinear objective function performed in the mathematical perspective. Variables that will make value of this function minimum is also calculated. The method is for general use and can be applied for optimization in any mechanical system using passive vibration isolators.

The thesis report consists of introduction, theoretical background, modeling of engine mounts, optimization of engine mounts, and results and recommendations.

The first chapter is introduction, which contains purpose of the study and literature review. It is aimed to create a user interface that will provide a quick and easy approach to the problem of optimization of engine mounts. A user is able to have a tool to optimize engine mounts for different situations by using this interface. By using optimization program, mount system design can be achieved quickly to meet the performance expectations and it will be possible to save considerable time and effort for engineers to design mount systems.

In literature research on the subject, it is seen that there are many studies on mount optimization and it has been a very popular subject for many years. Many different approaches to problem of optimization of engine mounts have been developed and studied. Researches were examined in detail and classified by field of study.

In theoretical background chapter, firstly performance requirements of the engine mounts are examined. Engine mount systems must support weight of engine and provide vibration isolation. In the second part, information is given about three different types of mounts which are elastomeric, passive hydraulic and semi active-active mounts. In the third part, eigenvalue analysis of a multi-degree of freedom system is performed, the concepts of orthogonality, normalization are explained, modal matrix of a six degree freedom system is obtained, the method of decoupling modes is shown and Rayleigh and modal damping modeling damping of the system are elaborated. Finally, the mathematical background of the nonlinear optimization problem is given.

In modeling of engine mounts chapter, the six-degree of freedom rigid model of the system, global and mount axes are introduced, it is shown how to create mount stiffness matrix of the system and the equation of motion of the system. The model used in the study has been established in accordance with characteristics of the engine mount systems used in real life. Among different types of mounts which have different physical characteristics, passive mounts have been chosen as the study area of this thesis. The engine is assumed as a six degrees of freedom and rigid system, while the vehicle body to which the engine is connected is designed to be stationary and rigid. This model is also used in most of the studies on the engine mounts in the literature. The reason why this model is preferred is that it appropriately represents the system without need for complex mathematical calculations.

In this study, two types of optimization can be mentioned. The first one is uncoupling of vibration forms. When vibration forms of a system are uncoupled, each of them becomes dominant in a different mode. When vibration forms are coupled in one mode, the engine system can vibrate in three translational and rotational directions in the same mode. In the interface, only the bounce vibration, bounce and roll vibrations, or all forms of vibration can be uncoupled. Method of distribution of modal kinetic energy is used for uncoupling vibration forms. In a mode where an uncoupled form of vibration is dominant, its share of kinetic energy should approach to one hundred percent. The second optimization criteria is minimization of force transmitted to vehicle body. Total force or only vertical component of total force transmitted to the body can be minimized. Force transmitted to the body is calculated by multiplying stiffness and damping by the displacement and velocity amplitudes, respectively.

Optimization of mounts requires many parameters to be taken into account. Mass and moment of inertia of engine, stiffness of mounts on three axes, their distances from center of mass, their angles according to global axis, damping factor values of all modes, and excitation forces and moments are needed for optimization calculation. It is assumed that exciting forces or moments acting on the motor are harmonic.

While solving an optimization problem, some constraints are expected to be met. Two different optimization constraints are offered in the program. The first one is natural frequency constraints. For natural frequencies, it may be desirable for the frequency of one of the modes to remain within a certain range. The second one is engine translation and rotation constraints. The translation and rotation movements of the motor are kept within reasonable limits.

Different optimization results are obtained according to the selected optimization type. If an optimization criterion for uncoupling of vibration forms is selected, the modal kinetic energy graph is displayed. If an optimization criterion for minimizing the force transmitted to the vehicle body is selected, the frequency-force graph is displayed.

Results of parameters for optimal system such as stiffness, angle and damping factor are given as a result. Optimization results were verified by comparing with the results of another study in the literature and results of a system modelled in the ADAMS software.

The final section of the thesis report is devoted to conclusions and recommendations. A general evaluation of the study was made and suggestions for future studies were presented.





1. GİRİŞ

Gürültü ve titreşim taşıtlarda temel sorunlardan biridir. Bir aracın genel titreşim ve gürültü davranışından sorumlu en önemli alt sistemlerden biri motordur. Takozlar üzerinde yer alan motorun titreşim kontrolü ve yalıtımı önemli bir motor tasarım problemidir.

Titreşim çoğu durumda istenmeyen bir durumdur. Araçlardaki titreşim problemini ortadan kaldırmak veya azaltmak için farklı optimizasyon yöntemleri kullanılmaktadır. Tasarım aşamasında motorun yol açabileceği titreşimler hesaba katılmalı ve uygun bir yöntem belirlenmelidir.

Bu çalışmada, motor takozlarının yalıtım optimizasyonu için sayısal bir teknik geliştirilmiştir. Yöntem geneldir ve herhangi bir mekanik sistem veya yapıda kullanılan pasif titreşim yalıtıcılarının optimizasyonu için uygulanabilir. Takoz optimizasyonunda gerçeğe uygun olarak tüm araç yapısının dahil edildiği karmaşık modeller kullanılabilir. Ancak bu tercih edildiğinde, bir araç için motor bağlantılarının seçilmesine yönelik yaklaşım, çok zaman alan hesaplamalar gerektirir. Önerilen teknik ise sonuçların gerçekliğe yakınlığından ödün vermeden gerekli sadeleştirmelerin yapıldığı bir matematik modelleme sunar. Motor belirli bir sönüme sahip takozlarla rijit bir şasiye bağlı rijit bir yapı olarak modellenir.

Araçlar günlük kullanım sırasında birçok nedenle oldukça sarsıntı yaşar. Motor takozları iki yönlü hizmet etmektedir. Hem motorun neden olduğu titreşimlerin şasiye aktarılmasını engelleyerek sürücü ve yolcuların rahatlığını sağlar hem de yoldan kaynaklı sarsıntıların motora zarar vermesini önlerler.

Motor takozlarının optimizasyonu uzun yıllardır üzerine oldukça fazla akademik çalışma yapılan bir konu olmuştur. Konu üzerine olan akademik ilgi bugün de devam etmektedir. Yapılan literatür taramasında konu ilgili birçok araştırma ile karşılaşılmuştur. Bu araştırmalar derinlemesine incelenmiştir.

Literatürdeki neredeyse tüm çalışmalarda motor, bir eksen üzerinde üçü öteleme ve üçü dönme olmak üzere altı serbestlik dereceli rijit bir cisim olarak modellenmiştir.

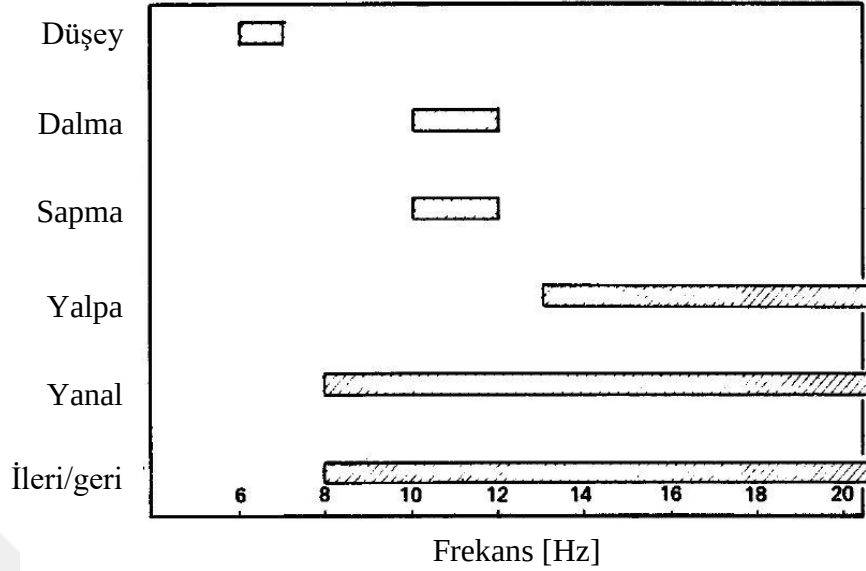
Motoru rijit olarak modellemek kabul edilebilir bir yaklaşımdır çünkü motorun sistemden bağımsız olarak kendi doğal frekansları, takozlarla beraber oluşturduğu sistemin frekansından çok daha yüksektir. Takozlar, üç ekseninde katılık ve sönüme sahip yay ve sönüm elemanları olarak modellenmiştir. Takozlarla motorun bağlandığı araç gövdesi ise hareketsiz ve rijit olarak modellenmiştir. Motor öteleme ve dönme hareketlerinin araç gövdesine kıyasla daha yüksek olması, takozu araç gövdesi ile beraber ele almanın hesaplamaları güçleştirilmesi ve genellikle araç tasarım sürecinin ilk aşamalarında takoz optimizasyonuna ihtiyaç duyulmasından dolayı gövdenin takoz optimizasyon sürecine dahil edilmemesi daha uygun bulunmaktadır [1,2].

Bir motor takoz sisteminin performans özellikleri için bir takım hedefler planlanırken, tasarım değişkenlerindeki kısıtlar belirlenmelidir. Kısıtlardan biri, tasarım değişkenini doğrudan alt ve üst sınırlar içinde tutan parametre kısıtlarıdır. Diğer bir kısıt ise, motor ağırlık merkezi için izin verilen azami yer değiştirme veya doğal frekans aralığı gibi dolaylı bir kısıtlamadır. Hem hedef fonksiyonu hem de kısıt denklemleri lineer olmadığından, tatmin edici bir çözüm elde etmek için kısıtlı doğrusal olmayan optimizasyon tekniği kullanılmalıdır [3].

Optimizasyon çalışmalarında ilk olarak optimizasyonun amacı belirlenmelidir. Literatürde motor takozları ile ilgili farklı optimizasyon çalışmaları incelenmiştir. Rezonanstan kaçınmak için takoz sisteminin doğal frekanslarının belirlenen aralıklar tutmak için ayarlanması en sık karşılaşılan çalışmalardan birisi olmuştur [1,4–7].

Johnson ve Subhadar [1], sistemin tüm doğal frekanslarını 6-16 Hz aralığında ayarlayan ve dinamik analiz ve optimizasyon yoluyla her titreşim modunu ayıran bir optimizasyon önermiştir. Dört silindirli önden çekişli bir otomobil için önerilen altı serbestlik dereceli doğal frekans hedefleri Şekil 1.1'de gösterilmektedir. Düşey, baş vurma ve sapma titreşim biçimleri daha dar bir doğal frekans aralığına sahiptir. Bu durum, normal çalışma aralığı boyunca etkiyen atalet düşey kuvveti ve ateşleme torku gibi motor kuvvetlerinin yalıtımının dikkate alınmasına dayanır. Göreceli olarak geniş olan yalpa, yanal ve eksenel öteleme titreşim davranışlarının baskın olduğu modların frekans aralığı ise, yol veya sürüş manevraları sonucu ortaya çıkan düşük frekanslı titreşimlerden kaçınılması düşüncesine dayanmaktadır. Bir başka çalışmada, Shangguan [8] tahrik frekanslarının motor takoz sistemi frekanslarının çok üstünde olması durumunda en iyi yalıtımın sağlanacağını göstermiştir. Bu nedenle, motor takoz sisteminin doğal frekanslarının mümkün olduğu kadar düşük tutulmasını ve

diğer alt sistemlerin doğal frekanslarından iyi bir şekilde ayrılmasını sağlayan bir optimizasyon üzerinde durmuştur.



Şekil 1.1: Dört silindirli önden çekişli bir otomobil için önerilen altı serbestlik dereceli doğal frekans hedefleri.

Geck ve Patton [6], tork izolasyonu bakımından daha düşük bir yalpa ve şok etkisinden kaçınmak için daha yüksek bir zıplama doğal frekansı önermiştir. Bunun nedeni, şok önleme ve titreşim yalıtımı gerekliliklerinin öncelik taşımasıdır.

Bernard ve Starkey [5] ve Spiekermann [7], takozlardan şasiye iletilen kuvvetleri azaltmak için sistemin doğal frekansını istenmeyen bir frekans aralığından uzağa taşımayı önermiştir. Sisteme etkiyen bir kuvvet veya momentin frekansı sistemin doğal frekanslarından birine yakın olduğunda, rijit gövdenin titreşim genliği ve dolayısıyla takozdan iletilen kuvvet yüksek olabilmektedir. Bu nedenle, sistemin doğal frekansını çalışma frekansından uzağa taşıyarak aktarılan kuvvetin düşürüleceği gerçeğine dayanan bir metot geliştirdiler.

Swanson ve diğ. [9], optimal bir tasarım gerçekleştirmek için takozdan aktarılan gücün en aza indirilebileceğini gösterdi. Literatürdeki diğer çalışmalar da bu amacın oldukça yaygın bir şekilde kullanıldığını göstermektedir [2, 10, 11]. Bretl [12] takoz sisteminin rijit modlarından bağımsız olarak minimum titreşim yanıtı arayan yeni bir yöntem önermiştir. Bu yöntem titreşim yanıtı tabanlı dinamik bir korelasyon yöntemine dayanmaktadır.

Motor takoz sisteminin optimizasyonu üzerine yapılan çalışmalarda bazı kısıtlamalar bulunmaktadır. Yapılan çalışmaların çoğunda, yalnızca elastomerik takoz sistemlerinin optimizasyonu üzerine çalışılmıştır. Elastomerik takozlar, lineer katılık ve sönüme sahip olarak modellenir. Suresh ve diğ. [10] motor takoz sistemini hidrolik tipte takozlar kullanarak optimize etmek üzerine çalıştı. Çalışmalarında, hidrolik takozun frekansa lineer bağlı sönümleme özellikleri dikkate alınmıştır. Rivin [13], araçlarda takoz katılıkları, toplam motor ağırlığı, motorun ağırlık merkezinin konumu ve atalet momentindeki farklılıkların motor takoz sistemlerinin optimizasyon sonuçlarını büyük ölçüde etkileyeceğini ve pratik kullanım için sınırlamalara yol açacağını iddia etmiştir.

Motor takoz sisteminin optimizasyonuna dair yapılan diğer bir çalışmada Ünlüsoy ve diğ. [14], takoz katılık, açıları ve konumları optimizasyon parametreleri olarak kullanılmıştır. Bu çalışmada farklı optimizasyon kısıt ve parametreleri için en uygun motor takoz sistemi parametrelerini veren bir program yazılmış ve bir arayüz oluşturulmuştur.

Motor takozu optimizasyon çalışmalarında karşımıza çıkan optimizasyon hedeflerinden birisi de modların birbirinden ayrıştırılmasıdır [15–20]. Motor takoz sistemlerinde rijit modların kinetik enerji dağılımları, motor takoz sisteminin izolasyonu için bir performans göstergesidir [21]. Modları ayrıştırılan bir sistem ayrıştırılmayan bir sisteme göre aynı yalıtım elemanları için titreşim kontrolü açısından daha avantajlıdır [22]. Rijit cisim modların ayrıştırılması motor kaynaklı titreşimlerin azaltılması için büyük önem taşır. [17]. Modal kinetik enerji dağılımları mod şekillerine bağlıdır. Bu nedenle, mod şekilleri değiştirildiğinde modal kinetik enerji dağılımları da kolayca değiştirilebilir. Farklı titreşim biçimlerinin birbirlerinden ayrıştırılmasına dayanan optimizasyon yaklaşımlarında, doğal frekanslardaki kinetik enerji dağılımları önem arz etmektedir [14]. Titreşim biçimi ayrıştırma oranı her bir modun toplam kinetik enerjiye katkısı hesaplanarak analiz edilebilir [23]. Bir titreşim biçimi diğerlerinden ayrıştırılırsa, kinetik enerji tamamen ayrıştırılan titreşim biçimi olarak ortaya çıkar. Butsuen ve diğ. [21] yaptıkları çalışmada, motor takozlarının optimizasyonu için amaç fonksiyonunu yalpa modunun kinetik enerji oranı olarak belirlemiştir.

Motorun rijit cisim modları, motorun relanti çalışmasının frekans aralığında kalacağı için bu bölge rijit modların rezonansı açısından kritiktir. Bu nedenle rijit modların

frekanslarının bu bölgeden uzaklaştırılması büyük önem taşır [19]. Literatürde rijit modların ayrıştırılması ve rijit modların frekanslarının ayarlanması çalışmaları birlikte yürütülmüştür. Shital ve diğ. [24] düşey mod frekansının, insan vücudunun duyarlılık aralığından kaçınmak için 9 Hz'den büyük ve aracın süspansiyon frekanslarıyla üst üste binmesini önlemek için 10.5 Hz'den az olması gerektiğine karar vermişlerdir. Yalpa modunun ise rölantide çalışan motorun yalıtımı için 15 Hz'in altında olması gerektiğini söylemişlerdir. Aynı çalışmada bu iki titreşim biçiminin baskın oldukları modlarda kinetik enerji payları sırasıyla en az 85% ve 90% olarak belirlenmiştir. Alzahabi ve diğ. [20] yaptıkları çalışmada ise tüm modların belirli frekans aralıklarında tutulması ve titreşim biçimlerinin kinetik enerji oranlarının baskın oldukları modlarda belirlenen eşik değerlerden yüksek olması hedeflenmiştir.

Bu tez çalışmasında analitik olarak çözümü oldukça güç ve karmaşık olan motor takozlarının optimizasyonu problemine hızlı ve kolay bir yaklaşım sunacak bir kullanıcı arayüzü oluşturulması amaçlanmıştır. Bu arayüz sayesinde kullanıcı kısa bir süre içinde farklı durumlar için motor takozlarının optimizasyonunu yapma imkanı bulacaktır. Yapılan çalışmada, titreşim biçimlerinin ayrıştırılması ve takozlar üzerinden şasiye aktarılan kuvvetin en aza indirgenmesi ile ilgili farklı optimizasyon tercihi sunulmuştur. Ayrıca, optimizasyon hesaplamalarından uygulanabilir sonuçlar almak için kullanıcıya doğal frekansları ve motor titreşim genliklerini belirli sınırlar içinde tutma imkanı verilmiştir. Optimizasyon amaç fonksiyonunun değişkenleri olan takoz katılıkları, takoz açıları ve sönüm faktörleri için de sınır değerleri girilebilir.

Motor takozlarının optimizasyonu oldukça zorlu bir süreçtir. Bu nedenle, hazır bir optimizasyon yazılımı olmadan bir motor takoz sisteminin optimizasyonunu gerçekleştirmek oldukça zaman almaktadır. Tasarım aşamasının başında takozlar için uygulanacak sayısal bir simülasyon, mühendislerin hem işini kolaylaştıracak hem de farklı parametrelerin takoz sistemleri üzerine olan etkilerini kavrama imkanı verecektir. Böylece, takoz sistemi tasarımı için harcanan zaman ve çabadan ciddi anlamda tasarruf edilebilecektir. Bunun yanında, program mevcut şartlar altında en uygun takoz sistemini önereceği için yüksek performans alınabilecek bir takoz tasarımı geliştirilebilecektir. Motor takozları sürekli motor hareketinden kaynaklanan kuvvet ve momentlerin altında çalışan sistemlerdir. Bu nedenle, takozların çalışma ömürleri sınırlıdır. Bir takoz sistemi uygun şekilde tasarlandığında daha uzun bir çalışma ömrüne de sahip olacaktır.



2. TEORİK ALTYAPI

Teorik altyapı bölümü dört başlık altında incelenecektir. İlk başlıkta motor takozlarının performans gereklilikleri açıklanacak, ikinci başlıkta motor takoz tiplerine değinilecektir. Daha sonra çok serbestlik dereceli sistemler hakkında bilgi verilecek ve son olarak lineer olmayan optimizasyon anlatılacaktır.

2.1 Motor Takoz Türleri

Bu başlık altında elastomerik, pasif hidrolik ve yarı aktif-aktif olmak üzere üç farklı takoz tipi incelenecektir.

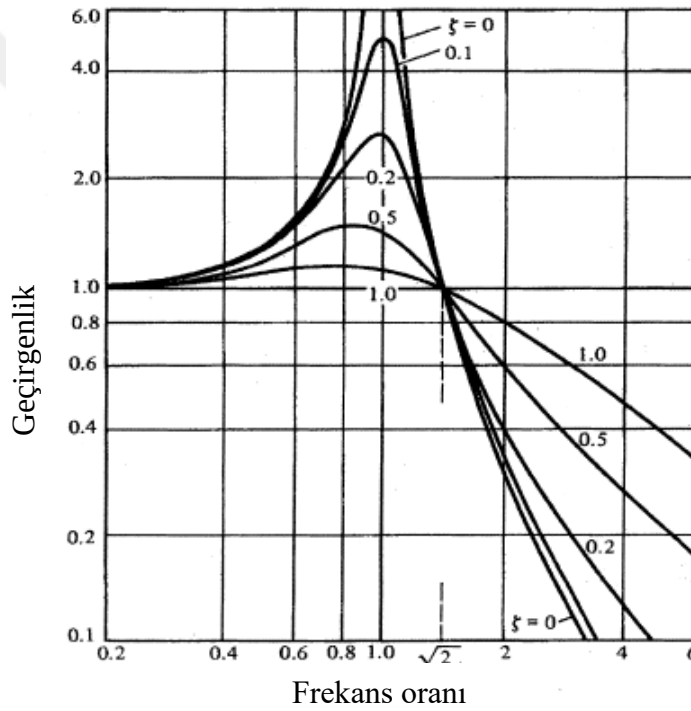
2.2 Motor Takozlarının Performans Değerlendirmesi

Motor takoz sisteminin birincil işlevi, motorun ağırlığını desteklemektir. Motorun ağırlık merkezi takozların desteklediği alan içerisinde kalmalı ve motor ağırlığı takozlara dengeli bir şekilde dağıtılmalıdır [25,26]. Motor ağırlığını desteklemenin yanı sıra, motor takozlarından motor kaynaklı kuvvetin araç gövdesinden yalıtılması da beklenir. İçten yanmalı bir motorda yakıtın patlaması nedeniyle oluşan kuvvet ve piston, biyel ve krank gibi hareketli motor parçalarının oluşturduğu atalet kuvveti olmak üzere iki temel dinamik kuvvet vardır.

Atalet kuvvetleri piston eksenine hem paralel, hem de dik olacak şekilde ve atalet kuvvetinden kaynaklı tork da krank miline paralel bir eksen etrafında etki eder. Çok silindirli bir motordan kaynaklanan kuvvetin bileşenleri, motordaki silindirlerin sayısına ve yerleşimine bağlıdır. Bu kuvvet ve torklar, motorun altı serbestlik dereceli titreşim modlarını uyarır [6]. Örneğin, ateşleme darbesinin neden olduğu tork, dalma titreşimine neden olur. Genel olarak, düşük motor devirlerinde motor kuvvetleri aracın güçlü bir şekilde titreşmesine neden olur. Daha yüksek hızlarda, motorun tahrik kuvveti yolcu bölümünün akustik bir rezonansı ile çakıştığında araç bölmesinde bir gürleme sesi ortaya çıkar.

Motor takoz sistemi, motorun şok uyarımında büyük genlikli hareketler yapmasını engellemeli ve tüm hız aralığında motor titreşimini izole etmelidir. Bu nedenle

motordaki dengesizlikten kaynaklanan titreşimi izole etmek için düşük yay kat sayısı ve düşük sönümleme gereklidir [27]. Frekans ve sönümlemenin kuvvet geçirgenliği üzerindeki etkisi Voigt takoz modeli üzerinde Şekil 2.1'de gösterilmiştir. Düşük bir geçirgenlik elde etmek için, takoz sisteminin normal sürüş sırasında, rezonans bölgesinde uyarılması önlenmelidir. Bu da takoz sisteminin en yüksek doğal frekansının, rölanti hızındaki motor tahrik kuvvet frekansının altında olmasıyla sağlanabilir. Motor tahrik kuvvetinin frekansının takoz sisteminin doğal frekansına oranı en yüksek seviyeye getirilmelidir. Bu, düşük bir geçirgenlik elde etmek için motor takozu yay katsayısının mümkün olduğu kadar düşük olması gerektiği anlamına gelir. Yüksek frekans aralığında düşük geçirgenlik için daha küçük sönümlemeye de ihtiyaç duyulur.

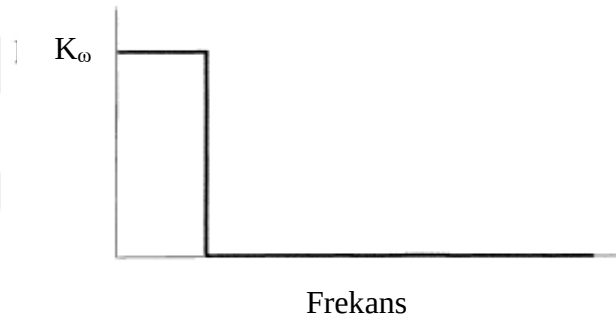


Şekil 2.1: Frekans ve sönümlemenin kuvvet geçirgenliği üzerindeki etkisi.

Katılığı çok düşük olan bir motor takoz sistemi bir şok tahriğine maruz kaldığında sorun oluşabilir. Şok tahriği, ani hızlanma ve yavaşlama, düzensiz yollarda frenleme ve sürüş nedeniyle oluşabilir. Düşük frekans aralığında kalan motor rezonans modu, bu tür uyarılarla tahrik edilebilir. Çok düşük katılık değerleri, motorun büyük statik ve yarı statik yer değiştirmesine neden olur ve motor bileşenlerine zarar verir. Bu açıdan, motor sarsıntısını en aza indirmek ve rezonansı azaltmak için yüksek katılık ve yüksek sönümleme gerekir.

Yukarıda verilen bilgiler ışığında, bir motor takoz sisteminin motorun statik yükünü dengelemesi, şok tahriğinden kaynaklı yüksek genlikli hareketleri önlemesi ve motorun tüm hız aralığında titreşim yalıtımını sağlaması gerektiği yorumu yapılabilir. Motor titreşimini yüksek bir frekans aralığında yalıtım için, motor takozlarının düşük katılık ve düşük sönümlenmeye sahip olması gerekir. Motorun düşük frekans aralığında yalıtımını sağlamak için ise, motor takozları yüksek katılık ve yüksek sönümlenmeye sahip olmalıdır.

İdeal bir takozun dinamik katılığı, Şekil 2.2'te gösterilmiştir [1,28]. Buna göre, bir motor takozunun katılığı ve sönümü frekansa bağlı olmalıdır. Düşük frekanslar genellikle daha büyük, yüksek frekanslar ise daha küçük titreşim genliğine neden olduğundan, takoz sisteminin bu duruma uygun özelliklere sahip olması gerekir. Motor takoz sistemlerinde daha çok bu tür frekans ve genliğe bağlı özelliklerde iyileşmeye odaklanılmıştır.

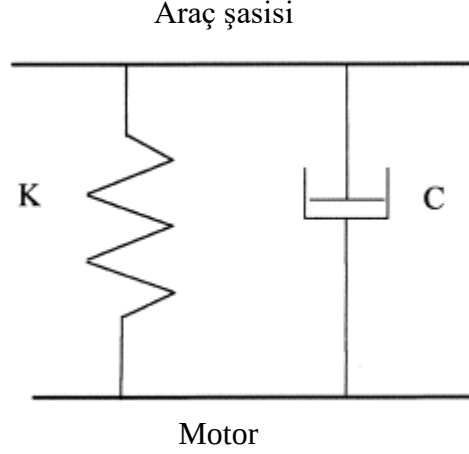


Şekil 2.2 : İdeal bir takozun dinamik katılığı.

2.2.1 Elastomerik takozlar

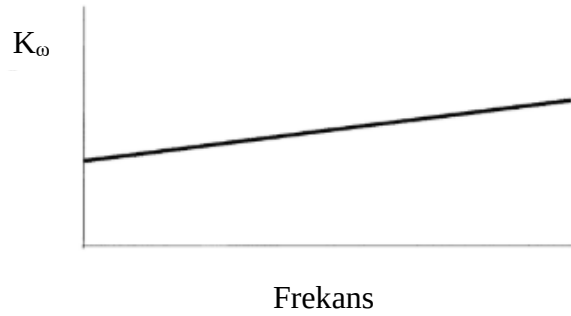
1930'lu yıllardan bu yana araç yapısını motor titreşiminden izole etmek için elastomerik (kauçuk) bağlantılar kullanılmıştır [29]. O zamanlardan beri, elastomerik takozların performansını iyileştirmek için önemli gelişmeler kaydedilmiştir.

Uygun titreşim yalıtımı sağlamak için elastomerik takozların her yöndeki elastik katılık özellikleri dikkate alınmalıdır. Bu tür takozlar, az yer kaplar, uygun maliyetlidir ve bakım gerektirmezler. Elastomerik takozlar, Şekil 2.3'te gösterildiği gibi bir yay ve bir viskoz sönümden oluşan Voigt modeliyle temsil edilebilir [27].



Şekil 2.3: Bir yay ve bir viskoz sönümden oluşan Voigt modeli.

Bir elastomerik takozun dinamik katılığı, aşağıdaki şekil 2.4'te gösterildiği gibi sönüm nedeniyle yüksek frekanslarda, düşük frekanslarda olduğundan daha büyük olacaktır. Bu özellik, tasarım gerekliliklerini karşılayacak bir takoz sisteminin tasarlanmasını zorlaştırmaktadır. Yüksek katılık veya yüksek sönümlü elastomerik takoz, düşük frekansta düşük bir sarsıntı seviyesi sağlayabilir, ancak yüksek frekanstaki performansı zayıf olacaktır. Diğer yandan, düşük katılık ve düşük sönümleme, düşük gürültü seviyeleri sağlar, ancak şok tahriği nedeniyle düşük frekansta yüksek bir genlik seviyesine neden olur. Elastomerik takozlar genlik ve yalıtım arasında bir denge sağlamalıdır.



Şekil 2.4: Bir elastomerik takozun dinamik katılığı frekansla değişimi.

Elastomerik takozlar, yıllardır motor takozu olarak yaygın olarak kullanılmaktadır. Son yıllarda düşük rölanti hızına sahip küçük, hafif, önden çekişli araçlara olan yönelim, elastomerik takozlar yerine daha iyi performans veren takozların kullanılmasını gerekli kılmıştır. Bununla birlikte, pasif elastomerik takozların doğrusal olmayan katılık ve sönüm özellikleri kullanılarak daha iyi performans vermeleri sağlanabilir.

2.2.2 Pasif hidrolik takozlar

Hidrolik takozlar iki nedenle daha çok tercih edilmeye başlamıştır [30]. Birinci neden, düşük rölanti devirli, küçük, hafif, önden çekişli araçların tasarımının daha karmaşık takoz sistemleri gerektirmesidir. İkinci neden, hidrolik takozların günümüzde artık çok iyi ayarlanabilen ekipmanlar olmasıdır. Motor takoz sistemleri için farklı hidrolik takoz tipleri geliştirilmiştir. Yapılan farklı çalışmalarda, geleneksel elastomerik takozlar yerine hidrolik takozların kullanılmasının hem sürüş konforunda önemli bir iyileşme sağladığı hem de düşük gürültü seviyelerinin elde edildiği bildirilmiştir [31,32]. Corcoron ve Ticks [33] hidrolik takozların kullanılmasıyla sürüş konforunda bir iyileşme ve mevcut gürültü seviyesinden 5 dB azalma olduğunu bildirmiştir.

Literatürde birçok farklı hidrolik takoz çeşidinden bahsedilmektedir [30–33]. Literatürde bildirilen hidrolik takozların tamamı kavramsal olarak benzer prensiplere dayanır. Fakat yapısal tasarım detaylarında farklılık gösterir. Hidrolik takozlar bu farklılıklarına rağmen temelde düşük frekans aralıklarında sönüme neden olurlar.

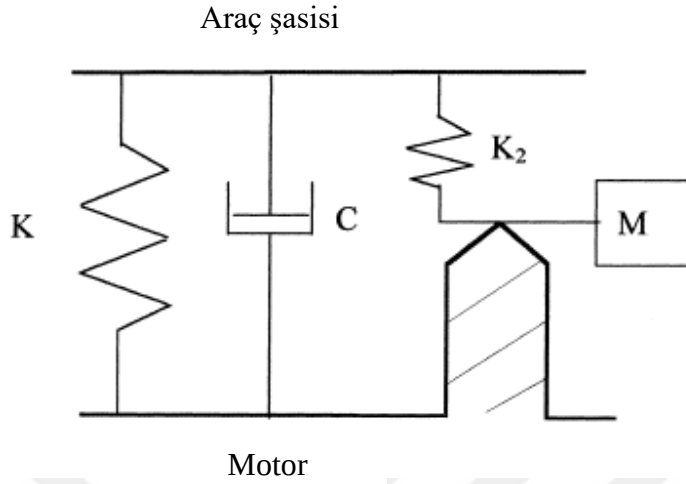
Hidrolik takozlar, şok seviyesini azaltmak için şok tahriğine karşılık gelen frekansta yüksek sönüm sağlayacak şekilde ayarlanabilir. Genellikle, hidrolik takozların dinamik katılığı, bir elastomerik takozdan daha yüksektir. Her ne kadar hidrolik takozlar düşük frekanslarda sönümü büyük oranda arttırsa da, yüksek frekanslarda yalıtım performansını da düşürürler. Hidrolik takozu bir dekuplör dahil etmek bu sorunu çözmüştür [12]. Bir dekuplör, genlik sınırlı yüzer piston olarak çalışır. Hidrolik takozu düşük genlik deplasmanında genliğe bağımlı kılar. Yer değiştirmeler yüksek olduğunda iyi titreşim yalıtımı sağlamak için hidrolik takozun, elastomerik takoz gibi davranmasını sağlar. Aynı zamanda, hidrolik takozun şok tahriğinin sönümlenmesi sağlamak için normal bir hidrolik takoz gibi davranmasını sağlar.

Hidrolik takozun tipik bir mekanik modeli, Miller [34] tarafından Şekil 2.5'te gösterilmiştir. Bu modelde, elastomerik modele ek olarak, takozun akış yolundaki akışkanı temsil eden bir M kütlesi ve kauçuk bölmelerin hacimsel uygunluğunu temsilen bir K_2 yayı bulunmaktadır.

2.2.3 Yarı aktif ve aktif motor takozları

Pasif hidrolik takozlar aracın çalışması sırasında ortaya çıkan tüm sorunları çözemez. Pasif hidrolik takozların sorunlu yönlerini çözmek ve dinamik performanslarını

iyileştirmek için, motor takoz tasarımlarına yarı aktif ve aktif titreşim kontrol teknikleri uygulanmıştır.



Şekil 2.5: Hidrolik takozun tipik bir mekanik modeli.

Yukarıda daha önce bahsedildiği gibi, bir hidrolik takozun dinamik tepkisi frekansa ve genliğe bağlıdır ve yapısal parametrelere duyarlıdır. Bu tür sistemlerin tasarımında, araçta bulunan belirli bir titreşim problemini çözmek için takoz parametrelerine ayarlama yapılır. Bu ayarlama, belirli bir frekans aralığında daha iyi performans almak için diğer frekans aralıklarındaki performanstan ödün verilebilecek bir uzlaşmayı içerir.

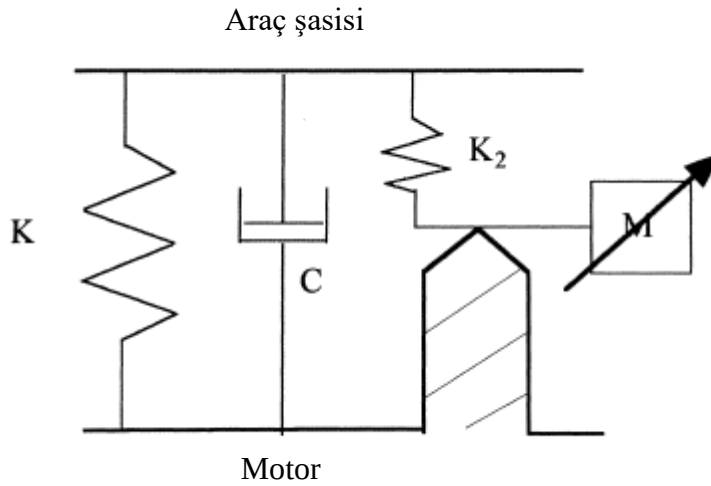
Pasif hidrolik takozların bir takım sorunlu yönlerini çözmek ve dinamik performanslarını iyileştirmek için, motor takoz tasarımlarına yarı aktif ve aktif titreşim kontrol teknikleri uygulanmıştır. Yarı aktif kontrol durumunda, sistemin dinamik tepkisini ayarlamak için bir veya daha fazla sistem parametresi kontrol edilebilir. Yarı aktif titreşim kontrolünde, temel düşünce genellikle sönüm gibi motor takozunun dinamik özelliklerini değiştirerek titreşim enerjisini dağıtmak üzerine kuruludur. Genel olarak açık döngü mimarisi uygulanır. Aktif kontrolde ise, tahrik kuvvetinin sisteme aktarılmasını önlemek için aktüatörlerle kontrol kuvveti oluşturulur. Hedef enerji kaynağını sürekli olarak dengelemek için aktif bir enerji kaynağı sağlanır. Genellikle kapalı döngü mimarisi uygulanır.

2.2.3.1 Yarı aktif motor takozları

Yarı aktif kontrol mekanizmasına sahip motor takozlarına yarı aktif motor takozu denir. Yarı aktif kontrol, sistem parametrelerini kontrol ederek sistemin dinamik

tepkisini değiştirebilir. Yarı aktif kontrol durumunda, sistemin dinamik tepkisini ayarlamak için bir veya daha fazla sistem parametresi kontrol edilebilir. Yarı aktif motor takoz sistemi için kontrol edilen parametreler elastik katılık ve sönüm olabilir. katılık ve sönüm kontrollü sistemin bir örneği Shoureshi ve diğ. tarafından çalışmalarında sunulmuştur [35]. Bu yarı aktif hidrolik takoz sisteminde, sistem rezonans frekansı, sistem eşdeğer katılık sabiti ve sönüm değişimi ile kontrol edilmiştir. Çoğu durumda, sadeliği nedeniyle sönüm kontrolü tercih edilir.

Bir yarı aktif motor takoz sistemi, genellikle kontrol edilebilir elemanlara sahip bir pasif takoz ve bir kontrol mekanizmasından oluşur. Literatürde bulunan yarı aktif takozların neredeyse tamamı hidrolik tiptedir. Yarı aktif takozun tipik bir mekanik modeli , Miller [34] tarafından Şekil 2.6'da gösterilmiştir. Bu modelde, hareketli bir M kütlesi, sistemin dinamik tepkisini kontrol etmek için sönüm kuvvetinin değiştirilmesiyle ayarlanabilir.



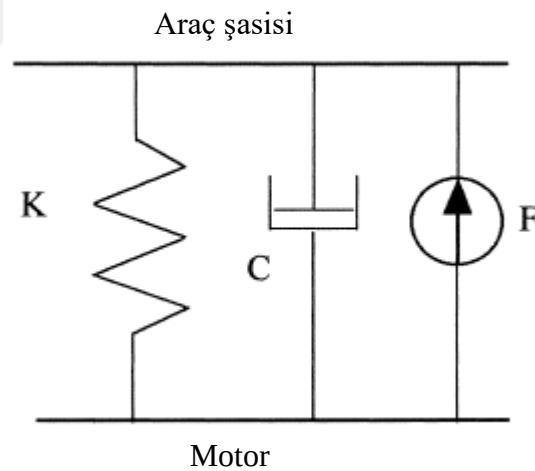
Şekil 2.6: Yarı aktif takozun tipik bir mekanik modeli.

2.2.3.2 Aktif motor takozları

Aktif titreşim kontrolünde, sistemin oluşturduğu kuvvetin iletimini ortadan kaldırmak için bir veya daha fazla aktüatör tarafından bir karşı dinamik kuvvet oluşturulur. Yani, rahatsızlığa neden olan aktif bir enerji kaynağına karşı bunu dengeleyecek bir enerji kaynağı sağlanmalıdır. Tipik bir aktif takoz, pasif bir takoz, kuvvet üreten bir aktüatör, yapısal bir titreşim sensörü ve bir elektronik kontrol ünitesinden oluşur. Pasif takozlar, bir aktüatör arızası durumunda motoru desteklemek için kullanılır. Aktüatör, kontrol sinyaline yeterince hızlı bir şekilde yanıt veren dinamik kuvvet sağlar. Yapısal titreşim sensörü, titreşimi azaltmak için aktüatör tarafından üretilen kuvvetin genliğini ve

fazını ayarlayan kontrol ünitesine sinyal sağlayan bir kuvvet sensörü veya bir ivme ölçerdir.

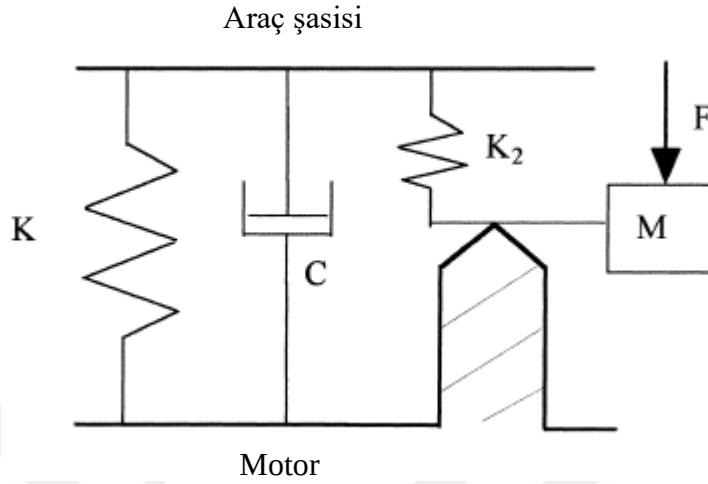
Motor takozlarını etkinleştirmek için farklı tiplerde kontrolör üniteleri kullanılır. Elastomerik ve hidrolik aktif takozların mekanik modelleri şekil 2.7 ve şekil 2.8’de verilmiştir [34]. Bu modellerde F , aktüatör tarafından üretilen dinamik kuvveti temsil eder. Aktif titreşim kontrolünün bir örneği de Hagino ve diğ. [36] tarafından verilmiştir. Bir elektromanyetik aktüatör, motor kaynaklı kuvvetleri engellemek için karşı dinamik kuvvet üretir ve motor rölanti hızlarında şasi titreşimini azaltır. Muller ve diğ. [37], ise başka bir aktif motor takozu önermiştir. Bu tasarımda, klasik bir hidrolik takoz düzeneği ve yüksek frekanslı titreşimi izole etmek için bir elektromanyetik aktüatör beraber kullanılır. Daha yakın zamanlarda, taşıt titreşiminin yalıtımı için servo hidrolik aktüatörlü aktif motor bağlantıları geliştirilmiştir. Son olarak ise piezo aktüatörlü aktif motor takozları geliştirilmiştir. Piezo aktüatörler çok hızlı bir tepkiye sahiptir, ancak deplasman çok küçüktür ve genliği arttırmak için uygun bir mekanizma gerektirir.



Şekil 2.7: Elastomerik aktif takozların mekanik modelleri.

Yarı aktif takozlar, sönümü arttırmak gibi sistemin düşük frekans özelliklerini iyileştirmek için kullanılır. Aktif motor takozları düşük frekansta çok sert olabilir ve yüksek frekans aralığında çok yumuşak olacak şekilde ayarlanabilir. Aktif motor takozları çok iyi yalıtım sağladığı için yüksek motor titreşim seviyelerine izin verebilir. Bu durum, denge mili gereksinimini azaltabilir ve araç şasisinin daha hafif olmasını sağlayabilir [27,34]. Aktif takozlar yapılarında sensörler, kontrol üniteleri ve enerji kaynağı barındırır. Pasif motor takoz sistemlerine nazaran, daha ağır ve maliyetlidir.

Ayrıca enerji tüketimine ihtiyaç duyar. Bu nedenle aktif takozların kullanımı sınırlıdır [34]. Performans, güvenilirlik ve ekonomi alanlarında geliştirilmelidir. Aktif motor bağlantıları, yeni nesil motor takozları olarak kabul edilir [27,34].



Şekil 2.8: Hidrolik aktif takozların mekanik modelleri.

2.3 Çok Serbestlik Dereceli Sistemler

Hareketi birden çok koordinatla tanımlanan sistemlere çok serbestlik dereceli sistemler denir. n serbestlik dereceli bir sistemin hareketini tanımlamak için en az n adet koordinatın kullanılması gerekir.

Serbestlik sayısı arttıkça temel kavramlar aynı olmasına rağmen, matematik metodoloji zorlaşır. Hareketin diferansiyel denklemlerini çözmek için öncelikle cebirsel özdeğer problemini çözmek gerekir. Ancak n ikiyi aştığında karakteristik denklemi kullanarak özdeğer problemini çözmek pratik bir yaklaşım olmaz. Neyse ki, çeşitli hesaplamalı matematik programları sayesinde, özellikle titreşimlerde karşılaşılan ve gerçek simetrik matrislerle tanımlanan özdeğer probleminin çözümü için, son derece verimli ve hızlı sayısal algoritmalar kullanılmaktadır. Bu algoritmalar doğrusal cebir ve matris teorisindeki gelişmelere dayanmaktadır. Çok serbestlik dereceli sistemler için doğru bir matematik yaklaşım gerekir ve matris cebiri bu tür bir yaklaşım için idealdir. Çoğu pratik problemde, analitik çözümler mümkün veya uygun değildir, bu nedenle bilgisayar tarafından üretilen sayısal çözümler kritik öneme sahiptir.

2.3.1 Sönümsüz titreşimlerin özdeğer çözümlemesi

Bu başlık altında, n serbestlik dereceli bir sistemin denge pozisyonunun çevresindeki hareketi ile ilgilenilecektir. Bu hareket, aşağıdaki genelleştirilmiş koordinatlarla tanımlanmıştır.

$$q_1(t), q_1(t), \dots, q_n(t) \quad (2.1)$$

Sistemin denge pozisyonu, sıfır çözüm (değersiz çözüm) olarak kabul edilir.

$$q_1(t) = q_1(t) = \dots = q_n(t) = 0 \quad (2.2)$$

Ayrıca, denge pozisyonu etrafındaki yer değiştirmelerin kuvvet-yer değiştirme ve kuvvet-hız ilişkilerinin lineer olması için yeterince küçük olduğu varsayımı yapılır. Böylece, sistem lineer denklemler üzerinden ifade edilir.

Sönümsüz n serbestlik dereceli bir sistemin serbest titreşimlerini düzenleyen diferansiyel denklemlerin genel formülasyonu

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{0} \quad (2.3)$$

şeklinde olur. Burada $\mathbf{M}$ ve $\mathbf{K}$ sırasıyla $n \times n$ boyutunda kütle ve katılık matrisleri ve $\mathbf{x} = \{x_1 \ x_2 \ \dots \ x_n\}^T$ ise yer değiştirmelerin n boyutlu sütun vektörüdür.

Denklem 2.3'ün çözümü ile tanımlanan serbest titreşimler harmonik olacaktır. Hareketi bu denklem ile ifade edilen bir sistemin faz farkı da 0 olacaktır. Yani, sistemin tüm koordinatları senkronize olacaktır. Bu varsayım, denklem 2.3'ün çözümünün aşağıdaki gibi kabul edilmesini gerektirir.

$$\mathbf{x}(t) = \mathbf{X} \cdot e^{i\omega t} \quad (2.4)$$

Burada, ω frekansı ve n boyutlu $\mathbf{X}$ vektörü ise yer değiştirmelerin genliklerini ifade eder. Çözüm kabulü denklem 2.3'e yerleştirildiğinde

$$(-\omega^2 \mathbf{M}\mathbf{X} + \mathbf{K}\mathbf{X})e^{i\omega t} = \mathbf{0} \quad (2.5)$$

denklemini ortaya çıkar. $e^{i\omega t}$ hiçbir zaman sıfır olamayacağı için bu ifadenin çıkarılmasıyla denklem

$$(-\omega^2 \mathbf{M} + \mathbf{K}) \mathbf{X} = \mathbf{0} \quad (2.6)$$

halini alır. $\mathbf{M}$ matrisi tersi alınabilen yani tersinir bir matris olduğu için $\mathbf{M}^{-1}$ matrisi mevcuttur. Yukarıdaki denklemin $\mathbf{M}^{-1}$ ile çarpılmasıyla

$$(\mathbf{M}^{-1} \mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{I}) \mathbf{X} = \mathbf{0} \quad (2.7)$$

$\mathbf{I}$ matrisi, $n \times n$ boyutunda bir birim matrisdir. Denklem 2.7, n adet mod vektörü için n adet eş zamanlı lineer denklem sisteminin matris gösterimidir.

Bu noktada, sonraki işlemlerde daha yalın bir gösterim sağlamak adına sistem matrisinin

$$\mathbf{A} = \mathbf{M}^{-1} \mathbf{K} \quad (2.8)$$

λ skalerinin

$$\lambda = \omega^2 \quad (2.9)$$

tanımlanması yararlı olacaktır. Tanımlanan bu iki elemanın denklem 2.7'de yerine yazılmasıyla

$$[\mathbf{A} - \lambda \mathbf{I}] \mathbf{X} = \mathbf{0} \quad (2.10)$$

denklemi elde edilmiş olur. Bu denklemden artık λ skaleri ve $\mathbf{X}$ hesaplanabilir duruma gelmiştir. Kurulan bu problem matematikte, özdeğer problemi olarak adlandırılır ve birçok alanda kullanılabilir [38].

Bu problem için $\mathbf{X} = \mathbf{0}$ dışında çözümler aranmalıdır çünkü $\mathbf{X} = \mathbf{0}$ sıfır çözümdür ve denge durumuna karşılık gelir. Bu durumda denklemin sağlanabilmesi için sol tarafta kalan matris ifadesinin determinantının sıfır olmalıdır.

$$\det[\mathbf{A} - \lambda \mathbf{I}] = 0 \quad (2.11)$$

Karakteristik determinantın sıfır olmasını sağlayacak n adet λ değeri bulunacaktır. λ değerleri $\mathbf{A}$ matrisinin özdeğerleridir. $\mathbf{M}$ ve $\mathbf{K}$ matrislerinin pozitif belirli olması nedeniyle elde edilecek özdeğerler gerçel ve pozitif olacaktır. Bu da elde edilecek n

adet ω değerin de gerçel ve pozitif olacağı anlamına gelecektir. ω değerleri sistemin doğal frekanslarını oluşturacaktır.

2.3.3 Mod vektörlerinin dikliği, normalizasyon ve modal matris

Önceki bölümde bulunan ve mod vektörü olarak adlandırılan n adet $\mathbf{X}$ vektörü birbirine dik (ortogonal) durumdadır. Denklem 2.6'da verilen özdeğer probleminin çözüldüğünü ve elde edilen r . ve s . doğal frekansların ve mod vektörlerinin sırasıyla ω_r ve $\mathbf{u}_r$ ile ω_s ve $\mathbf{u}_s$ olduğunu varsayalım. Bu durumda

$$\mathbf{K}\mathbf{u}_r = \omega_r^2 \mathbf{M}\mathbf{u}_r \quad (2.12)$$

$$\mathbf{K}\mathbf{u}_s = \omega_s^2 \mathbf{M}\mathbf{u}_s \quad (2.13)$$

denklemleri elde edilebilir. Şimdi de bu denklemlerden ilkinin $\mathbf{u}_s^T$ ile, ikincisini ise $\mathbf{u}_r^T$ ile çarpalım.

$$\mathbf{u}_s^T \mathbf{K}\mathbf{u}_r = \omega_r^2 \mathbf{u}_s^T \mathbf{M}\mathbf{u}_r \quad (2.14)$$

$$\mathbf{u}_r^T \mathbf{K}\mathbf{u}_s = \omega_s^2 \mathbf{u}_r^T \mathbf{M}\mathbf{u}_s \quad (2.15)$$

$\mathbf{K}$ ve $\mathbf{M}$ matrislerinin simetrik oldukları bilinmektedir. Bu durumda, Denklem 2.15'in evriği alındığında

$$\mathbf{u}_s^T \mathbf{K}\mathbf{u}_r = \omega_s^2 \mathbf{u}_s^T \mathbf{M}\mathbf{u}_r \quad (2.16)$$

denklemini elde edilmiş olur. Denklem 2.14 ve Denklem 2.16'nın sağ tarafında kalan ifadelerin birbirine eşit olduğu görülmektedir. Denklem 2.16'yı Denklem 2.14'ten çıkarırsak

$$(\omega_r^2 - \omega_s^2) \mathbf{u}_s^T \mathbf{M}\mathbf{u}_r = 0 \quad (2.17)$$

elde edilir. Burada, $r \neq s$ durumunu ele alırsak, r . ve s . modlar birbirinden farklı modlar olacaktır. Bu durumda da, $\omega_r \neq \omega_s$ olması gerekir. Denklem 2.17'nin sağlanabilmesi için

$$\mathbf{u}_s^T \mathbf{M}\mathbf{u}_r = 0 \quad (2.18)$$

olmalıdır. Denklem 2.18, $\mathbf{u}_r$ ve $\mathbf{u}_s$ mod vektörlerinin birbirlerine dik olduğu anlamına gelir. Ancak, burada bir noktaya dikkat edilmelidir. $\mathbf{u}_r$ ve $\mathbf{u}_s$ birbirlerine doğrudan dik değildirler. $\mathbf{M}$ matrisine göre bir diklik söz konusudur.

Denklem 2.18'un, Denklem 2.16'de yerine konmasıyla

$$\mathbf{u}_s^T \mathbf{K} \mathbf{u}_r = 0 \quad (2.19)$$

olduğu, yani $\mathbf{u}_r$ ve $\mathbf{u}_s$ mod vektörlerinin $\mathbf{K}$ matrisine göre de dik olduğu görülür.

Daha önce, kip vektörlerinin bileşenlerinin oranının belli olduğu ancak büyüklüklerin belirsiz olduğuna değinilmişti. Bu belirsizliğin ortadan kaldırılması için mod vektörleri tamamen keyfi bir kuralla yeniden düzenlenebilir. Mod vektörlerinin bu şekilde bir kural doğrultusunda belirlenmesine normalizasyon adı verilir. Mod vektörlerine bilinen farklı birkaç normalizasyon yöntemi uygulanmaktadır. Bunlardan ilki, mod vektörlerinin en büyük bileşeninin büyüklüğü bir olacak şekilde normalize edilmesidir. Diğer bir yöntem, mod vektörlerinin uzunluğu bir olacak şekilde bir kural getirilmesidir. Ancak bu iki yöntemden daha kullanışlı olan üçüncü bir yöntem daha mevcuttur. Buna göre her bir mod vektörü

$$\mathbf{u}_r^T \mathbf{M} \mathbf{u}_r = 1 \quad (2.20)$$

denklemini sağlayacak şekilde normalize edilecektir. Bu şekilde yapılan normalizasyona mod vektörünün kütle matrisine göre normalize edilmesi adı verilir. Daha önceden Denklem 2.18'de $r \neq s$ olması durumunda

$$\mathbf{u}_s^T \mathbf{M} \mathbf{u}_r = 0 \quad (2.21)$$

olacağı gösterilmişti. Böylece, mod vektörleri için hem ortogonal hem de $\mathbf{M}$ matrisine göre normalize edilmiş olurlar. Bu durumda, mod vektörlerinin kısaca ortonormal oldukları söylenir. [38]

Denklem 2.20'in, Denklem 2.16'de yerine konulmasıyla

$$\mathbf{u}_r^T \mathbf{K} \mathbf{u}_r = \omega_r^2 \quad (2.22)$$

olacağı görülebilir.

Özdeğer probleminin çözülmesi ile elde edilen normalize edilmemiş $\bar{\mathbf{u}}_r$ mod vektörlerinin normalize edilmesi için bir α katsayısı ile çarpılmaları gerekir.

$$\mathbf{u}_r = \alpha_r \bar{\mathbf{u}}_r \quad (2.23)$$

Denklem 2.23 sağ taraftan $\mathbf{u}_r^T \mathbf{M}$ ile çarpıldığında

$$\mathbf{u}_r^T \mathbf{M} \mathbf{u}_r = \alpha_r^2 \mathbf{u}_r^T \mathbf{M} \bar{\mathbf{u}}_r = 1 \quad (2.24)$$

halini alacaktır. Buradan da α_r katsayısı çekildiğinde

$$\alpha_r = \frac{1}{\sqrt{\bar{\mathbf{u}}_r^T \mathbf{M} \bar{\mathbf{u}}_r}} \quad (2.25)$$

olarak bulunacaktır.

Mod vektörlerinin kütle matrisine göre normalize edilmesinin ardından n adet yeniden düzenlenmiş mod vektörü elde edilmiş olur. Bu n adet mod vektöründen oluşan

$$\mathbf{U} = [\{\mathbf{u}_1\} \{\mathbf{u}_2\} \dots \{\mathbf{u}_n\}] \quad (2.26)$$

matrise modal matris adı verilir. Bu matris, karmaşık görünen matris hesaplamalarına sade bir görünüm vermesi açısından önemlidir. Bu matris kullanılarak tüm mod vektörlerinin normalizasyonu

$$\mathbf{U}^T \mathbf{M} \mathbf{U} = \mathbf{I} \quad (2.27)$$

şeklinde gösterilebilir. Yine mod matrisi ile $\mathbf{K}$ katılık matrisi kullanılarak

$$\mathbf{U}^T \mathbf{K} \mathbf{U} = \boldsymbol{\Omega}^2 \quad (2.28)$$

doğal frekans matrisi elde edilebilir. Burada, $\boldsymbol{\Omega}$ ile gösterilen matrisin açık hali

$$\boldsymbol{\Omega} = \text{diag}(\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n) = \begin{bmatrix} \omega_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \omega_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \omega_n \end{bmatrix} \quad (2.29)$$

şeklinde gösterilebilir.

2.3.4 Modların ayrıştırılması

Bu çalışmada sistem modal sönüm kullanılarak modellenmiştir. Bir sonraki bölümde bu konuya dair bilgi verilecektir. Ancak öncesinde modal sönümün uygulanabilmesi için öncelikle modlara ayrıştırmanın anlaşılması gerekmektedir.

Çok serbestlik dereceli bir sistemin hareketini veren diferansiyel denklemi tekrar hatırlayalım.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{x}(t) = \mathbf{0} \quad (2.30)$$

Bu noktada bir koordinat dönüşümü yapılsın ve dönüşüm için $\mathbf{U}$ modal matrisi kullanılsın.

$$\mathbf{x}(t) = \mathbf{U} \cdot \boldsymbol{\xi}(t) \quad (2.31)$$

Bu dönüşümle, fiziksel koordinatlar uzayından ortonormal mod vektörlerinin uzayına geçiş yapılmış olur. Bu yeni koordinat sistemine titreşim sisteminin doğal koordinatları adı verilir. Bu dönüşüm sayesinde denklem 2.30,

$$\mathbf{M}\mathbf{U}\ddot{\boldsymbol{\xi}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{U}\boldsymbol{\xi}(t) = \mathbf{0} \quad (2.32)$$

formuna gelmiş olur. Denklem 2.32, soldan $\mathbf{U}^T$ ile çarpıldığında

$$\mathbf{U}^T \mathbf{M} \mathbf{U} \ddot{\boldsymbol{\xi}}(t) + \mathbf{U}^T \mathbf{K} \mathbf{U} \boldsymbol{\xi}(t) = \mathbf{0} \quad (2.33)$$

olacaktır. Denklem 2.27 ve denklem 2.28 kullanılarak Denklem 2.33 sadeleştirilirse

$$\mathbf{I} \ddot{\boldsymbol{\xi}}(t) + \boldsymbol{\Omega}^2 \boldsymbol{\xi}(t) = \mathbf{0} \quad (2.34)$$

denklemini ortaya çıkar. $\mathbf{I}$ ve $\boldsymbol{\Omega}^2$ matrislerinin köşegen matris oldukları bilindiğine göre artık n adet denklemin birbirleriyle bağının kalmadığı görülebilir. Denklem 2.34'teki matris denkleminin her bir satırı

$$\ddot{\xi}_r(t) + \omega_r^2 \cdot \xi_r(t) = 0 \quad (2.35)$$

şeklinde yazılabilir. Bu sayede n serbestlik dereceli sistem, n adet tek dereceli sistem tarafından temsil edilebilir bir duruma getirilmiştir.

2.3.5 Rayleigh sönümü

Sistemin modal sönümlü olarak modellendiği daha önceden belirtilmişti. Modal sönümün teorisine geçmeden önce konuya ışık tutması için Rayleigh sönümün anlaşılması önemlidir. Bölüm 2.3.1’de mod şekillerinin sönümsüz bir sistem üzerinden nasıl hesaplanacağına dair bilgi verilmişti. Ancak sistemin doğal frekansları sönümden dolayı sönümsüz sistemlere göre farklı olacaktır. Bu bölümde Rayleigh sönümlü bir sistemin doğal frekanslarının nasıl bulunacağı teorik olarak anlatılacaktır.

Çok serbestlik dereceli sönümlü lineer bir sistemin hareketini temsil eden diferansiyel denklemin

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{R}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{0} \quad (2.36)$$

şeklinde olduğunu bilinmektedir. Bir önceki bölümde $\mathbf{U}$ modal matrisi kullanılarak yapılan koordinat dönüşümü tekrar hatırlatılsın.

$$\mathbf{x}(t) = \mathbf{U}\xi(t) \quad (2.37)$$

Denklem 2.31 denklem 2.36’da yerine koyulursa

$$\mathbf{M}\mathbf{U}\ddot{\xi}(t) + \mathbf{R}\mathbf{U}\dot{\xi}(t) + \mathbf{K}\mathbf{U}\xi(t) = \mathbf{0} \quad (2.38)$$

denklemini elde edilir. Denklem 2.37 da sol taraftan $\mathbf{U}^T$ ile çarpılırsa

$$\mathbf{U}^T\mathbf{M}\mathbf{U}\ddot{\xi}(t) + \mathbf{U}^T\mathbf{R}\mathbf{U}\dot{\xi}(t) + \mathbf{U}^T\mathbf{K}\mathbf{U}\xi(t) = \mathbf{0} \quad (2.39)$$

eşitliği sağlanır. Yine önceki bölümlerden

$$\mathbf{U}^T\mathbf{M}\mathbf{U} = \mathbf{I} \quad (2.40)$$

$$\mathbf{U}^T\mathbf{K}\mathbf{U} = \mathbf{\Omega}^2 \quad (2.41)$$

olduğu bilinmektedir. Eğer $\mathbf{U}^T \cdot \mathbf{R} \cdot \mathbf{U}$ ifadesi de köşegen olursa denklem 2.39’ta verilen diferansiyel denklem, modlarına ayrıştırılabilir bir forma getirilmiş olur.

$\mathbf{U}^T \cdot \mathbf{R} \cdot \mathbf{U}$ ifadesi

$$\mathbf{C} = \mathbf{U}^T \mathbf{R} \mathbf{U} \quad (2.42)$$

şeklinde gösterilirsin. Bu durumda denklem 2.39

$$\mathbf{I}\ddot{\boldsymbol{\xi}}(t) + \mathbf{C}\dot{\boldsymbol{\xi}}(t) + \boldsymbol{\Omega}^2 \boldsymbol{\xi}(t) = \mathbf{0} \quad (2.43)$$

gibi sade bir görünüm elde eder. Bu denklemi modlarına ayrıştırabilmek için $\mathbf{C}$ matrisini köşegen matris haline getirecek şartlar aranmalıdır. Bu şart

$$\mathbf{K}\mathbf{M}^{-1}\mathbf{R} = \mathbf{R}\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} \quad (2.44)$$

eşitliğinin sağlanması şeklinde ifade edilebilir [38]. Bu, $\mathbf{R}$ matrisinin $\mathbf{K}$ ve $\mathbf{M}$ matrisleriyle orantısal olması anlamına gelir. Bu orantısallık

$$\mathbf{R} = \alpha \mathbf{M} + \beta \mathbf{K} \quad (2.45)$$

şeklinde sağlanabilir. Bu modele Rayleigh sönümü adı verilir.

Elemanları her bir modun sönüm faktörlerinden oluşan köşegen matrise viskoz sönüm faktörleri matrisi denir ve

$$\mathbf{Z} = \begin{bmatrix} \zeta_1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \zeta_2 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & \zeta_n \end{bmatrix} \quad (2.46)$$

şeklinde gösterilir.

$\mathbf{C}$ matrisi, $\mathbf{Z}$ ve $\boldsymbol{\Omega}$ matrisleri cinsinden ifade edilebilir.

$$\mathbf{C} = 2\mathbf{Z}\boldsymbol{\Omega} = \begin{bmatrix} 2\zeta_1\omega_1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 2\zeta_2\omega_2 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & 2\zeta_n\omega_n \end{bmatrix} \quad (2.47)$$

Buradan $\mathbf{Z}$ matrisi yalnız bırakılırsa

$$\mathbf{Z} = \frac{1}{2}\boldsymbol{\Omega}^{-1}\mathbf{C} \quad (2.48)$$

$\mathbf{C}$ ve $\mathbf{\Omega}$ matrisleri ile ifade edilmiş olur. Denklem 2.47, denklem 2.43'te yerine konulduğunda

$$\mathbf{I}\ddot{\boldsymbol{\xi}}(t) + 2\mathbf{Z}\mathbf{\Omega}\dot{\boldsymbol{\xi}}(t) + \mathbf{\Omega}^2\boldsymbol{\xi}(t) = \mathbf{0} \quad (2.49)$$

elde edilmiş olur. Böylece modlar birbirinden ayrıştırılmış olur. Her bir diferansiyel denklem ayrı yazıldığında

$$\ddot{\xi}_r(t) + 2\zeta_r\omega_r \cdot \dot{\xi}_r(t) + \omega_r^2 \cdot \xi_r(t) = 0 \quad (2.50)$$

ortaya çıkar. Modlara ayrıştırma sayesinde, n serbestlik dereceli bir sistem n adet tek serbestlik dereceli sisteme çevrilmiş olur.

Yukarıda, $\mathbf{R}$ matrisinin $\mathbf{M}$ ve $\mathbf{K}$ matrislerinin sırasıyla α ve β katsayıları ile çarpılarak oluşturulduğu belirtilmiş ancak α ve β katsayılarının nasıl belirlendiğinden bahsedilmemişti.

$\mathbf{u}_r$ ve $\mathbf{u}_s$ herhangi bir r . ve s . modun mod vektörleri olmak üzere denklem 2.45 sırasıyla soldan $\mathbf{u}_r^T$ ve $\mathbf{u}_s^T$ ve sağdan $\mathbf{u}_r$ ve $\mathbf{u}_s$ ile çarpıldığında

$$\begin{aligned} \mathbf{C}_{rr} &= \mathbf{u}_r^T \mathbf{R} \mathbf{u}_r = \alpha \mathbf{u}_r^T \mathbf{M} \mathbf{u}_r + \beta \mathbf{u}_r^T \mathbf{K} \mathbf{u}_r = \alpha + \beta \omega_r^2 = 2\zeta_r \omega_r \\ \mathbf{C}_{ss} &= \mathbf{u}_s^T \mathbf{R} \mathbf{u}_s = \alpha \mathbf{u}_s^T \mathbf{M} \mathbf{u}_s + \beta \mathbf{u}_s^T \mathbf{K} \mathbf{u}_s = \alpha + \beta \omega_s^2 = 2\zeta_s \omega_s \end{aligned} \quad (2.51)$$

sonucuna gelinir. Denklem 2.51 için sistemin iki sönüm faktörü değerinin bilindiğini varsayarsak elimizde iki denklem ve iki bilinmeyen vardır. Buradan α ve β katsayıları çekilirse

$$\begin{aligned} \alpha &= 2\omega_r\omega_s \frac{\omega_r\zeta_s - \omega_s\zeta_r}{\omega_r^2 - \omega_s^2} \\ \beta &= 2 \frac{\omega_r\zeta_r - \omega_s\zeta_s}{\omega_r^2 - \omega_s^2} \end{aligned} \quad (2.52)$$

olarak elde edilirler.

n serbestlik dereceli bir sistem, n adet tek serbestlik dereceli bir sisteme çevrildiği için her bir modun doğal frekansı tek serbestlik dereceli sönümlü bir sistemin doğal frekansının bulunduğu gibi kolayca bulunabilir.

$$\omega_r^d = \omega_r \sqrt{1 - \zeta_r^2} \quad (2.53)$$

Burada, ω_r sistemin sönümsüz durumdaki doğal frekansları, ω_r^d ise sistemin sönümlü durumunda her bir mod için elde edilen frekanslardır.

2.3.6 Modal sönüm

Modal sönüme hazırlık olması için önceki bölümde Rayleigh sönümü detaylı bir şekilde açıklanmıştır. Tezde optimizasyonu yapılacak olan sistemin tüm modlarının sönüm faktörlerinin bilindiği kabulü yapılmaktadır. Sönüm faktörleri deneysel yollarla elde edilebilirler. İlgilenilen sistem altı serbestlik dereceli olduğundan altı ayrı mod için altı adet sönüm faktörünün bilinmesi gerekmektedir. Bu da denklem 2.46'da verilen $\mathbf{Z}$ matrisinin bilindiği anlamına gelir. Doğal frekanslar matrisi, $\mathbf{\Omega}$, frekans analizinden elde edilir. Bu iki matris ve köşegen $\mathbf{C}$ matrisi birbirinden farklı iki eşitlik ile gösterilebilir. Bunlardan ilki denklem 2.47'de verilen $\mathbf{C} = 2\mathbf{Z}\mathbf{\Omega}$ eşitliği, diğeri ise $\mathbf{C}$ matrisinin $\mathbf{R}$ matrisi ile ilişkisini veren $\mathbf{C} = \mathbf{U}^T \mathbf{R} \mathbf{U}$ eşitliğidir. Birbirlerine eşit olan bu iki ifade

$$\mathbf{U}^T \mathbf{R} \mathbf{U} = 2\mathbf{Z}\mathbf{\Omega} \quad (2.54)$$

şeklinde yazılabilir. Bu eşitliğin her iki tarafı sağdan $(\mathbf{U}^T)^{-1}$ ve soldan $\mathbf{U}^{-1}$ ile çarpıldığında $\mathbf{R}$ matrisi sol tarafta yalnız bırakılmış olur.

$$\mathbf{R} = 2(\mathbf{U}^T)^{-1} \mathbf{Z}\mathbf{\Omega} \mathbf{U}^{-1} \quad (2.55)$$

Bu noktada bir dönüşüme ihtiyaç duyulur. $\mathbf{U}$ matrisi daha önceden

$$\mathbf{U}^T \mathbf{M} \mathbf{U} = \mathbf{I} \quad (2.56)$$

şeklinde normlalize edilmişti. Buradan hareketle

$$\begin{aligned} (\mathbf{U}^T)^{-1} &= \mathbf{M} \mathbf{U} \\ \mathbf{U}^{-1} &= \mathbf{U}^T \mathbf{M} \end{aligned} \quad (2.57)$$

olduğu açıkça görülür. Denklem 2.53'te elde edilen $(\mathbf{U}^T)^{-1}$ ve $\mathbf{U}^{-1}$ ifadeleri denklem 2.55'de yerlerine yazılırsa

$$\mathbf{R} = 2\mathbf{MUZ}\mathbf{\Omega}\mathbf{U}^T\mathbf{M} \quad (2.58)$$

ifadesi elde edilir. Bu ifade de yer alan bütün matrisler bilindiği için sistemin sönüm matrisi elde edilebilir. Sönüm sonraki bölümlerde anlatılacağı üzere özellikle şasiye aktarılan kuvvetlerin minimize edilmesi optimizasyonları için kritik bir öneme sahiptir.

2.4 Lineer Olmayan Optimizasyon

Lineer olmayan optimizasyon amaç fonksiyonunun veya bazı kısıt fonksiyonlarının lineer olmadığı bir optimizasyon problemini çözme işlemidir ve matematiksel optimizasyonun doğrusal olmayan problemleriyle ilgilenen bir alt alanıdır. Bir optimizasyon probleminde, kısıt fonksiyonlarının eşitlik ve eşitsizlik sınırları içinde amaç fonksiyonunun ekstremumlarını (maksima veya minima) sağlayan değişkenler kümesi hesaplanır. Deneysel bilimde bazı basit veri analizleri için doğrusal optimizasyon yöntemleri kullanılabilir, ancak karşılaşılan optimizasyon problemleri genel olarak doğrusal değildir.

Matematiksel olarak bir optimizasyon problemi, belirli sınırlar içinde n adet değişkeni olan $f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ şeklindeki bir amaç fonksiyonunun mümkün olan en düşük veya en yüksek değerlerinin elde edilmesidir. Amaç fonksiyonunun değişkenleri

$$\mathbf{x} = [x_1 \quad x_2 \quad \dots \quad x_n] \quad (2.59)$$

şeklinde bir vektörle gösterilsin. $\mathbf{x}$ ile aynı sayıda elemana sahip

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_l &= [x_{1l} \quad x_{2l} \quad \dots \quad x_{nl}] \\ \mathbf{x}_u &= [x_{1u} \quad x_{2u} \quad \dots \quad x_{nu}] \end{aligned} \quad (2.60)$$

vektörleri de tanımlansın. $\mathbf{x}$ vektörünün elemanları, $\mathbf{x}_l$ vektörüne karşılık gelen elemanların tümünden büyük ve $\mathbf{x}_u$ vektörüne karşılık gelen elemanların tümünden ise küçük olsun ve bu durum

$$\begin{aligned}
x_{1l} &\leq x_1 \leq x_{1u} \\
x_{2l} &\leq x_2 \leq x_{2u} \\
&\vdots \quad \vdots \quad \vdots \\
x_{nl} &\leq x_n \leq x_{nu}
\end{aligned} \tag{2.61}$$

şeklinde gösterilsin. Böylece $x_1, x_2, \dots, x_n$ değişkenleri bir alt ve üst sınırlar içine alınmış olur.

Doğrusal olmayan bir optimizasyon probleminde eşitlik ve eşitsizlik kısıt fonksiyonları birden fazla olabilirler. m ve p pozitif tam sayılar olmak üzere

$$\begin{aligned}
g_i(x) &\leq 0 \quad i = 1, 2, \dots, m \\
h_j(x) &\leq 0 \quad j = 1, 2, \dots, p
\end{aligned} \tag{2.62}$$

eşitlik ve eşitsizlik kısıt fonksiyonları tanımlanmış olsun.

Bu tanımlamaların ardından optimizasyon problemi

Bir $f(\mathbf{x})$ amaç fonksiyonunun ekstremumunu,
 $g_i(x) \leq 0 \quad (i = 1, 2, \dots, m)$ eşitsizlik kısıtları,
 $h_j(x) = 0 \quad (j = 1, 2, \dots, p)$ eşitlik kısıtları ve
 $\mathbf{x}$ vektörünün bulunması işlemi

olarak özetlenebilir.

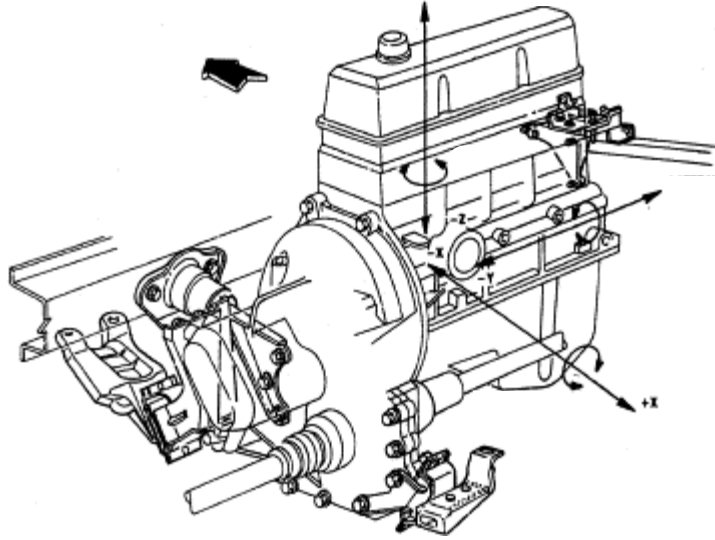
Optimizasyon, içerisinde tasarım parametreleri, optimizasyon kriterleri ve kısıtları barındıran oldukça karmaşık bir matematik problemi olduğu için bir sayısal hesaplama yazılımından yararlanılmıştır. Sayısal problemler için sunduğu pratik çözümler ve mühendislik alanında karşılaşılan birçok problemde sıklıkla baş vurulan bir yazılım olması nedeniyle MATLAB tercih edilmiştir.



3. MOTOR TAKOZLARININ MODELLENMESİ

Motor takoz sistemleri genelde üç veya dört motor takozundan oluşurlar. Motor takozlarının esneklikleri ve sönümleri üç eksen üzerinde tanımlanır. Motor gövdesine farklı açılarla bağlanabilirler. Tez çalışmasında kullanılan model de gerçek hayatta kullanılan motor takoz sistemlerinin bu özelliklerine uygun şekilde kurulmuştur. Teorik altyapı bölümünde bahsedildiği üzere farklı motor takoz tipleri mevcuttur. Fiziksel olarak birbirlerinden farklı özelliklere sahip olan bu takoz çeşitleri arasından pasif takozlar bu tezin çalışma alanı olarak seçilmiştir. Tez boyunca motor olarak bahsedilen sistemin dişli kutusunu da kapsadığını belirtmek de yarar vardır.

Motor şekil 3.1’de olduğu gibi altı serbestlik dereceli ve rijit, motorun bağlandığı şasi ise hareketsiz ve rijit olarak modellenmiştir. Literatürde motor takozları üzerine yapılan çalışmaların çoğunda da bu model kullanılmıştır [5, 6, 10,19]. Bunun nedeni, bu modelin karmaşık cebirsel hesaplamalara ihtiyaç duymadan sistemi uygun bir şekilde temsil etmesidir.



Şekil 3.1: Motorun altı serbestlik derecesi.

Bu bölümde, öncelikle motor ve takoz eksenleri belirlenecek, daha sonra motor eksen takımına göre takoz katılıkları elde edilecek ve son olarak ise motor takoz sisteminin hareket denklemlerine yer verilecektir.

3.1 Motor ve Takoz Eksenleri

Motor takoz sisteminin altı serbestlik dereceli modellendiği önceki bölümde belirtilmişti. Bu altı serbestlik derecesinin üç tanesi x, y, ve z eksenleri doğrultusunda öteleme ve diğer üçü de yine aynı eksenler etrafındaki dönme hareketleridir. Öteleme ve dönme farklı iki vektör ile gösterilir.

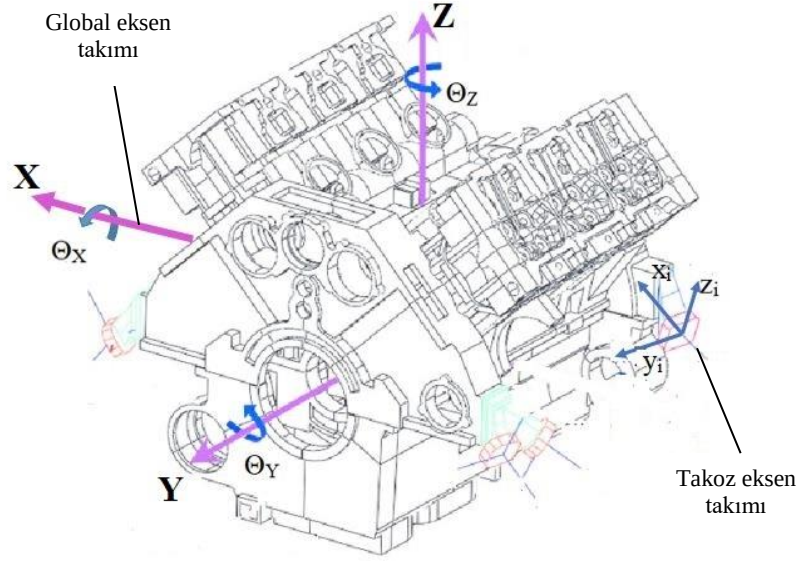
$$\mathbf{u} = \begin{Bmatrix} u_x \\ u_y \\ u_z \end{Bmatrix}, \quad \boldsymbol{\theta} = \begin{Bmatrix} \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{Bmatrix} \quad (3.1)$$

Bu vektörler birleştirilerek genelleştirilmiş koordinat vektörü elde edilebilir.

$$\mathbf{q} = \begin{Bmatrix} \mathbf{u} \\ \boldsymbol{\theta} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} u_x \\ u_y \\ u_z \\ \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{Bmatrix} \quad (3.2)$$

Takozlar şekil 3.2’de görüldüğü gibi motor ve rijit şasi arasına yerleştirilmiştir. Motorun üç yönde öteleme ve üç yönde dönme olmak üzere altı serbestlik dereceli hareketine izin verirler. Hesaplamalarda kullanılmak üzere, takozların geometrik merkezleri orijin olacak şekilde eksen takımları yerleştirilir. Bu yeni eksen takımlarına takoz eksen takımı adı verilir.

Şekil 3.2’de X-Y-Z ile gösterilen eksen takımı motora bağlı eksen takımını oluşturur. Böylece, eksen takımı motorla birlikte hareket eder. Bu eksen takımının orijini motorun kütle merkezinde yer alır. Takoz eksen takımları ise şekilde x_i - y_i - z_i ile gösterilen eksen takımıdır. Takoz eksen takımının x ekseninin yönü şasiden motora doğru pozitif olarak seçilmiştir. Her takoz, kendisine ait ayrı bir eksen takımına sahiptir. Takozlar bulundukları noktada üç eksenle yay ve sönüm elemanı varmış gibi gösterilirler. Takoz eksen takımı takozun bulunduğu açığa göre konumlanır ve motor hareketlerine göre yer değiştirirler.



Şekil 3.2: Global eksen takımına göre motorun konumu.

3.2 Takoze Katılıklarının Motor Eksen Takımına Göre Elde Edilmesi

Kendi eksenleri doğrultusunda her bir takozun katılıkları

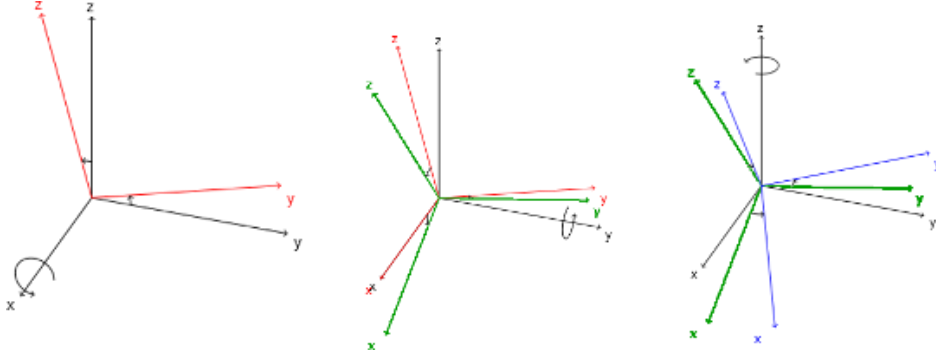
$$\mathbf{k}_i = \begin{bmatrix} k_{xi} & 0 & 0 \\ 0 & k_{yi} & 0 \\ 0 & 0 & k_{zi} \end{bmatrix} \quad i = 1, 2, \dots, m \quad (3.3)$$

şeklinde ifade edilebilir. Takoze katılıklarının, motor eksen takımındaki karşılıklarının elde edilmesi gerekir. Bunun için Euler dönüşümünden faydalanılır. Euler dönüşümü aracılığıyla takoz katılıkları, ilk olarak hareketsiz durumdaki motora bağlı eksen takımına göre elde edilir. Daha sonra ise motorun hareketli durumu için ikinci bir dönüşüm yapılarak takoz katılıkları hareketli durumu da kapsayacak şekilde motor eksen takımına göre elde edilmiş olur.

Euler dönüşümüne göre bir dönme, üç açı kullanılarak tanımlanabilir. Bu üç açıya Euler açıları denir. Euler açıları kullanılarak her bir takoz için $\mathbf{B}_{sabit-i}$, $\mathbf{C}_{sabit-i}$ ve $\mathbf{D}_{sabit-i}$ dönüş matrisleri oluşturulabilir. Bu üç matrisin çarpılmasıyla da $\mathbf{A}_{sabit-i}$ dönüş matrisi elde edilir. Aşağıdaki gibi bir $\mathbf{A}_{sabit-i}$ matrisi tanımlanmış olsun.

$$\mathbf{A}_{sabit-i} = \mathbf{B}_{sabit-i} \mathbf{C}_{sabit-i} \mathbf{D}_{sabit-i} = \begin{bmatrix} a_{11-i} & a_{12-i} & a_{13-i} \\ a_{21-i} & a_{22-i} & a_{23-i} \\ a_{31-i} & a_{32-i} & a_{33-i} \end{bmatrix} \quad i = 1, 2, \dots, m \quad (3.4)$$

$\mathbf{A}_{\text{sabit-}i}$ matrisinin elemanlarının belirlenmesi gerekir. Dönme işlemlerinin gerçekleştirildiği eksenlere bağlı olarak Euler açıları için farklı yöntemler vardır. Şekil 3.3'teki gösterim en yaygın kullanımlardan biri olan XYZ dönüşümüdür.



Şekil 3.3: Euler matrisinde kullanılan α , β ve γ açıları.

İlk dönüş, $\mathbf{D}_{\text{sabit-}i}$ matrisi kullanılarak x ekseninde α kadar bir açıdır.

$$\mathbf{D}_{\text{sabit-}i} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha_i & -\sin \alpha_i \\ 0 & \sin \alpha_i & \cos \alpha_i \end{bmatrix} \quad i = 1, 2, \dots, m \quad (3.5)$$

İkinci dönüş, $\mathbf{C}_{\text{sabit-}i}$ matrisi kullanılarak yeni y ekseninde β kadar bir açıdır.

$$\mathbf{C}_{\text{sabit-}i} = \begin{bmatrix} \cos \beta_i & 0 & \sin \beta_i \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \beta_i & 0 & \cos \beta_i \end{bmatrix} \quad i = 1, 2, \dots, m \quad (3.6)$$

Üçüncü dönüş $\mathbf{B}_{\text{sabit-}i}$ matrisi kullanılarak yeni z ekseninde γ kadar bir açıdır.

$$\mathbf{B}_{\text{sabit-}i} = \begin{bmatrix} \cos \gamma_i & -\sin \gamma_i & 0 \\ \sin \gamma_i & \cos \gamma_i & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad i = 1, 2, \dots, m \quad (3.7)$$

Denklem 3.4'te sembolik olarak gösterilen $\mathbf{A}_{\text{sabit-}i}$ matrisinin elemanları daha önce gösterildiği gibi $\mathbf{B}_{\text{sabit-}i}$, $\mathbf{C}_{\text{sabit-}i}$ ve $\mathbf{D}_{\text{sabit-}i}$ matrislerinin çarpımından bulunabilir. Bu çarpımın sonucunda $\mathbf{A}_{\text{sabit-}i}$ matrisinin elemanlarının her biri denklem 3.8'de olduğu gibi ifade edilebilir.

$$\begin{aligned}
a_{11-i} &= \cos \beta_i \cos \gamma_i \\
a_{12-i} &= \sin \alpha_i \sin \beta_i \cos \gamma_i - \cos \alpha_i \sin \gamma_i \\
a_{13-i} &= \cos \alpha_i \sin \beta_i \cos \gamma_i + \sin \alpha_i \sin \gamma_i \\
a_{21-i} &= \cos \beta_i \sin \gamma_i \\
a_{22-i} &= \sin \alpha_i \sin \beta_i \sin \gamma_i + \cos \alpha_i \cos \gamma_i \\
a_{23-i} &= \cos \alpha_i \sin \beta_i \sin \gamma_i - \sin \alpha_i \cos \gamma_i \\
a_{31-i} &= -\sin \beta_i \\
a_{32-i} &= \sin \alpha_i \cos \beta_i \\
a_{33-i} &= \cos \alpha_i \cos \beta_i
\end{aligned} \tag{3.8}$$

$\mathbf{A}_{\text{sabit-}i}$ matrisinin elde edilmesiyle denklem 3.3'te verilen takoz eksen takımına göre katılıkların, sabit durumdaki motorun eksen takımındaki karşılıklarına ulaşılabilir. Her bir takoz için bu dönüşüm ayrı olarak uygulanmalıdır.

$$\mathbf{K}_{\text{sabit-}i} = \mathbf{A}_{\text{sabit-}i} \mathbf{k}_i \mathbf{A}_{\text{sabit-}i}^T \quad i = 1, 2, \dots, m \tag{3.9}$$

Motorun dönmesi ile beraber motora bağlı eksen takımı da dönecektir. Bu nedenle, katılıkların motor eksen takımına göre elde edilebilmesi için motor dönmelerinin de hesaba katılması gerekir. Motora bağlı eksen takımının dönmesi durumu için bir dönüşüm daha gerekir. Motorun sabit durumdaki eksen takımına göre elde edilen takoz katılıkları, yeni bir eksen dönüşümü ile motor eksen takımının her durumu için elde edilebilir. Yeni dönüşüm matrisinde Euler açıları olarak θ_x , θ_y ve θ_z açılarının kullanılabilmesi için Euler açılarının yine x-y-z dönüşümü kullanılmalıdır. Yeni dönüşüm matrisi $\mathbf{A}_{\text{motor-}i}$ olarak adlandırılırsa motor eksen takımına göre katılık matrisi

$$\begin{aligned}
\mathbf{K}_{\text{motor-}i} &= \mathbf{A}_{\text{motor-}i} \mathbf{K}_{\text{sabit-}i} \mathbf{A}_{\text{motor-}i}^T & i = 1, 2, \dots, m \\
\mathbf{K}_{\text{motor-}i} &= \mathbf{A}_{\text{motor-}i} \mathbf{A}_{\text{sabit-}i} \mathbf{k}_i \mathbf{A}_{\text{sabit-}i}^T \mathbf{A}_{\text{motor-}i}^T & i = 1, 2, \dots, m
\end{aligned} \tag{3.10}$$

şeklinde elde edilir. $\mathbf{A}_{\text{motor-}i}$ matrisi

$$\mathbf{A}_{\text{motor-}i} = \begin{bmatrix} b_{11-i} & b_{12-i} & b_{13-i} \\ b_{21-i} & b_{22-i} & b_{23-i} \\ b_{31-i} & b_{32-i} & b_{33-i} \end{bmatrix} \quad i = 1, 2, \dots, m \tag{3.11}$$

olacak şekilde matris elemanları denklem 3.12'deki gibi elde edilebilir.

$$\begin{aligned}
b_{11-i} &= \cos \theta_{y-i} \cos \theta_{z-i} \\
b_{12-i} &= \sin \theta_{x-i} \sin \theta_{y-i} \cos \theta_{z-i} - \cos \theta_{x-i} \sin \theta_{z-i} \\
b_{13-i} &= \cos \theta_{x-i} \sin \theta_{y-i} \cos \theta_{z-i} + \sin \theta_{x-i} \sin \theta_{z-i} \\
b_{21-i} &= \cos \theta_{y-i} \sin \theta_{z-i} \\
b_{22-i} &= \sin \theta_{x-i} \sin \theta_{y-i} \sin \theta_{z-i} + \cos \theta_{x-i} \cos \theta_{z-i} \\
b_{23-i} &= \cos \theta_{x-i} \sin \theta_{y-i} \sin \theta_{z-i} - \sin \theta_{x-i} \cos \theta_{z-i} \\
b_{31-i} &= -\sin \theta_{y-i} \\
b_{32-i} &= \sin \theta_{x-i} \cos \theta_{y-i} \\
b_{33-i} &= \cos \theta_{x-i} \cos \theta_{y-i}
\end{aligned} \tag{3.12}$$

Bu noktada motor dönmeleri için bir kabul yapılacaktır. Motor dönme hareketlerinin çok küçük olduğundan yola çıkarak denklem 3.13'te gösterilen kabule başvurulacaktır.

$$\begin{aligned}
\sin \theta_{x-i} &\cong 0, & \sin \theta_{y-i} &\cong 0, & \sin \theta_{z-i} &\cong 0 \\
\cos \theta_{x-i} &\cong 1, & \cos \theta_{y-i} &\cong 1, & \cos \theta_{z-i} &\cong 1
\end{aligned} \tag{3.13}$$

Bu kabul altında $\mathbf{A}_{motor-i}$ matrisi

$$\mathbf{A}_{motor-i} \cong \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{3.14}$$

şeklinde birim matris haline gelecektir. $\mathbf{A}_{motor-i}$ bu haliyle denklem 3.10'da yerine konulduğunda katılık matrisi motor eksen takımına göre elde edilmiş olur.

$$\mathbf{K}_{motor-i} = \mathbf{A}_{sabit-i} \mathbf{k}_i \mathbf{A}_{sabit-i}^T \quad i = 1, 2, \dots, m \tag{3.15}$$

$\mathbf{K}_{motor-i}$ matrisi ise

$$\mathbf{K}_{motor-i} = \begin{bmatrix} k_{11-i} & k_{12-i} & k_{13-i} \\ k_{21-i} & k_{22-i} & k_{23-i} \\ k_{31-i} & k_{32-i} & k_{33-i} \end{bmatrix} \quad i = 1, 2, \dots, m \tag{3.16}$$

olmak üzere elemanlarının açık ifadesi aşağıdaki gibi gösterilebilir.

$$\begin{aligned}
k_{11-i} &= a_{11-i}^2 \cdot k_{xi} + a_{12-i}^2 \cdot k_{yi} + a_{13-i}^2 \cdot k_{zi} \\
k_{12-i} &= a_{11-i} \cdot a_{21-i} \cdot k_{xi} + a_{12-i} \cdot a_{22-i} \cdot k_{yi} + a_{13-i} \cdot a_{23-i} \cdot k_{zi} \\
k_{13-i} &= a_{11-i} \cdot a_{31-i} \cdot k_{xi} + a_{12-i} \cdot a_{32-i} \cdot k_{yi} + a_{13-i} \cdot a_{33-i} \cdot k_{zi} \\
k_{21-i} &= a_{11-i} \cdot a_{21-i} \cdot k_{xi} + a_{12-i} \cdot a_{22-i} \cdot k_{yi} + a_{13-i} \cdot a_{23-i} \cdot k_{zi} \\
k_{22-i} &= a_{21-i}^2 \cdot k_{xi} + a_{22-i}^2 \cdot k_{yi} + a_{23-i}^2 \cdot k_{zi} \\
k_{23-i} &= a_{21-i} \cdot a_{31-i} \cdot k_{xi} + a_{22-i} \cdot a_{32-i} \cdot k_{yi} + a_{23-i} \cdot a_{33-i} \cdot k_{zi} \\
k_{31-i} &= a_{11-i} \cdot a_{31-i} \cdot k_{xi} + a_{12-i} \cdot a_{32-i} \cdot k_{yi} + a_{13-i} \cdot a_{33-i} \cdot k_{zi} \\
k_{32-i} &= a_{21-i} \cdot a_{31-i} \cdot k_{xi} + a_{22-i} \cdot a_{32-i} \cdot k_{yi} + a_{23-i} \cdot a_{33-i} \cdot k_{zi} \\
k_{33-i} &= a_{31-i}^2 \cdot k_{xi} + a_{32-i}^2 \cdot k_{yi} + a_{33-i}^2 \cdot k_{zi}
\end{aligned} \tag{3.17}$$

3.3 Motor Sisteminin Hareket Denkleminin Elde Edilmesi

Motor takozlarının geometrik merkezlerinin, motor ağırlık merkezine olan uzaklıkları

$$\mathbf{l}_i = \begin{Bmatrix} l_{xi} \\ l_{yi} \\ l_{zi} \end{Bmatrix} \quad i = 1, 2, \dots, m \tag{3.18}$$

şeklinde verilmiş olsun. Motor kütle merkezinin hem öteleme ve hem de dönme hareketleri motor takozlarının yer değiştirmesine neden olacaktır. Bu nedenle motor takozlarının yer değiştirme vektörleri yazılırken aşağıdaki gibi bu iki bileşen de hesaba dahil edilmelidir. Dönmelerden kaynaklı yer değiştirmeleri matris denkleminde kullanabilmek için aşağıdaki gibi bir $\mathbf{E}$ matrisi tanımlansın.

$$\mathbf{E}_i = \begin{bmatrix} 0 & -l_{zi} & l_{yi} \\ l_{zi} & 0 & -l_{xi} \\ -l_{yi} & l_{xi} & 0 \end{bmatrix} k_{11} \tag{3.19}$$

$\mathbf{E}$ matrisi kullanılarak takozların yer değiştirmeleri

$$\mathbf{u}_i = \mathbf{u}_M + \mathbf{E}_i^T \cdot \boldsymbol{\theta}_M \tag{3.20}$$

şeklinde yazılabilir. Denklem 3.20 öteleme ve dönme hareketlerini ayrı ayrı $\mathbf{u}_M$ ve $\boldsymbol{\theta}_M$ olarak içermektedir. Bunun yerine denklem 3.20, bir dönüşüm yardımıyla denklem 3.2’de verilen genelleştirilmiş hareket vektörü ile

$$\mathbf{u}_i = \mathbf{I}\mathbf{u}_M + \mathbf{E}_i^T \boldsymbol{\theta}_M = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{E}_i^T \end{bmatrix} \mathbf{q} \quad (3.21)$$

ifade edilebilir.

Böylece sistemin katılık matrisi ve genel hareket vektörü elde edilmiş olur. Buradan hareketle, takozlar üzerinden motora etki eden kuvvet ve momentler hesaplanabilir. Her bir takozdan motora aktarılan kuvvet ve momentler

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{kuvvet-i} &= \mathbf{K}_{motor-i} \cdot \mathbf{u}_i = \mathbf{K}_{motor-i} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{E}_i^T \end{bmatrix} \cdot \mathbf{q} \\ \mathbf{F}_{moment-i} &= \mathbf{l}_i \times \mathbf{F}_{kuvvet-i} = \mathbf{E}_i \cdot \mathbf{F}_{kuvvet-i} = \mathbf{E}_i \cdot \mathbf{K}_{motor-i} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{E}_i^T \end{bmatrix} \cdot \mathbf{q} \end{aligned} \quad (3.22)$$

şeklinde yazılabilir. Denklem 3.22’de verilen iki denklem birleştirilirse

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{F}_{kuvvet-i} \\ \mathbf{F}_{moment-i} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{motor-i} & \mathbf{K}_{motor-i} \mathbf{E}_i^T \\ \mathbf{E}_i \cdot \mathbf{K}_{motor-i} & \mathbf{E}_i \cdot \mathbf{K}_{motor-i} \cdot \mathbf{E}_i^T \end{bmatrix} \cdot \mathbf{q} = \mathbf{K}_i \cdot \mathbf{q} \quad (3.23)$$

denklemini elde edilir. Bu denklem, her bir takoz üzerinden şasiye aktarılan kuvvet ve momentleri vermektedir. Şasiye tüm takozlar üzerinden iletilen toplam kuvvet ve momenti hesaplamak için sistemin katılık matrisi elde edilmelidir. Bu da her bir takozdan iletilen kuvvet ve momentlerin toplanması ile

$$\mathbf{K} = \sum_{i=1}^n \mathbf{K}_i = \sum_{i=1}^n \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{motor-i} & \mathbf{K}_{motor-i} \mathbf{E}_i^T \\ \mathbf{E}_i \cdot \mathbf{K}_{motor-i} & \mathbf{E}_i \cdot \mathbf{K}_{motor-i} \cdot \mathbf{E}_i^T \end{bmatrix} \quad (3.24)$$

şeklinde ortaya çıkar. Sistemin toplam katılığının bulunmasının ardından takozlar üzerinden şasiye aktarılan toplam kuvvet ve moment de bulunabilir.

$$\mathbf{F} = \begin{Bmatrix} \mathbf{F}_{kuvvet} \\ \mathbf{F}_{moment} \end{Bmatrix} = \mathbf{K}\mathbf{q} \quad (3.25)$$

Motora bağlı eksen takımı merkezinin motorun kütle merkezinde olduğu kabulü ile sistemin atalet matrisinin

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{xx} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ 0 & 0 & 0 & -I_{xy} & I_{yy} & -I_{yz} \\ 0 & 0 & 0 & -I_{xz} & -I_{yz} & I_{zz} \end{bmatrix} \quad (3.26)$$

şeklinde olacağı açıktır.

Sistemin artık katılık ve atalet matrisi bilindiğine göre hareket denklemleri

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{K} \cdot \mathbf{q} = \mathbf{F}_{tahrık} \quad (3.27)$$

şeklinde elde edilmiş olur. Bu denklem, sistemin sönümsüz haldeki durumunun hareket denklemdir. Bu noktada, sistemin sönümsüz haldeki doğal frekansları ve mod şekilleri hesaplanabilir. Ancak önceki bölümlerde sistemin modal sönümlü olarak modelleneceği belirtilmişti. Mod şekillerinin, sistemin sönümsüz ve modal sönümlü hallerinde aynı şekilde elde edileceği teorik altyapı bölümünde açıklanmıştı. Bu nedenle, altı sebestlik dereceli sönümsüz sistem için elde edilen mod şekilleri sönümlü durum için doğrudan kullanılabilir. Ancak sönümsüz sistemin doğal frekansları sönümlü sistem için kullanılamaz. Sönümden dolayı doğal frekanslarda farklılıklar ortaya çıkacaktır. Sönümlü sistemin doğal frekansları, sönümsüz sistemin doğal frekansları kullanılarak elde edilebilir.

Sönümlü sistemin hareket denkleminin elde edilmesi için denklem 3.20’de verilen sönümsüz sistemin hareket denkleminde sönüm matrisinin de eklenmesi gerekmektedir. Önceki bölümden de hatırlanacağı üzere modal sönüme sahip bir sistemin sönüm matrisi; atalet matrisi, doğal frekanslar matrisi ve sönüm faktörleri matrisi kullanılarak

$$\mathbf{R} = 2\mathbf{M}\mathbf{U}\mathbf{Z}\mathbf{\Omega}\mathbf{U}^T\mathbf{M} \quad (3.28)$$

şeklinde elde edilebilir. Bu matrisin hareket denkleminde eklenmesiyle sönümlü durum için hareket denklemi

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{R}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{F}_{tahrık} \quad (3.29)$$

olarak elde edilebilir.



4. MOTOR TAKOZLARININ OPTİMİZASYONU

Şu ana kadar tezde yapılan çalışmalarda kullanılan teorik altyapı ve motor takoz sisteminin modellenmesi detaylı bir şekilde açıklandı. Bu bölümde ise tez çalışmasının nihai amacı olan optimizasyon hakkında detaylı bilgi verilecektir.

Bir optimizasyon problemi, bilinmeyen değişkenler üzerinden bir amaç fonksiyonunun ekstremumunun (maksimum veya minimum) hesaplanmasıdır. Bu hesaplama yapılırken, aynı anda eşitlik ve eşitsizlik kısıt şartlarının da sağlanması gerekmektedir.

Bu çalışmada, optimizasyon kriterleri temel olarak iki gruba ayrılabilir. Bunlardan, ilki titreşim biçimlerinin ayrıştırılması, ikincisi ise şasiye aktarılan kuvvetin minimuma indirilmesidir. İlerleyen bölümlerde bu iki optimizasyon kriteri hakkında detaylı bilgi verilecektir.

4.1 Titreşim Biçimlerinin Ayrıştırılması

Motor takoz sisteminde kullanılacak olan optimizasyon kriterlerinden ilki titreşim biçimlerinin ayrıştırılmasıdır. Titreşim biçimlerinin ayrıştırılması, her bir modda altı serbestlik derecesinden birinin diğerlerine göre baskın olması durumudur. Modlar ayrıştırılmadığında, motor sistemi bir modda altı titreşim biçimi tamamı aynı anda etkili olur. İdeal bir ayrıştırmada ise bir modda sadece bir yönde öteleme veya dönme hareketi yapabilir. Mod ayrıştırmanın önceki bölümlerde açıklandığı üzere bir takım avantajları vardır.

Titreşim biçimlerinin ayrıştırılması optimizasyon kriterine göre, ayrıştırılan titreşim biçiminin baskın olduğu modun doğal frekansı belirlenen frekans aralığında tutulmalıdır. Bunun amacı, titreşim biçimlerini tahrik kuvvetlerinin etkili olmadığı frekans aralıklarında baskın hale getirmek ve böylece titreşim genliklerini artırıcı etki yapacak rezonansdan kaçınabilmektir. Titreşim biçimlerinin ayrıştırılmasında başarımlı ölçütü olarak kinetik enerji dağılımı kullanılır. Bir titreşim biçiminin bir moddaki kinetik enerji oranının yüksek olması ilgili titreşim biçiminin ilgili modda ayrıştırıldığı anlamına gelir. Literatürde titreşim biçimlerinin ayrıştırılması ile ilgili birçok çalışma

incelenmiştir. Bunlardan birisi olan Shital ve diğ. [24] yaptıkları çalışmada titreşim biçimlerinin baskın oldukları modlar için sürücü ve yolcu konforu, araç sürülebilirliği, titreşim yalıtımı kriterlerinin sağlanması adına belirli frekans aralıkları belirlenmiştir. Titreşim biçimlerinin baskın oldukları modlar bu frekans aralıklarına tutularak mod ayrıştırma yoluna gidilmiştir.

Bu bölümde bunun arkasında yatan matematisel model anlatılacaktır. Titreşim biçimlerinin ayrıştırılmasında modal kinetik enerji dağılımları esas alınır. Motor sisteminin bir moddaki toplam kinetik enerji

$$KE_T(i) = \frac{1}{2} \omega_i^2 \cdot \mathbf{u}_i^T \cdot \mathbf{M} \cdot \mathbf{u}_i \quad (i=1,2,\dots,6) \quad (4.1)$$

şeklinde elde edilebilir [18]. Bir modda belirli bir titreşim biçiminin kinetik enerjisi ise

$$KE(k,i) = \frac{1}{2} \omega_i^2 \cdot \mathbf{U}_{ki} \sum_{j=1}^6 \mathbf{M}_{kj} \cdot \mathbf{U}_{ji} \quad (i=1,2,\dots,6; k=1,2,\dots,6) \quad (4.2)$$

ile ifade edilir. Böylece, bir moddaki toplam kinetik enerji ve bir titreşim biçiminin belirli bir moddaki kinetik enerjisi bulunmuş olur. Bunların birbirlerine oranı

$$KE_R(k,i) = \frac{KE(k,i)}{KE(i)} = \frac{\mathbf{U}_{ki} \cdot \sum_{j=1}^6 (\mathbf{M}_{kj} \cdot \mathbf{U}_{ji})}{\mathbf{u}_i^T \cdot \mathbf{M} \cdot \mathbf{u}_i} \quad (i=1,2,\dots,6; k=1,2,\dots,6) \quad (4.3)$$

denklemleri ile bulunur. Böylece bir titreşim biçiminin, bir modun toplam kinetik enerjisindeki payı hesaplanmış olur. KE_R 0-1 arasında bir değer alır. Bir titreşim biçiminin yüksek bir KE_R değerine sahip olması belirli bir modda baskın olduğu ve ayrıştığı anlamına gelir.

Uygulamada kullanıcıya şekil 4.1’de görüldüğü üzere beş farklı optimizasyon seçeneği sunulmuştur. Bunlardan üçü titreşim biçimlerinin ayrıştırılmasıyla ilgilidir. Buna göre kullanıcı sadece yalpayı, yalpa ve zıplamayı veya tüm titreşim biçimlerini birbirinden ayrıştırabilir.

Optimizasyon Kriterleri	
☒	Yalpa titreşim biçimini ayıstir
☐	Yalpa ve ziplama titreşim biçimlerini ayristir
☐	Tum titreşim biçimlerini ayristir
☐	Sasiye aktarılan toplam kuvveti en aza indirge
☐	Sasiye aktarılan duşey kuvveti en aza indirge

Şekil 4.1: Titreşim biçimlerinin ayrıştırılması ile ilgili optimizasyon kriterleri.

Aşağıda $\mathbf{KE}_R$ matrisinin sembolik görünümü verilmiştir. Bu matrisin satırları, sırasıyla x-y-z eksenleri üzerindeki ötelemeleri ve aynı eksenler etrafındaki dönmeleri temsil eder. Sütunlar ise sistemin altı modunu gösterir. Söz gelimi, matrisin KE_{R-52} elemanı ikinci modda y eksenini etrafındaki dönme hareketinin kinetik enerjisinin ikinci moddaki tüm kinetik enerjiye oranını ifade eder. $\mathbf{KE}_R$ matrisinin her sütunun elemanları toplamı 1 olur.

$$\mathbf{KE}_R = \begin{bmatrix} KE_{R-11} & KE_{R-12} & KE_{R-13} & KE_{R-14} & KE_{R-15} & KE_{R-16} \\ KE_{R-21} & KE_{R-22} & KE_{R-23} & KE_{R-24} & KE_{R-25} & KE_{R-26} \\ KE_{R-31} & KE_{R-32} & KE_{R-33} & KE_{R-34} & KE_{R-35} & KE_{R-36} \\ KE_{R-41} & KE_{R-42} & KE_{R-43} & KE_{R-44} & KE_{R-45} & KE_{R-46} \\ KE_{R-51} & KE_{R-52} & KE_{R-53} & KE_{R-54} & KE_{R-55} & KE_{R-56} \\ KE_{R-61} & KE_{R-62} & KE_{R-63} & KE_{R-64} & KE_{R-65} & KE_{R-66} \end{bmatrix} \quad (4.4)$$

Beşinci satır y eksenini etrafında dönme yani yalpa ile ilgili bölümdür. Bu nedenle kullanıcı yalpa titreşim biçiminin ayrıştırılması seçeneğine tıkladığında program $\mathbf{KE}_R$ matrisinin beşinci satırındaki elemanlardan en büyüğünü maksimize etmeye çalışacaktır. Ancak MATLAB programında optimizasyon için kullanılan komut, fonksiyon değerini sadece minimize etmek için tasarlandığından pozitif değerlerden oluşan $\mathbf{KE}_R$ matrisinin başına bir eksi işareti konarak ufak bir manipülasyona ihtiyaç duyulur. Minimize edilecek amaç fonksiyonu böylece aşağıdaki gibi kurulmuş olur.

$$f_1 = -\max KE_R(5,i) \quad (i = 1,2,...,6) \quad (4.5)$$

Titreşim biçimlerinin ayrıştırılmasıyla ilgili olarak kullanıcıya sunulan diğer seçenek yalpa ve zıplama titreşim biçimlerinin birlikte diğer modlardan ayrıştırılmasıdır. Zıplama, z ekseninde yapılan öteleme hareketleridir. Bu nedenle, $\mathbf{KE}_R$ matrisinin zıplama ile ilgili satırı üçüncü satırdır. Yalpa ve zıplamayı diğer titreşim biçimlerinden ayırmak için $\mathbf{KE}_R$ matrisinin üçüncü satır ve beşinci satırdaki en yüksek değerlerin toplamının maksimize edilmesi gerekmektedir. Böylece, bu optimizasyon seçeneği için amaç fonksiyonu

$$f_2 = -[\max KE_R(5,i) + \max KE_R(3,i)] \quad (i=1,2,\dots,6) \quad (4.6)$$

şeklinde olur.

Titreşim şekillerinin ayrıştırılmasıyla ilgili önerilen son optimizasyon seçeneği de tüm titreşim şekillerinin birbirinden ayrılmasıdır. Bu seçenekte her bir modu, altı titreşim biçiminin birinin domine etmesi beklenir. Önceki iki seçenekten farklı olarak bu sefer tüm satırlar dikkate alınır. Burada optimizasyon, her bir satırın en büyük elemanlarının toplamının maksimize edilmesi problemidir. Böylece, üçüncü seçenek için amaç fonksiyonu

$$f_3 = -\sum_{j=1}^6 \max KE_R(j,i) \quad (i=1,2,\dots,6) \quad (4.7)$$

olarak elde edilir.

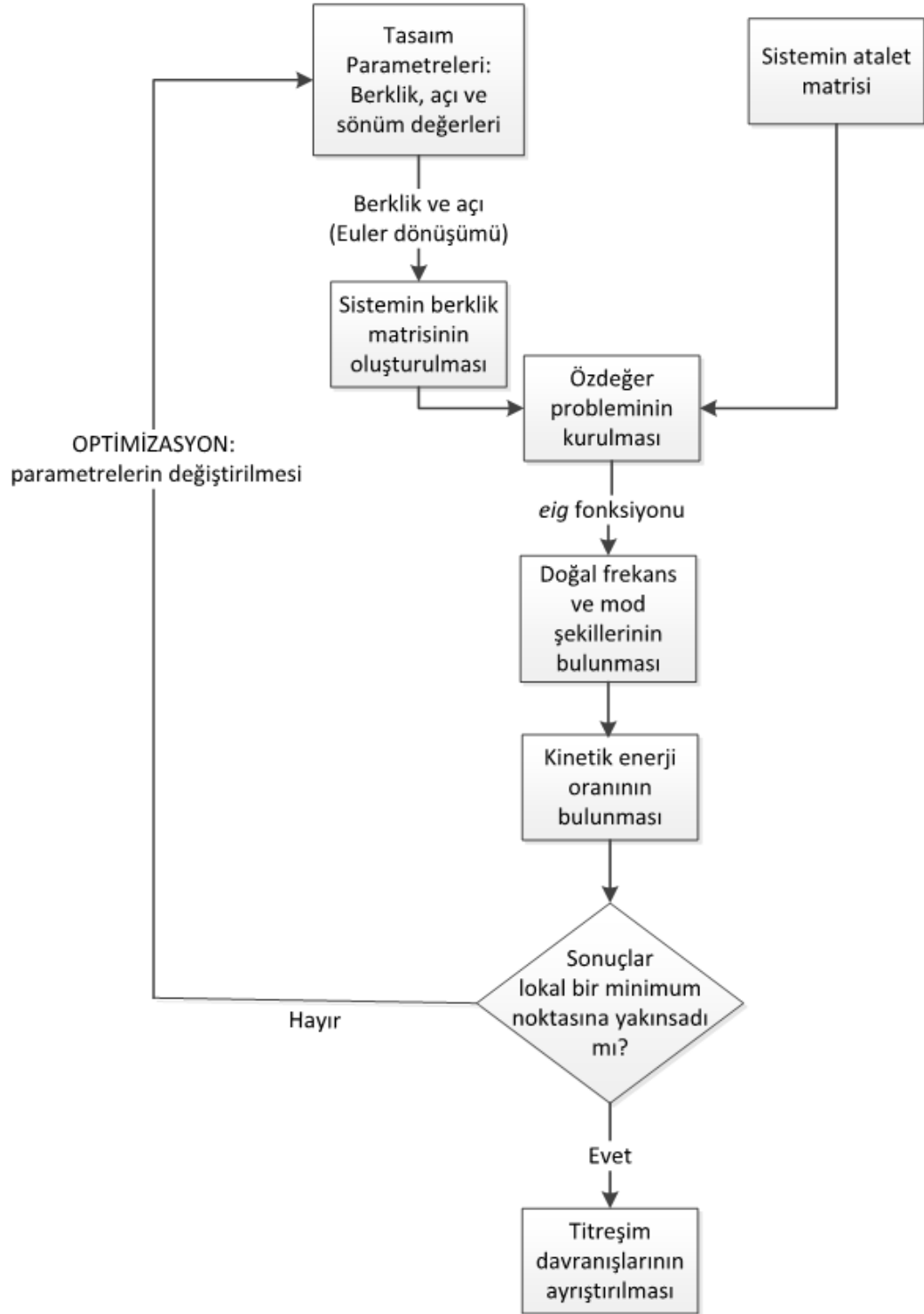
Titreşim davranışlarının ayrıştırılması ile ilgili akış şemasına şekil 4.2’de yer verilmiştir. Bu optimizasyon kriteri seçildiğinde programın arkasında çalışan algoritma akış şemasında gösterilmektedir.

4.2 Şasiye Aktarılan Kuvvetin En Aza İndirgenmesi

Uygulamada kullanıcıya sunulan beş farklı optimizasyon seçeneğinden ikisi şekil 4.3’te görüldüğü üzere şasiye aktarılan kuvvetin en aza indirgenmesi ile ilgilidir. Buna göre kullanıcı, şasiye aktarılan sadece düşey kuvvetin veya şasiye aktarılan toplam kuvvetin en aza indirgenmesini sağlayacak bir optimizasyonu tercih edebilir.

Daha önce motor takozlarının modellenmesi bölümünde motor takozlarının sönümlü halde hareket denklemi

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{R}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{F}_{tahrık} \quad (4.8)$$



Şekil 4.2: Titreşim davranışlarının ayrıştırılması ile ilgili algoritmayı gösteren akış şeması.

Takozlar hem katılık hem de sönüme sahip olduklarından motor ve takozların birleştiği noktalardaki yer değiştirme ve hızdan kaynaklı bir kuvvet iletimi gerçekleşir. Sönümsüz durumda şasiye aktarılan kuvvet denklemi daha önce verilmişti. Şasiye geçen kuvvet ve momentin sönümün de hesaba katılmasıyla yeni hali

$$\mathbf{F} = \begin{Bmatrix} \mathbf{F}_{kuvvet} \\ \mathbf{F}_{moment} \end{Bmatrix} = \mathbf{K} \cdot \mathbf{q} + \mathbf{R} \cdot \dot{\mathbf{q}} \quad (4.9)$$

şeklinde olacaktır.

Optimizasyon Kriterleri

- ☐ Yalpa titresim bicimini ayıstir
- ☐ Yalpa ve ziplama titresim bicimlerini ayristir
- ☐ Tum titresim bicimlerini ayristir
- ☒ Sasiye aktarilan toplam kuvveti en aza indirge
- ☐ Sasiye aktarilan dusey kuvveti en aza indirge

Şekil 4.3: Şasiye aktarılan kuvvetin en aza indirgenmesi ile ilgili optimizasyon kriterleri.

Şasiye aktarılan toplam kuvvet ya da toplam kuvvetin sadece düşey bileşeninin en aza indirgenmesi seçenekleri kullanıcıya sunulmuştur.

Motordan takoz üzerine aktarılan kuvvet ve momentleri gösteren vektör altı elemanlı bir vektördür. Bu altı elemandan ilk üçü şasiye aktarılan kuvveti, son üçü ise şasiye aktarılan momenti ifade eder. Şasiye aktarılan toplam kuvvetin minimuma indirilmesi için ilk üç eleman dikkate alınır. Şasiye aktarılan toplam kuvvet bu üç kuvvetin bileşke kuvvetidir. Bileşke kuvvet üç elemanın karelerinin toplamının kareköküyle hesaplanır. Burada optimizasyon en yüksek bileşke kuvvetin minimize edilmesi problemidir. Bu durumda amaç fonksiyonu

$$f_4 = \min(F_1^2 + F_2^2 + F_3^2) \quad (4.10)$$

olarak elde edilir.

Şasiye aktarılan kuvvetin minimize edilmesi ile ilgili olarak ikinci bir optimizasyon seçeneği ise düşey kuvvetin minimize edilmesidir. $\mathbf{F}$ vektörünün düşey kuvvet bileşeni

üçüncü elemandır. Motordan şasiye aktarılan kuvvetin en aza indirgenmesi için en yüksek düşey kuvvetin minimuma indirilmesi gerekmektedir. Bu nedenle amaç fonksiyonu

$$f_5 = \min(F_3) \quad (4.11)$$

şeklinde olmalıdır.

Hesaplamalarda motora kütle merkezinden harmonik kuvvet ve momentlerin etkidiği kabulü yapılır. Sisteme harmonik bir kuvvet veya moment etki ettiğinde sistem, tahrik kuvveti veya momentinin frekansında titreşim hareketi yapar. 0 Hz'den, sisteme etkileyen kuvvet ve momentlerin frekansına kadar olan frekans aralığı incelenir. Şasiye aktarılan kuvvet bu bölgede değişkenlik gösterir. Optimizasyon yapılırken bu bölgedeki maksimum kuvvetin minimize edilmesi gerekir. Bu durum, şasiye aktarılan hem toplam kuvvetin ve hem de düşey kuvvetin en aza indirgenmesi durumları için geçerlidir.

Şasiye aktarılan kuvvetin en aza indirgenmesi ile ilgili akış şemasına şekil 4.4'te yer verilmiştir. Bu optimizasyon kriteri seçildiğinde programın arkasında çalışan algoritma akış şemasında gösterilmektedir.

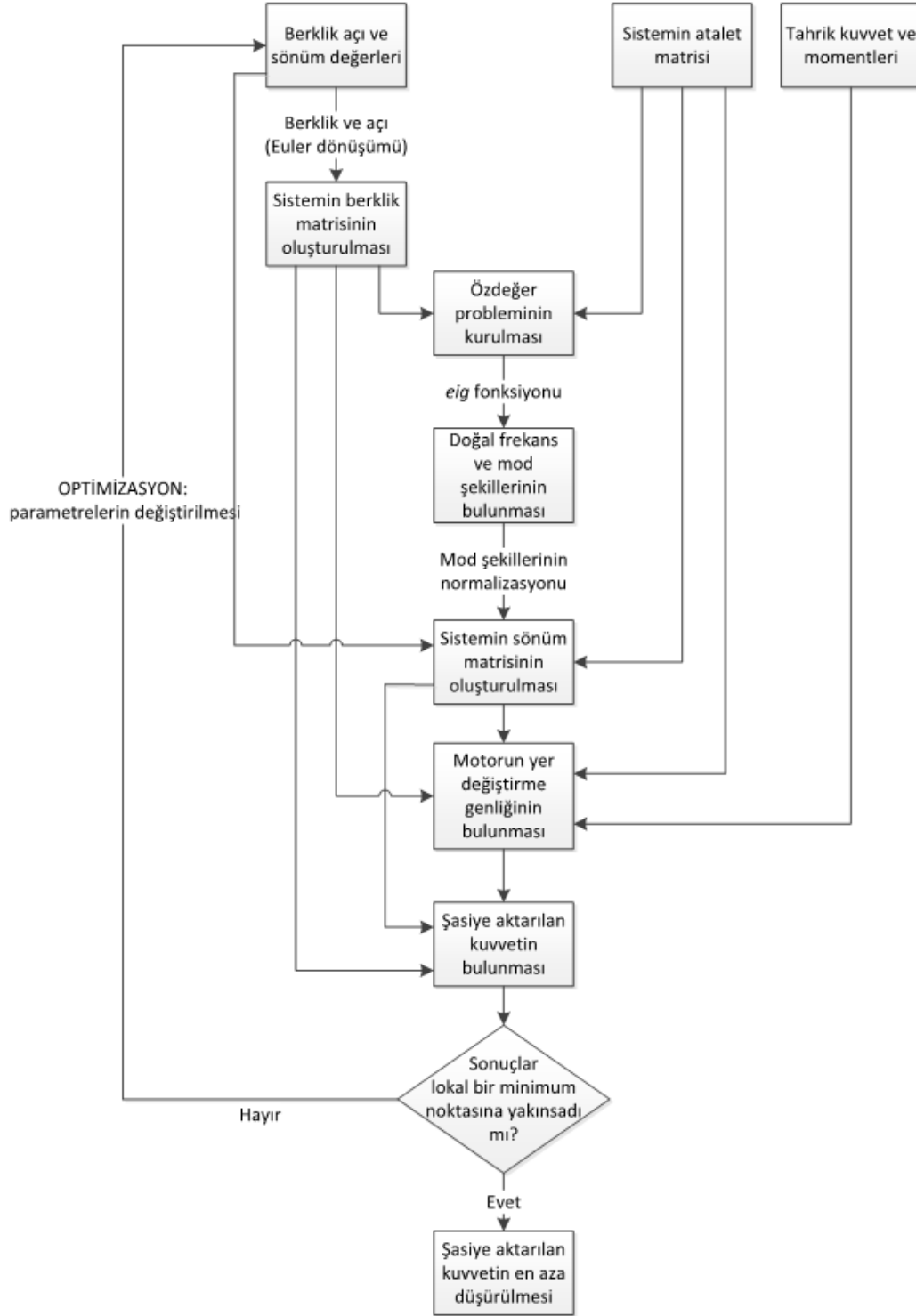
4.3 Kullanıcı Arayüzünün Kullanımı

Daha önce belirtildiği gibi bu çalışmada motor takozlarının optimizasyonu için hızlı ve güvenilir sonuçlar verecek bir kullanıcı arayüzü geliştirilmesi hedeflenmektedir.

Arayüzde açık mavi arka plan rengine sahip dikdörtgen bölmeler panel, menüler arası geçişi sağlayan sarı renkli elemanlar buton, panel ve butonların beraber oluşturduğu yapı menü olarak adlandırılacaktır. Sonuçlar için ileride görüleceği üzere arka plan rengi olarak yeşil seçilmiştir. Paneller üst kısmında bulunan başlıklarla, butonlar üzerindeki isimlerle anılacaktır. Arayüz açıldığında kullanıcı ilk olarak şekil 4.5'te gösterilen açılış menüsü ile karşılaşır.

Açılış menüsü motor, takozlar, sönüm faktörleri ve takoz sayısı olmak üzere dört panel ile frekans analizi ve optimizasyon butonlarından oluşur. Motor panelinde motor kütlesi ve atalet momentleri, takozlar panelinde takozların üç ekseninde katılık, açılı ve kütle merkezine göre konumu, sönüm faktörleri panelinde ise tüm modların sönüm faktörü değerlerinin girilmesi istenmektedir. Bir sistemin sönüm faktörleri deneysel

yollardan elde edilebilir. Sönüm faktörleri bulunmak istenen sistem modal test uygulanır. Modal test sayesinde sistemin frekans yanıt fonksiyonları elde edilir. Yarı güç noktası yöntemi ile frekans yanıt fonksiyonlarından sistemin sönüm faktörleri tahmin edilebilir.



Şekil 4.4: Şasiye aktarılan kuvvetin en aza indirgenmesi ile ilgili algoritmayı gösteren akış şeması.

Motor		Takozyar			
Kütle	0	Takoz 1	Takoz 2	Takoz 3	Takoz 4
Atalet Matrisi		k_x	0	0	0
I_xx	0	k_y	0	0	0
I_yy	0	k_z	0	0	0
I_zz	0	teta_x	0	0	0
I_xy	0	teta_y	0	0	0
I_xz	0	teta_z	0	0	0
I_yz	0	X	0.0	0.0	0.0
Sönüm Faktörleri		Y	0.0	0.0	0.0
1. mod	0	Z	0.0	0.0	0.0
2. mod	0	Takoz Sayısı	Frekans Analizi Optimizasyon		
3. mod	0	☐ 3			
4. mod	0	☒ 4			
5. mod	0				
6. mod	0				

Şekil 4.5: Arayüzün açılış menüsü.

Kullanıcıdan istenen bir diğer girdi ise takoz sayısıdır. Motor-takoz sistemleri büyük oranda üç ya da dört takozdan oluştukları için kullanıcıya bu seçenekler sunulmuştur. Yukarıdaki şekilde takoz sayısı 4 seçildiği için tüm takozların girdi kutucukları aktif durumdadır. Takoz sayısının 4 yerine 3 seçilmesi durumunda ise 4 numaralı takozla ait veri kutucukları pasif duruma geçecektir.

4 numaralı takoz için değerler girildikten sonra takoz sayısı üç olarak değiştirilirse 4 numaralı takoz için girilen tüm girdiler otomatik olarak 0 olacaktır.

Tüm değerlerin girilmesinin ardından, kullanıcıdan frekans analizi ve optimizasyon seçeneklerinden birini seçmesi istenir. Frekans analizinin seçilmesi durumunda, sistemin mevcut halinin doğal frekansları ve mod şekilleri hesaplanır. Optimizasyonun seçilmesi durumunda ise kullanıcıdan optimizasyon kriter, kısıt ve parametreleri belirlemesini isteyeceği yeni bir pencere açılır.

Tüm girdiler girildikten sonra “Frekans Analizi” butonuna basıldığında kullanıcının karşısına şekil 4.6’daki gibi bir sonuç penceresi çıkar. Arayüzde tüm frekanslar Herzt cinsinden ifade edilir. Mod şekillerinin ilk üç elemanı öteleme son üç elemanı ise dönme ile ilgilidir. Mod şekilleri gösterim kolaylığı açısından en yüksek genlik “1”

olacak şekilde normalize edilmiştir. Sonuç menüleri ile ilgili bir sonraki bölümde detaylı bilgi verilecektir.

Frekans Analizi Sonuçları					
Doğal Frekanslar					
4.47	5.82	7.47	9.97	12.56	16.26
Özvektörler					
-0.082	0.388	0.178	0.139	-0.011	0.004
0.299	0.110	-0.053	-0.020	-0.110	-0.186
-0.030	0.054	-1.000	0.036	0.013	-0.001
-1.000	-0.201	0.017	-0.121	-0.629	-0.993
-0.164	1.000	-0.062	-1.000	0.856	-0.360
-0.009	-0.296	0.230	0.348	1.000	-1.000
<<GERİ					

Şekil 4.6: Frekans analizi sonuç paneli.

Kullanıcı açılış menüsünde frekans analizi yerine optimizasyon butonuna da tıklayabilir. Bu durumda ise şekil 4.7'deki menü açılır.

Tasarım Parametreleri	Optimizasyon Kriterleri
☐ Takoz direngenlikleri ☐ Takoz açıları ☐ Sonum faktörleri	☒ Yalpa titresim biçimini ayıstır ☐ Yalpa ve ziplama titresim biçimlerini ayristir ☐ Tüm titresim biçimlerini ayristir
Optimizasyon Kısıtları	
☐ Doğal frekans kısıtları ☐ Motor aci ve oteleme kısıtları	☐ Sasiye aktarılan toplam kuvveti en aza indirge ☐ Sasiye aktarılan düzey kuvveti en aza indirge
<<GERİ	İLERİ>>

Şekil 4.7: Optimizasyon seçenekleri menüsü.

Burada kullanıcıdan optimizasyon seçeneklerini belirlemesi istenir. Tasarım parametreleri, optimizasyon kriterleri ve optimizasyon kısıtları olmak üzere farklı üç panel mevcuttur.

Tasarım parametreleri menüsünde kullanıcı optimizasyonun hangi parametrelere göre yapılacağına karar verir. Matematiksel olarak bu bölüm amaç fonksiyonunun değişkenlerine karşılık gelir. Tasarım parametresi olarak takoz katılıkları, takoz açıları

ve sönüm faktörlerinden sadece birisi, sadece ikisi ya da tamamı birlikte seçilebilirler. Ancak daha fazla parametre daha fazla değişken anlamına geldiği için hesaplama süresi uzar. Takoz katılıkları dört farklı takozun üç eksenindeki katılıklarından dolayı 12 adet ortaya çıkarır. Takoz açıları da takoz katılıkları gibi dört farklı takozun üç eksenindeki açılarından dolayı 12 tanedir. Sönüm faktörleri ise her bir modda ayrı bir değer alacağı için 6 adettir. Tasarım parametrelerinin tamamının ve takoz sayısının “4” seçilmesi durumunda 30 değişkenli bir amaç fonksiyonu ile çalışılır. Takoz sayısının “3” ve tasarım parametrelerinin tamamının seçilmesi durumunda ise 24 değişkenli bir amaç fonksiyonunun optimizasyonu yapılacaktır.

Optimizasyon problemi çözülürken belirlenen kısıtların da sağlanması beklenir. Optimizasyon kısıtları panelinde kullanıcıdan kısıtlamalara karar vermesi beklenir. İki farklı optimizasyon kısıt seçeneği sunulmuştur. Bunlardan birincisi doğal frekans kısıtlarıdır. Doğal frekanslar için bir alt sınır ve üst sınır belirlenebilir veya modlardan birinin frekansının belirli bir aralıkta kalması istenebilir. Bu konuyla ilgili olarak ilerleyen bölümlerde daha detaylı bilgi verilecektir. Motor açısı ve öteleme kısıtlarındaysa doğal frekans kısıtlarından farklı olarak bir alt sınır yoktur. Motorun çalışırken mümkün olduğunca sarsıntısız çalışması istendiğinden motor hareketlerine bir alt sınır koymak anlamlı değildir. Motor hareketlerine koyulan üst sınır sayesinde, motorun öteleme ve dönme hareketlerinin makul sınırlar içerisinde kalması sağlanır. Doğal frekans ve motor kısıtları için sayısal değer girme işlemi ilerleyen bölümlerde ele alınacaktır. Kullanıcı bu iki kısıttan birini seçmek zorunda değildir. Herhangi bir kısıt seçeneği seçilmeden de işlemlere devam edilebilir. Bu durumda optimizasyon problemi herhangi bir kısıt olmaksızın çözülür.

Bu panelde son menü optimizasyon kriterleri menüsüdür. Kullanıcı burada hangi optimizasyonu yapmak istediğine karar verir. Optimizasyon kriterleri daha önce belirtildiği gibi temel olarak titreşim biçimlerinin ayrıştırılması ve şasiye aktarılan kuvvetin en aza indirgenmesi olarak ikiye ayrılabilir. Titreşim biçimlerinin ayrıştırılması başlığı altında yalpanın diğer titreşim biçimlerinden ayrıştırılması, zıplamanın diğer titreşim biçimlerinden ayrıştırılması ve tüm titreşim biçimlerinin birbirinden ayrıştırılması seçenekleri toplanabilir. Titreşim biçiminin ayrıştırılması, ayrıştırılan titreşim biçiminin modal kinetik enerjisinin bir modda toplanması anlamına gelir. Diğerlerinden ayrıştırılan titreşim biçiminin bir moddaki değeri bire yaklaşırken diğer modlardaki kinetik enerjisi sıfıra yaklaşır. Tüm titreşim biçimlerinin

birbirlerinden ayrıştırılması seçeneği için iyi bir optimizasyon gerçekleşirse modal kinetik enerji dağılımı grafiğinde her bir modda yüksek altı bloğun görülmesi beklenir.

Bu menünün en altında “İLERİ” ve “GERİ” butonları bulunur. Optimizasyon parametreleri, kısıtları ve kriterleri belirlendikten sonra bir sonraki menüye geçmek için “İLERİ” butonu kullanılır. Eğer açılış menüsünde girilen verilerde bir yanlışlık varsa düzeltmek için “GERİ” butonu kullanılabilir.

“İLERİ” butonuna basıldığında iki farklı durumla karşılaşılabilir. İlk durum şasiye aktarılan kuvvetin en aza indirgenmesi ile ilgili olan son iki optimizasyon kriterinden birisinin veya motor aç ve öteleme optimizasyon kısıtının seçilmesidir. Bu durumda ise sisteme uygulanan kuvvet ve momentlerin büyüklük ve frekans değerlerinin girileceği panel açılır. Bu panel aşağıdaki şekil 4.8’de gösterilmiştir. İkinci durum ise titreşim biçimlerinin ayrıştırılması ile ilgili olan ilk üç optimizasyon kriterinden birisinin seçilmesi ve motor aç ve öteleme kısıtlarının seçilmemesidir. Bu iki şart gerçekleştiyse “İLERİ” butonuna basıldığında şekil 4.8’de gösterilen parametre kısıtları panelleri açılacaktır.

Uygulanan Kuvvet ve Momentler			
KUVVETLER [N]		MOMENTLER [N.m]	
X eksen yönünde	0	X eksen yönünde	0
Y eksen yönünde	0	Y eksen yönünde	0
Z eksen yönünde	0	Z eksen yönünde	0
Kuvvet ve Moment Frekansı [Hz]			0
<<GERİ		İLERİ>>	

Şekil 4.8: Uygulanan kuvvet ve momentler menüsü.

Bu panelde kullanıcıdan tahrik kuvvet ve momentlerinin büyüklük ve frekanslarının girilmesi istenir. Kuvvet ve momentler üç eksen yönünde ayrı ayrı girilmelidir. Kuvvetlerin birimi N, momentlerin birimi N.m olmalıdır. Bunun ardından tahrik kuvvet ve momentlerinin frekansı girilmelidir. Programda 0 Hz’den bu frekansa kadar olan aralık 0.1 Hertz genişliğindeki adımlarla incelenecektir. Yüksek frekanslı bir tahrik kuvvet ve momenti daha geniş bir aralığın incelenmesini gerektirdiğinden işlem süresi uzar. Tüm değerler girildikten sonra “İLERİ” butonuyla bir sonraki menüye geçilebilir veya önceki menülerde hatalı bir girdi veya seçim varsa düzeltmek için “GERİ” butonuna basılarak önceki panellere gidilebilir.

Bundan sonra açılan menü tasarım parametrelerinin kısıt menüsüdür. Amaç fonksiyonu değişkenlerinin alt ve üst değerleri burada belirlenir. Bu panel şekil 4.9’da görülmektedir. Takoz katılıkları, takoz açıları ve sönüm faktörleri olmak üzere üç alt panel bulunmaktadır. Panel açıldığında parametrelerin alt ve üst limit değerleri birbirine eşit olarak kullanıcının karşısına çıkar. Bu değerler kullanıcının, arayüzün ilk panelinde girdiği değerlerle aynıdır.

Takoz Direngenlikleri		Takoz Açıları		Sonum Faktörleri		
Baslangic degeri ± 0		Baslangic degeri ± 0		Baslangic degeri ± 0		
Takoz 1		Takoz 1		Alt Limit Üst Limit		
Alt Limit	Ust Limit	Alt Limit	Ust Limit	zeta1	0.300	0.300
10000	10000	-90	-90	zeta2	0.300	0.300
10000	10000	-90	-90	zeta3	0.300	0.300
10000	10000	-90	-90	zeta4	0.200	0.200
Takoz 2		Takoz 2		zeta5	0.200	0.200
Alt Limit	Ust Limit	Alt Limit	Ust Limit	zeta6	0.200	0.200
20000	20000	-45	-45	Uygula		
20000	20000	-45	-45	<<GERİ		
20000	20000	-45	-45	ILERI>>		
Takoz 3		Takoz 3				
Alt Limit	Ust Limit	Alt Limit	Ust Limit			
15000	15000	45	45			
15000	15000	45	45			
15000	15000	45	45			
Takoz 4		Takoz 4				
Alt Limit	Ust Limit	Alt Limit	Ust Limit			
25000	25000	90	90			
25000	25000	90	90			
25000	25000	90	90			
Uygula		Uygula				

Şekil 4.9: Tasarım parametre kısıtları menüsü.

Parametrelerin alt ve üst limitlerinin belirlenmesi için alt panellerin üst kısımlarında görülen boş girdi kutucukları kullanılır. Bu kutucuklara girilen değerler parametre değerlerine eklendiklerinde üst limit ve çıkarıldıklarında ise alt limitler belirlenmiş olur. Bu sayede her bir parametrenin alt ve üst limitleri tek bir değerle belirlenebilir. Alt limitler belirlenirken yapılan çıkarma işlemi sonucunda, takoz katılıklarının ve sönüm faktörlerinin alt limitleri sıfırın altında bir değer alırsa bu durum fiziksel olarak anlamlı olmayacağı için bu durumda alt limit sıfır olarak kabul edilecektir. Bu durum şekil 4.10’da gösterilmiştir. Takoz katılıkları alt panelinde başlangıç değerlerine eklenecek ve çıkarılacak değer 17000 N/m olarak seçilmiştir. Birinci ve üçüncü

takozun başlangıç değerleri üç eksen de sırasıyla 10000 N/m ve 15000 N/m'dir. Bu nedenle birinci ve üçüncü takoz için alt limitler 0 olarak belirlenmiştir. Diğer takozlarda böyle bir durum söz konusu olmadığı için alt limitler başlangıç değerinin 17000 N/m altıdır.

Takoz Direngenlikleri		Takoz Açıları		Sonum Faktörleri	
Baslangic degeri ± 17000		Baslangic degeri ± 30		Baslangic degeri ± 0.25	
Takoz 1		Takoz 1		Alt Limit Üst Limit	
Alt Limit	Ust Limit	Alt Limit	Ust Limit	zeta1	0.050 0.550
0	27000	-120	-60	zeta2	0.050 0.550
0	27000	-120	-60	zeta3	0.050 0.550
0	27000	-120	-60	zeta4	0.000 0.450
Takoz 2		Takoz 2		zeta5	0.000 0.450
Alt Limit	Ust Limit	Alt Limit	Ust Limit	zeta6	0.000 0.450
3000	37000	-75	-15	Uygula	
3000	37000	-75	-15	<<GERİ	
3000	37000	-75	-15	ILERI>>	
Takoz 3		Takoz 3			
Alt Limit	Ust Limit	Alt Limit	Ust Limit		
0	32000	15	75		
0	32000	15	75		
0	32000	15	75		
Takoz 4		Takoz 4			
Alt Limit	Ust Limit	Alt Limit	Ust Limit		
8000	42000	60	120		
8000	42000	60	120		
8000	42000	60	120		
Uygula		Uygula			

Şekil 4.10: Tasarım parametreleri sınır değerlerinin girilmesi.

Üst limitler doğrudan başlangıç değerleri ve kutucuğa girilen değerlerin toplanmasıyla bulunur. Takoz katılıkları alt limitlerinin belirlenmesine benzer bir durum sönüm faktörlerinin alt limitlerinin belirlenmesinde de ortaya çıkar. Son üç modun sönüm faktörlerinin başlangıç değerleri, kutucuğa girilen değerden küçük olduklarından bu modların için alt limitler 0 olarak alınmıştır.

Takoz açıları için de alt ve üst limit değerleri, başlangıç değerlerine kullanıcının belirleyeceği bir kısıt değerinin eklenmesi ve çıkarılması ile elde edilir. Takoz açıları alt panelinde takoz katılıkları alt panelinden farklı olarak alt ve üst limit değerleri negatif olabilir. Bunun nedeni sıfırdan küçük açı değerlerinin matematiksel anlamının olmasıdır.

Alt ve üst limitler belirlenirken sadece en üstte bulunan kutulara değer girişi olabilir. Altta kalan bütün limit değerleri girilen bu değere göre belirlenir. Takoz ve katılık limitlerinden biri veya birkaçı özel olarak değiştirilemez. Değerler girildikten sonra her bir menünün altında bulunan uygula butonuna basılması gerekmektedir. Aksi takdirde kullanıcının girmiş olduğu kısıt değerleri sisteme uygulanamaz. Alt ve üst limitler başlangıç değerine eşit olarak işlemlere devam edilir. Bu durum yukarıdaki şekilde gösterilmiştir. Kutucuklara değerler girilmiş ancak uygula butonuna tıklanmamıştır. Bu nedenle alt ve üst limitler başlangıç değerlerine eşit olarak kalmıştır.

Şekil 4.11’de üç parametre panelinin de aktif olduğu görülmektedir. Bu, ancak bir önceki menüde yer alan tasarım parametreleri panelindeki tüm parametrelerin seçili olması durumunda mümkün olur.

Takoz Direngelikleri		Takoz Acıları		Sonum Faktörleri		
Baslangic degeri ± 17000		Baslangic degeri ± 30		Baslangic degeri ± 0.25		
Takoz 1		Takoz 1		Alt Limit Üst Limit		
Alt Limit	Ust Limit	Alt Limit	Ust Limit	zeta1	0.300	0.300
10000	10000	-90	-90	zeta2	0.300	0.300
10000	10000	-90	-90	zeta3	0.300	0.300
10000	10000	-90	-90	zeta4	0.250	0.250
Takoz 2		Takoz 2		zeta5	0.250	0.250
Alt Limit	Ust Limit	Alt Limit	Ust Limit	zeta6	0.250	0.250
20000	20000	-45	-45	Uygula		
20000	20000	-45	-45	<<GERI		
20000	20000	-45	-45	ILERI>>		
Takoz 3		Takoz 3				
Alt Limit	Ust Limit	Alt Limit	Ust Limit			
15000	15000	45	45			
15000	15000	45	45			
15000	15000	45	45			
Takoz 4		Takoz 4				
Alt Limit	Ust Limit	Alt Limit	Ust Limit			
25000	25000	90	90			
25000	25000	90	90			
25000	25000	90	90			
Uygula		Uygula				

Şekil 4.11: Uygula butonuna basılmadığında sınırların belirlenememesi.

Şekilde 4.12’de ise sadece katılık parametresinin seçili olduğu durum gösterilmiştir. Bu durumda, sadece katılık alt paneli aktif duruma geçer. Takoz açıları ve sönüm

faktörleri alt panelleri ise pasif durumda kalır. Bu parametrelerin alt ve üst limitleri başlangıç değerlerine eşit alınarak devam edilir.

Takoz Direngenlikleri		Takoz Acilari		Sonum Faktorleri	
Baslangic degeri ± 17000		Baslangic degeri ± 0		Baslangic degeri ± 0	
Takoz 1		Takoz 1		Alt Limit Üst Limit	
Alt Limit	Ust Limit	Alt Limit	Ust Limit		
0	27000	-90	-90	zeta1	0.300 0.300
0	27000	-90	-90	zeta2	0.300 0.300
0	27000	-90	-90	zeta3	0.300 0.300
Takoz 2		Takoz 2		zeta4	0.250 0.250
Alt Limit	Ust Limit	Alt Limit	Ust Limit	zeta5	0.250 0.250
3000	37000	-45	-45	zeta6	0.250 0.250
3000	37000	-45	-45	Uygula	
3000	37000	-45	-45	<<GERI ILERI>>	
Takoz 3		Takoz 3			
Alt Limit	Ust Limit	Alt Limit	Ust Limit		
0	32000	45	45		
0	32000	45	45		
0	32000	45	45		
Takoz 4		Takoz 4			
Alt Limit	Ust Limit	Alt Limit	Ust Limit		
8000	42000	90	90		
8000	42000	90	90		
8000	42000	90	90		
Uygula		Uygula			

Şekil 4.12: Tasarım parametreleri menüsünde sadece seçilen aktif tasarım parametrelerinin aktif olması.

Tasarım parametreleri panelinde kullanıcının karşısına çıkabilecek bir diğer farklı durum da takoz sayısı ile ilgilidir. Program ilk açıldığında çıkan panelde, kullanıcıdan sistemdeki takoz sayısını 3 veya 4 olarak seçmesi istenir. Takoz sayısı 4 olarak seçilirse parametre kısıtları panelinde tüm takozların katılık ve açılı limitleri değerleri değiştirilebilir olarak görünür. Yukarıda incelenen tasarım parametreleri kısıtları örneğinde takoz sayısı 4 olarak seçilmiştir. Takoz sayısı Şekil 4.13'te görüldüğü gibi 3 olarak seçilirse parametre kısıtları paneli Şekil 4.14'te olduğu gibi görünür.

Takoz Sayisi

☒ 3

☐ 4

Şekil 4.13: Takoz sayısının “3” seçilmesi.

Takoz Direngenlikleri		Takoz Acıları		Sonum Faktörleri		
Baslangic degeri ± 250000		Baslangic degeri ± 30		Baslangic degeri ± 0.01		
Takoz 1		Takoz 1		Alt Limit Üst Limit		
Alt Limit	Ust Limit	Alt Limit	Ust Limit	zeta1	0.300	0.300
10000	10000	-90	-90	zeta2	0.300	0.300
10000	10000	-90	-90	zeta3	0.300	0.300
10000	10000	-90	-90	zeta4	0.200	0.200
Takoz 2		Takoz 2		zeta5	0.200	0.200
Alt Limit	Ust Limit	Alt Limit	Ust Limit	zeta6	0.200	0.200
20000	20000	-45	-45	Uygula		
20000	20000	-45	-45	<<GERİ		
20000	20000	-45	-45	ILERI>>		
Takoz 3		Takoz 3				
Alt Limit	Ust Limit	Alt Limit	Ust Limit			
15000	15000	45	45			
15000	15000	45	45			
15000	15000	45	45			
Takoz 4		Takoz 4				
Alt Limit	Ust Limit	Alt Limit	Ust Limit			
0	0	0	0			
0	0	0	0			
0	0	0	0			
Uygula		Uygula				

Şekil 4.14: Takoz sayısının “3” seçilmesi durumunda tasarım parametre kısıtları menüsü.

Tasarım parametrelerinin alt ve üst limitlerinin belirlenmesinin ardından lineer olmayan fonksiyon kısıtlarına karar verilmesiyle optimizasyon süreci devam eder. Bunun için “İLERİ” butonuna basılarak bir sonraki panel açılır. Bu panelde doğal frekans kısıtları belirlenir ve kullanıcıdan tüm frekanslar, yalpa frekansı ve zıplama frekansı için alt ve üst limitler girmesi istenir. Bu kısıtlar sayesinde sistemin istenmeyen bölgede doğal frekanslara sahip olmasının önüne geçilebilir. Sistemin doğal frekanslarının alt ve üst limitleri belirlenirken mevcut sistemin doğal frekansları referans olarak alınabilir. Mevcut sistemin doğal frekansları sistemin frekans analizi yapılarak bulunabilir. Doğal frekans sınırları belirlenirken makul değerler seçilmesi önemlidir. Mevcut sistemden çok farklı doğal frekans sınırları belirlenmesi durumunda program optimal sonuca ulaşmadan kısıt değerleri sağlanamadığı için hesaplamayı bitirebilir. Güvenli bölgede kalmak için sistemin mevcut doğal frekanslarının, doğal frekansların alt ve üst sınırları arasında kaldığına dikkat edilmelidir. Şekil 4.15’te verilen sınırlar, tüm doğal frekansları 25-40 Hz, yalpa

frekansı 35-38 Hz ve zıplama frekansı 30-32 Hz arasında kalan mevcut bir sistem için uygun doğal frekans sınırlarıdır.

Dogal Frekans Kisitlari		
Tum frekanslar	25	40
Yalpa frekansi	35	38
Ziplama frekansi	30	32
<<GERI ILERI>>		

Şekil 4.15: Doğal frekans kısıtları menüsü.

Doğal frekans kısıtları panelinin aktif olması için optimizasyon kısıtları panelinde şekil 4.16’da gösterildiği gibi doğal frekans seçeneğinin aktif olması gerekir. Optimizasyon kısıtları altında doğal frekans kısıtları seçili değilse doğal frekans kısıtları menüsü pasif hale gelir. Böylece doğal frekans kısıtları için gereksiz yere değer girilmesi önlenir. Doğal frekans kısıtlarında Hertz birimi kullanılır.

Optimizasyon Kisitlari	
☒	Dogal Frekans Kisitlari
☐	Motor aci ve oteleme kisitlari

Şekil 4.16: Optimizasyon kısıtları paneli.

Doğal frekans kısıtlarının girilmesinin ardından “İLERİ” butonuna basılarak sonraki panele geçilir. Burada, bir başka lineer olmayan kısıt fonksiyonu şekil 4.17’de gösterilen motor kısıtları paneli açılır. Motor kısıtları, motorun arzu edilen sınırlar içinde hareket etmesi için önemlidir. Motorun altı titreşim biçiminin tamamına kısıt konulabilir. Öteleme kısıtları milimetre, dönme kısıtları ise derece cinsinden girilmelidir. Motor kısıtları için uygun değerler seçilmesi gerekmektedir. Motor sınırlarının çok düşük seçilmesi durumunda programdan sonuç alınamayabilir. Uygun motor kısıtlarını seçebilmek için kullanıcı ilk olarak yüksek sınır değerleri seçerek bir optimizasyon yapabilir. Optimizasyon sonuçlarından motor öteleme ve dönmelerinin grafikleri de elde edilir. Bu grafikler referans alınarak daha zorlayıcı motor sınırları belirlenebilir.

Motor Kısıtlari			
x[mm]	10	tetax[o]	3
y[mm]	10	tetay[o]	3
z[mm]	10	tetaz[o]	3
<<GERİ		İLERİ>>	

Şekil 4.17: Motor kısıtları menüsü.

Motor kısıtları panelinin aktif olması için arayüzün başındaki optimizasyon kısıtları panelinde motor açısı ve öteleme kısıtları seçeneğinin şekil 4.18’de olduğu gibi aktif olması gerekir. Optimizasyon kısıtları altında motor kısıtları seçili değilse motor kısıtları menüsü pasif hale gelir.

Optimizasyon Kısıtlari	
☐	Doğal frekans kısıtlari
☒	Motor açısı ve öteleme kısıtlari

Şekil 4.18: Optimizasyon kısıtları paneli.

Motor kısıtlarının da girilmesinin ardından İLERİ butonuna basılarak hesaplama öncesi son panele geçilir. Bu panel şekil 4.19’da gösterildiği gibi başlangıç noktası panelidir. Optimizasyon problemleri çözülürken bir başlangıç noktası seçilir ve hesaplamalara bu başlangıç noktasından başlanır. Daha sonra iterasyonlarla en iyi sonuca ulaşılır. Hesaplamalarda farklı başlangıç noktaları farklı sonuçlara neden olur. Maalesef en uygun başlangıç noktasının belirlenmesi için geliştirilmiş bir yöntem bulunmamaktadır. Bu nedenle sadece farklı başlangıç noktalarıyla çok sayıda denemenin yapılması önerilebilmektedir. Optimizasyon problemi çözülürken farklı başlangıç noktalarının denenmesi yararlı olacaktır. Başlangıç noktasının seçilmesi kullanıcıya bırakılmıştır. Programın kendiliğinden farklı başlangıç noktalarını deneyerek en iyi sonucu veren parametre takımını kullanıcıya sunması da bir seçenek olabilir. Ancak bu durumda hesaplamalar oldukça fazla zaman alacaktır. Bu nedenle, başlangıç noktasını kullanıcının seçmesi daha uygun bulunmuştur. Başlangıç noktasının seçimi için kullanıcıdan 0-1 arasında bir değer girilmesi istenmektedir. Bu değer, parametrelerin üst ve alt sınırlarının farkıyla çarpılarak alt sınır değerlerine eklenir. Böylece başlangıç noktasının, parametrelerin alt ve üst sınırlarının arasında

kalmaması kesin olarak sağlanmış olur. 0'a yakın değerler alt sınıra yakın bir başlangıç noktası, 1'e yakın değerler ise üst sınıra yakın başlangıç noktası sağlar.

Şekil 4.19: Başlangıç noktası menüsü.

Başlangıç noktasının seçilmesi hesaplamadan önceki son aşamadır. Buraya kadar tüm veriler hatasız ve eksiksiz bir şekilde girildiyse optimizasyon probleminin çözümü için “SONUÇLAR” butonuna basılmalıdır. Bu butona basıldıktan sonra hesaplamaların tamamlanması bir süre alacaktır. Seçilen optimizasyon kriterine, optimizasyon kısıtlarına ve tasarım parametrelerine göre bu süre değişkenlik gösterebilir. Titreşim biçimlerinin ayrıştırılması ile ilgili optimizasyon kriterlerinden birinin seçilmesi, şasiye aktarılan kuvvetin en aza indirgenmesi ile ilgili bir optimizasyon kriteri seçilmesine göre daha kısa bir hesaplama süresi gerektirir. Optimizasyon kısıtlarında ise doğal frekans kısıtı, motor açısı ve öteleme kısıtına göre daha kısa bir hesaplama gerektirir. Bunun nedeni, motora etki eden dış kuvvet ve momentlerin de hesaba katılması ve serbest titreşimler yerine zorlanmış titreşimlerin incelenmesidir. Yapılan denemelerde farklı tasarım parametrelerinin hesaplama süresi üzerinde önemli bir etkisi olmadığı görülmüştür. Ancak birden fazla tasarım parametre grubunun seçilmesi amaç fonksiyonunun değişken sayısını arttıracak için hesap süresi bir miktar uzayabilir. Ayrıca katılık ve açıların 12, sönüm faktörlerinin ise 6 değişkenle temsil edilmesinden dolayı bir süre farkından bahsedilebilir. Hesap süresini etkileyen bir diğer etken de başlangıç noktasının seçimidir. İyi bir başlangıç noktası seçildiğinde, sonuca daha az iterasyonla ve daha hızlı yakınsanırken, başka bir başlangıç noktası iterasyon sayısının artmasına neden olabilir.

4.4 Kullanıcı Arayüzü Sonuçları

Önceki bölümde kullanıcı arayüzünün nasıl kullanılacağı detaylı bir şekilde anlatılmıştı. Burada ise kullanıcının programa tüm girdileri vermesi ve optimizasyon seçeneklerini belirlemesinin ardından SONUÇLAR butonuna bastığında alacağı çıktılar ele alınacaktır.

Kullanıcının alacağı çıktılar yapacağı tercihlere göre değişiklik gösterecektir. Kullanıcı ilk tercihini arayüzün ilk panelinde yapar. Panele girdilerin girilmesinin ardından iki butondan birini seçer. Bunlar FREKANS ANALİZİ ve OPTİMİZASYON butonlarıdır. Kullanıcının optimizasyon butonunu tıkladığında karşılaşacağı panellere önceki bölümde değinilmişti. Frekans analizi butonuna tıkladığında ise bir sonuç paneli açılacağı belirtilmiş ancak detaya girilmemişti. Burada frekans analizi butonuna tıklanması durumunda şekil 4.20'deki gibi frekans analizi sonuçları paneli açılacaktır.

Frekans Analizi Sonuçları					
Doğal Frekanslar					
5.72	8.20	10.94	13.84	16.73	24.45
Özvektörler					
-0.074	0.445	0.136	-0.154	-0.074	0.008
-0.283	-0.097	0.169	0.100	-0.099	-0.154
-0.067	0.104	-0.934	0.090	-0.006	-0.006
1.000	0.304	-0.010	0.455	-0.482	-0.851
-0.198	1.000	1.000	1.000	1.000	-0.395
-0.028	-0.078	-0.527	-0.930	0.602	-1.000
<<GERİ					

Şekil 4.20: Frekans analizi sonuçları menüsü.

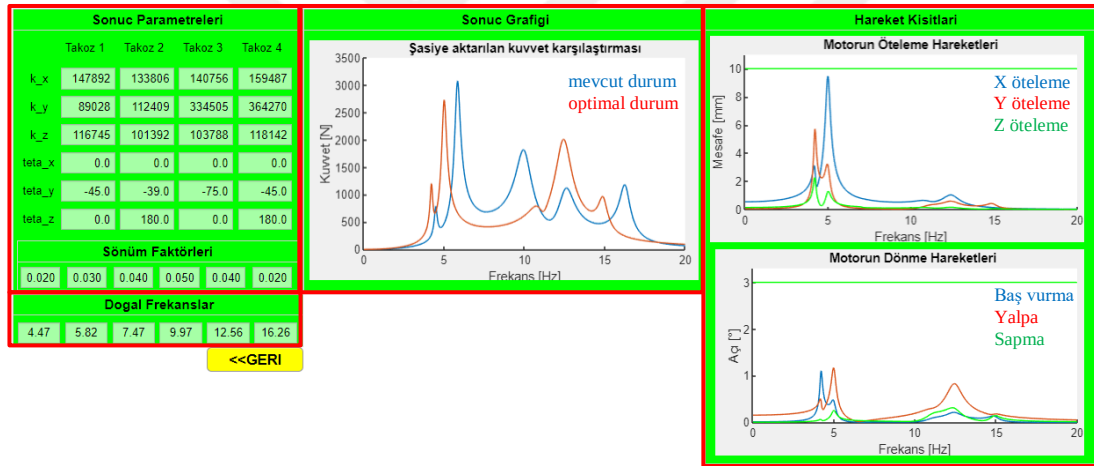
Bu panelin üst tarafında sistemin doğal frekansları yer alırken, altta ise özvektörler görülür. Kullanıcı, programı optimizasyon amaçlı kullanacak olsa dahi ilk olarak frekans analizi yapmasında yarar vardır. Aynı sistemin optimizasyonunun yapılması istenirse ve doğal frekans kısıtını seçerse, uygun doğal frekans sınırlarını, burada elde edilen doğal frekansları referans alınarak belirleyebilir. Ayrıca, optimizasyon öncesi ve sonrası mod şekillerinin karşılaştırılması için sistemin frekans analizi yapılabilir.

Kullanıcı sistemin frekans analizi yerine optimizasyonunu yapmayı da tercih edebilir. Bu durumda önceki bölümde anlatılan aşamaları geçerek sonuçlar bölümüne kadar devam eder. Optimizasyon menüsünde yapılan tercihlere göre sonuç menüleri farklı şekillerde ortaya çıkar.

Optimizasyon sonuçları en genel haliyle sonuç parametreleri, doğal frekanslar, sonuç grafiği ve hareket kısıtları grafikleri olmak üzere dört panel halinde açılır.

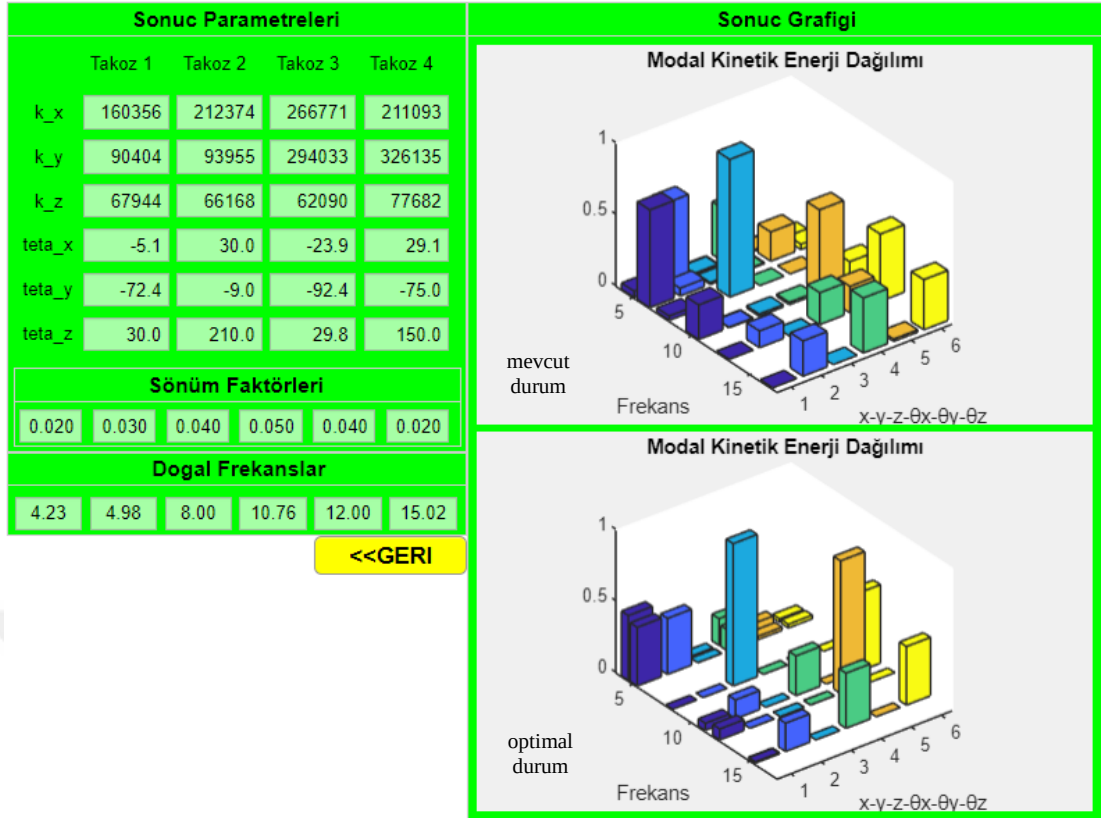
Matematiksel olarak sonuç parametreleri, amaç fonksiyonunun değişkenlerine; sonuç grafiği, amaç fonksiyonuna; doğal frekanslar ve hareket kısıtları ise kısıt fonksiyonlarına karşılık gelir. Sonuç grafiği, sonuç parametreleri ve doğal frekanslar paneli her durumda açılır.

Sonuç grafiği seçilen optimizasyon kriterine göre değişir. Titreşim biçimlerinin ayrıştırılması ile ilgili bir optimizasyon kriteri seçiliyse modal kinetik enerji dağılımı grafiği, şasiye aktarılan kuvvetin en aza indirgenmesi ile ilgili bir optimizasyon kriteri seçiliyse mevcut ve optimum durumda şasiye aktarılan kuvvetlerin grafiği açılır. Hareket kısıtları grafikleri ise sadece motor aç ve öteleme kısıtlarının seçili olduğu durumlarda açılır. Şekil 4.21’de optimizasyon kriteri olarak şasiye aktarılan toplam kuvvetin en aza indirgenmesi seçilmiş bir durum için sonuç menüsü görülmektedir. Bu durum için motor kısıtları da optimizasyon kısıtı olarak seçilmiştir. Bu nedenle, sağ tarafta hareket kısıtları panelinin açılmıştır.



Şekil 4.21: Optimizasyon sonuçları menüsü.

Şekil 4.22’de optimizasyon kriteri olarak zıplama ve yalpa titreşim biçimlerinin ayrıştırılması, optimizasyon kısıtı olarak sadece doğal frekans ve tasarım parametresi olarak takoz katılıkları ve takoz açıları seçilmiş bir sistemin optimizasyon sonuçları verilmiştir. Optimizasyon öncesi ve sonrası üç boyutlu modal kinetik enerji dağılımı grafiği elde edilmiştir. Grafiğin x eksen frekansı, y eksen serbestlik derecelerini, z eksen ise serbestlik derecesinin mod içindeki kinetik enerji oranını gösterir.



Şekil 4.22: Optimizasyon sonuçları paneli.

Kullanıcının ilk üç optimizasyon kriterinden birini seçmesi durumunda yukarıdaki şekilde olduğu gibi iyileştirmeyi optimizasyon öncesi ve sonrası modal kinetik enerji dağılımı grafikleri üzerinden yorumlayabilir. Son iki optimizasyon kriterinden biri seçildiyse, sonuç grafiğinde optimizasyon öncesi ve sonrası şasiye aktarılan kuvvet görülebilir. Kullanıcı sağlanan iyileştirmeyi bu grafik üzerinden okuyabilir.

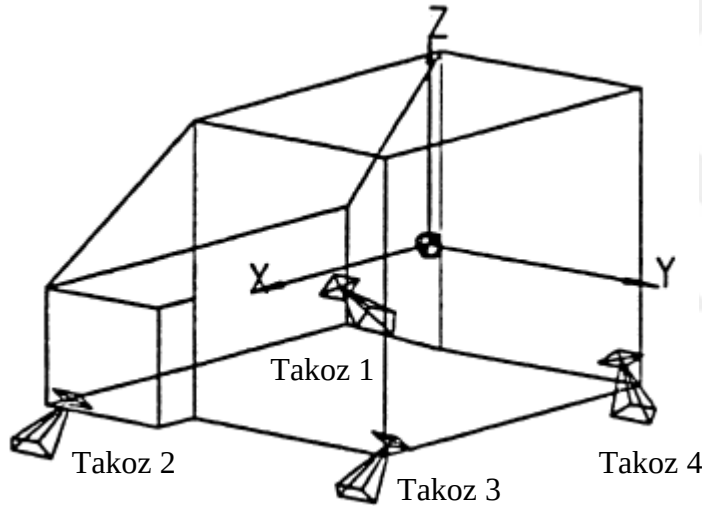
Hareket kısıtları ve doğal frekanslar ise optimizasyon sonuçlarının istenen sınırların içinde olup olmadığını kontrol etmek için önem arz eder. Kısıtlar sağlanamıyorsa hesaplamalar ilgisiz bir noktaya yakınsamış olabilir. Bu nedenle kısıtlar ve başlangıç noktası kontrol edilerek program tekrar çalıştırılmalıdır.

Sonuç parametreleri ise kullanıcıyı asıl ilgilendiren paneldir. Kullanıcı için optimizasyonun performansı yeterliyse sonuç parametrelerini sistemin tasarım parametreleri olarak kullanabilir. Takoz katılıkları, takoz açıları ve sönüm faktörleri sonuç parametrelerindeki değerleri alacak şekilde motor takoz sistemine uygulanması durumunda optimal sistem elde edilmiş olur.

4.5 Sonuçların Doğrulanması

İlk etapta, gerçek bir sistem üzerinde yapılacak bir çalışma ile program sonuçlarının doğrulanması hedeflenmiştir. Ancak bunun için gerekli bir deney düzeneğinin oluşturulması mümkün olmamıştır. Bu nedenle endüstriden bir firmayla ortak bir çalışma yoluna gidilmiş bu kez de firmadan hesaplamalar için gerekli değerler alınamamıştır. Sonuçları gerçek bir uygulamada doğrulama imkanı bulunamaması üzerine alternatif yollara başvurulmuştur.

Bu yöntemlerden ilki Bernard ve Starkey'in [5] yaptığı çalışmanın sonuçları ile bu çalışmada bulunan sonuçların karşılaştırılmasıdır. Bahsi geçen çalışmada kullanılan motor takoz sistemi şekil 4.23'te gösterilmiştir. Motor dört takoz tarafından desteklenmektedir.



Şekil 4.23: Bernard ve Starkey'in çalışmasında kullanılan motor takoz sistemi.

Motora ait kütle ve atalet momenti ile takozlara ait katılık, açı ve konum değerleri çizelge 4.1 ve çizelge 4.2'de verilmiştir.

Çizelge 4.1: Motorun kütle ve atalet momenti değerleri.

Kütle [kg]	Atalet Momenti [kg.m ²]					
	I _{xx}	I _{yy}	I _{zz}	I _{xy}	I _{xz}	I _{yz}
276.7	15.80	11.64	15.69	0.8	0.9	3.2

Çizelge 4.2: Takozların konum, açı ve katılık değerleri.

		Takoz 1	Takoz 2	Takoz 3	Takoz 4
Kütle merkezine göre konum [mm]	x	-224.6	361.4	-194.6	293.4
	y	-309.3	-282.3	140.7	166.7
	z	-199.0	-251.0	-229.0	-245.0
Global eksene göre açı [°]	θ_x	0	0	0	0
	θ_y	-45	-39	-75	-45
	θ_z	0	180	0	180
Katılık [N/m]	Eksenel	223667	170167	217167	232167
	Yanal	44733	126050	434334	464334
	Düşey	44733	48619	108583	116083

Bu çalışmada, sistem sönümsüz olarak modellenmiştir. Programda sistemin sönümsüz olarak ele alınması için sönüm faktörlerinin şekil 4.24'teki gibi 0 girilmesi yeterli olacaktır.

Motor		Takozlar					
Kütle	276.7	Takoz 1	Takoz 2	Takoz 3	Takoz 4		
Atalet Matrisi		k_x	223667	170167	217167	232167	
I_xx	15.8	k_y	44733	126050	434334	464334	
I_yy	11.64	k_z	44733	48619	108538	116083	
I_zz	15.69	teta_x	0	0	0	0	
I_xy	0.8	teta_y	-45	-39	-75	-45	
I_xz	0.9	teta_z	0	180	0	180	
I_yz	3.2	X	-224.6	361.4	-194.6	293.4	
Sönüm Faktörleri	1. mod	0	Y	-309.3	-282.3	140.7	166.7
	2. mod	0	Z	-199.0	-251.0	-229.0	-245.0
	3. mod	0	Takoz Sayısı				Frekans Analizi
	4. mod	0	☐ 3 ☒ 4				
	5. mod	0	Optimizasyon				
	6. mod	0					

Şekil 4.24: Sönümsüz bir sistem için sönüm faktörleri.

Çizelge 4.3'te aynı sistem için iki farklı çalışmada elde edilen doğal frekanslar karşılaştırılmıştır. Oldukça yakın doğal frekans değerleri elde edilmiştir. En yüksek hata payı ikinci modda %3 olarak hesaplanmıştır. Hata payı dördüncü modda %2 diğer modlarda ise %1'in altında elde edilmiştir. Bu sonuçlara göre frekans analizinin doğrulandığı çıkarımı yapılabilir.

Çizelge 4.3: Sonuçların karşılaştırılması.

	Mod 1	Mod 2	Mod 3	Mod 4	Mod 5	Mod 6
Bernard ve Starkley	4.47	5.97	7.48	9.87	12.27	16.46
Tez Çalışması	4.50	5.79	7.48	10.07	12.24	16.58
Hata Payı	%0.67	%3.01	%0.00	%2.02	%0.24	%0.73

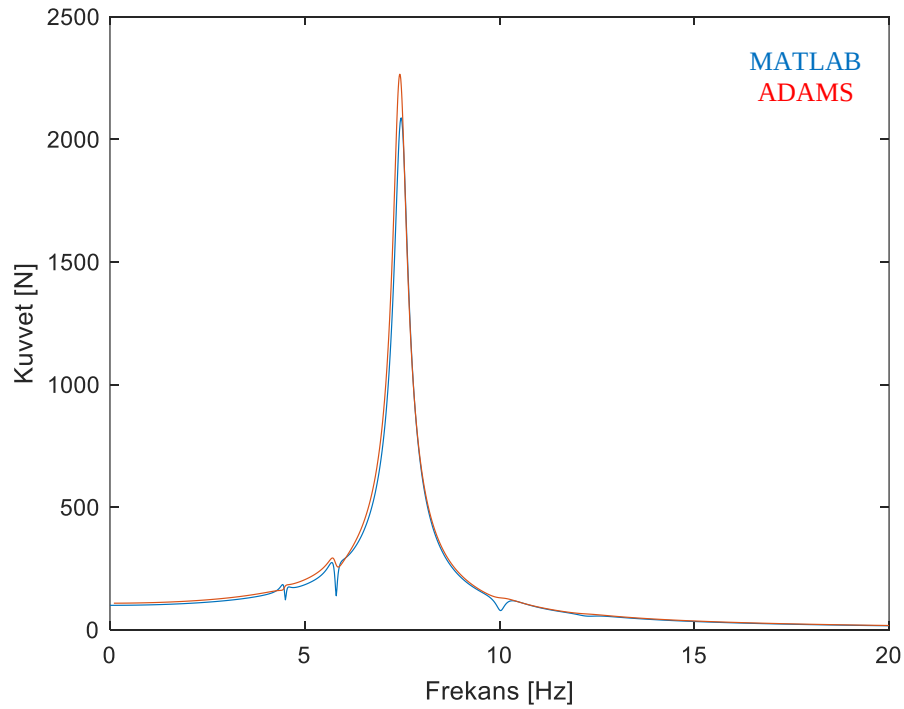
Sonuçların doğrulanması için ikinci yöntemde ADAMS yazılımından faydalanılmıştır. ADAMS mühendislik problemlerinde oldukça yaygın olarak kullanılan güvenilir bir yazılımdır. Bu nedenle ADAMS'da yaklaşık sonuçların elde edilmesi bu çalışmanın sonuçlarının doğrulanması adına önemli bir referans olacaktır. Aynı sistem ADAMS'da modellenerek şasiye aktarılan toplam kuvvet incelenmiştir. Bu kez öncekinden farklı olarak sistem sönümlü olarak modellenmiştir. Mevcut ve optimizasyon sonrası ideal durum için MATLAB ve ADAMS'da elde edilen sonuçların grafikleri karşılaştırılmıştır.

Sonuçların doğrulanması için optimizasyon kriteri olarak araç gövdesine aktarılan toplam kuvvetin en aza indirgenmesi seçilmiştir. Optimizasyon seçenekleri şekil 4.25'te görülmektedir. İlk olarak mevcut durum için motora 100 N büyüklüğünde harmonik bir kuvvet uygulandığında gövdeye aktarılan toplam kuvvet frekans bölgesinde incelenmiştir. Rezonans bölgesinde yer değiştirme genlikleri yükseleceği için takozlar üzerinden şasiye aktarılabilecek kuvvetler de artacaktır. Şekil 4.26'da mevcut durumda araç gövdesine aktarılan toplam kuvvet için MATLAB ve ADAMS yazılımlarından elde edilen grafikler görülmektedir. MATLAB sonuçları mavi, ADAMS sonuçları ise kırmızı olarak çizdirilmiştir. Grafiklerde sonuçların oldukça yakın çıktığı görülmektedir. Optimizasyon sonucu arayüzde elde edilen yeni katılık

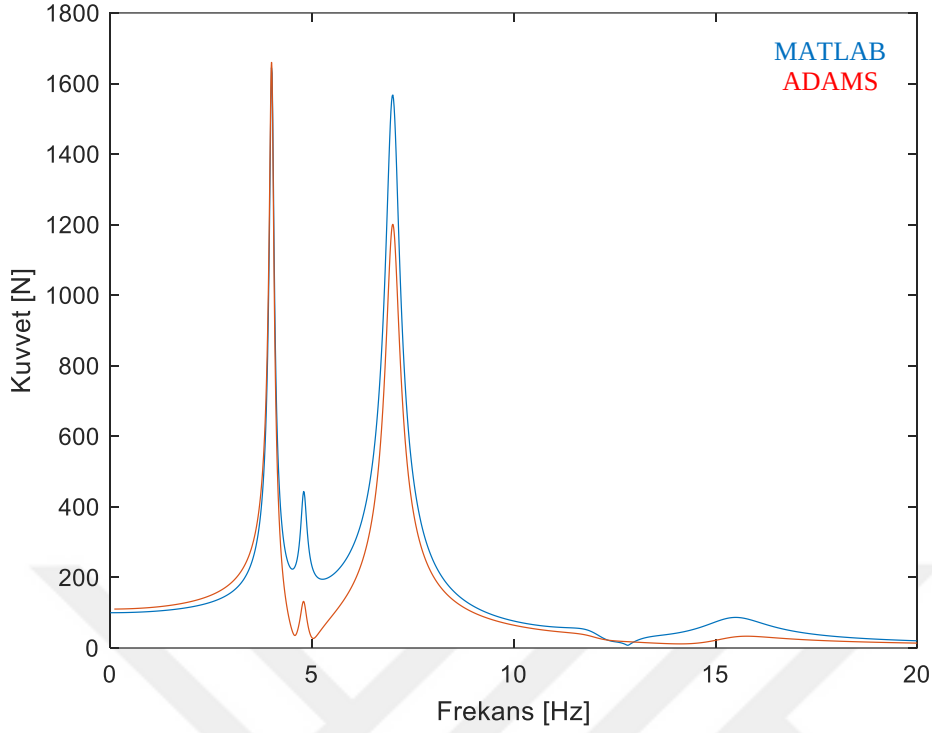
değerleri kullanılarak ADAMS'daki model revize edilmiştir. Böylece optimizasyon sonrası elde edilen yeni sistem ADAMS'da modellenmiş olur. Yeni durum için şasiye iletilen kuvvetin frekansla değişim grafikleri iki farklı yazılımda çizdirildiğinde şekil 4.27'deki grafik elde edilir. İki grafikte de tepe noktalarının aynı frekanslarda ortaya çıkması doğal frekansların aynı olduğu anlamına gelir. Ayrıca iki grafiğin paralellik göstermesi MATLAB'da yazılan kodun doğru olduğu şeklinde yorumlanabilir.

Tasarım Parametreleri	Optimizasyon Kriterleri
☒ Takoz direngenlikleri	☐ Yalpa titresim bicimini ayiistir
☐ Takoz acilari	☐ Yalpa ve ziplama titresim bicimlerini ayristir
☐ Sonum faktorleri	☐ Tum titresim bicimlerini ayristir
Optimizasyon Kisitlari	
☒ Dogal frekans kisitlari	☒ Sasiye aktarilan toplam kuvveti en aza indirge
☐ Motor aci ve oteleme kisitlari	☐ Sasiye aktarilan dusey kuvveti en aza indirge
<<GERI	ILERI>>

Şekil 4.25: Optimizasyon sonuçlarının ADAMS'da modellenecek sistemin optimizasyonu için parametre ve kısıt seçimleri.



Şekil 4.26: Mevcut durum için ADAMS ve MATLAB sonuçları.



Şekil 4.27: İdeal durum için ADAMS ve MATLAB sonuçları.

4.6 Örnek Çalışma 1

Bu başlık altında bir sistemin hem frekans analizi hem de optimizasyonu adım adım gösterilecektir. Frekans analizi ve optimizasyonu yapılacak sistem literatürden seçilmiştir. Bu sayede örnek çalışmada, gerçek bir sistemin takoz katılıkları, takoz konumları, takoz açıları, motor kütlesi, motor atalet momentleri kullanılabilecektir. Ancak literatürdeki gerçek sistem sönümsüz modellenmiştir, bu tez çalışmasında ise sönümlü bir model kullanılmaktadır. Sönüm küçük tutulursa literatürdekine benzer bir sistem elde edilmiş olur.

Şekil 4.28’de görüldüğü üzere ilk panelde gerekli tüm girdiler yazılmıştır. İlk olarak sistemin frekans analizi yapılmıştır. Bunun için frekans analizi butonuna basıldığında şekil 4.29'daki sonuç paneli açılır. Frekans analizi sonucunda doğal frekanslar ve özvektörler panelde görüldüğü gibi elde edilmiş olur. Burada elde edilen doğal frekanslar optimizasyonda doğal frekans kısıtları girilirken referans olarak kullanılacaktır. Buradan çıkarak tekrar ilk panele geçmek için GERİ butonuna basılır.

Motor		Takozlar				
Kütle	276.7	Takoz 1	Takoz 2	Takoz 3	Takoz 4	
Atalet Matrisi		k_x	223667	170167	217167	232167
I_xx	15.8	k_y	44733	126050	434334	464334
I_yy	11.64	k_z	44733	48619	108538	116083
I_zz	15.69	teta_x	0	0	0	0
I_xy	-0.8	teta_y	-45	-39	-75	-45
I_xz	0.9	teta_z	0	180	0	180
I_yz	3.2	X	-224.6	361.4	-194.6	293.4
Sönüm Faktörleri		Y	-309.3	-282.3	140.7	166.7
1. mod	0.02	Z	-199.0	-251.0	-229.0	-245.0
2. mod	0.03	Takoz Sayısı		Frekans Analizi		
3. mod	0.04	☐ 3		Optimizasyon		
4. mod	0.05	☒ 4				
5. mod	0.04					
6. mod	0.02					

Şekil 4.28: Arayüzün açılış menüsü.

Frekans Analizi Sonuçları					
Doğal Frekanslar					
4.47	5.82	7.47	9.97	12.56	16.26
Özvektörler					
-0.082	0.388	0.178	0.139	-0.011	0.004
0.299	0.110	-0.053	-0.020	-0.110	-0.186
-0.030	0.054	-1.000	0.036	0.013	-0.001
-1.000	-0.201	0.017	-0.121	-0.629	-0.993
-0.164	1.000	-0.062	-1.000	0.856	-0.360
-0.009	-0.296	0.230	0.348	1.000	-1.000
<<GERİ					

Şekil 4.29: Frekans analizi sonuçları paneli.

GERİ butonuna basıldığında açılış paneline geri dönülür. Açılış paneline geri dönüldüğünde frekans analizi yapılmadan önce girilen değerler silinmeden kalır. Burada bu kez optimizasyon butonuna basıldığında optimizasyon kriter ve kısıtlarının

belirleneceği şekil 4.30'daki panel açılır. Tasarım parametreleri alt panelinde takoz katılıkları ve takoz açıları, optimizasyon kısıtları alt panelinde hem doğal frekans kısıtları hem motor kısıtları ve optimizasyon kriterleri panelinde tüm titreşim biçimlerinin ayrıştırılması seçilmiş olsun.

Tasarım Parametreleri	Optimizasyon Kriterleri
☒ Takoz direngenlikleri ☒ Takoz açıları ☐ Sonum faktörleri	☐ Yalpa titresim biçimini ayıstır ☐ Yalpa ve ziplama titresim biçimlerini ayıstır ☒ Tüm titresim biçimlerini ayıstır
Optimizasyon Kısıtları	
☒ Doğal frekans kısıtları ☒ Motor açi ve öteleme kısıtları	☐ Sasiye aktarılan toplam kuvveti en aza indirge ☐ Sasiye aktarılan dusey kuvveti en aza indirge

<<GERİ
İLERİ>>

Şekil 4.30: Optimizasyon seçenekleri menüsü.

Önceki bölümlerden hatırlanacağı üzere burada İLERİ butonuna basıldığında yapılan tercihlere göre tasarım parametrelerinin alt ve üst sınırlarının girildiği panel ya da kuvvet ve moment büyüklüklerinin girildiği panel açılır. Optimizasyon kısıtları panelinde motor açi ve öteleme kısıtları seçildiği için şekil 4.31'de görüldüğü gibi kuvvet ve moment ile ilgili panel açılacaktır. Bu panelin açılması için bu örnekte olduğu gibi motor açi ve öteleme kısıtının veya şasiye aktarılan kuvvetin en aza indirgenmesi ile ilgili optimizasyon kriterlerinden birisinin seçilmiş olması gerekir.

Uygulanan Kuvvet ve Momentler			
KUVVETLER [N]		MOMENTLER [N.m]	
X eksenı yönünde	0	X eksenı yönünde	0
Y eksenı yönünde	0	Y eksenı yönünde	100
Z eksenı yönünde	0	Z eksenı yönünde	0
Kuvvet ve Moment Frekansı [Hz]		20	

<<GERİ
İLERİ>>

Şekil 4.31: Uygulanan kuvvet ve momentler menüsü.

Bu panelde sisteme uygulanacak olan kuvvet ve momentlerin büyüklük ve frekans değeri girilir. Bu değeri girilmesinin ardından İLERİ butonuna basılarak tasarım

parametrelerinin sınır değerlerinin girileceği 4.32'deki panele geçilir. Önceki panelde tasarım parametresi olarak takoz katılıkları ve takoz açıları seçilmiş olduğu için sadece bu paneller aktif durumda olacaktır. Sönüm faktörleri paneli ise görüldüğü gibi pasif durumdadır. Takoz katılıkları panelinde, başlangıç değerlerinden 200000 N/m çıkarılması ile alt sınırlar ve eklenmesi ile üst sınırlar belirlenir. Takoz açıları için ise bu değer 30° olarak girilmiştir. Bu panellerin alt kısımlarında bulunan UYGULA butonu ile toplama ve çıkarma işlemleri gerçekleştirilir.

Takoz Direngenlikleri		Takoz Açıları		Sonum Faktorleri		
Baslangic degeri ±	200000	Baslangic degeri ±	30	Baslangic degeri ±	0.01	
Takoz 1		Takoz 1		Alt Limit Üst Limit		
Alt Limit	Ust Limit	Alt Limit	Ust Limit	zeta1	0.020	0.020
23667	423667	-30	30	zeta2	0.030	0.030
0	244733	-75	-15	zeta3	0.040	0.040
0	244733	-30	30	zeta4	0.050	0.050
Takoz 2		Takoz 2		zeta5	0.040	0.040
Alt Limit	Ust Limit	Alt Limit	Ust Limit	zeta6	0.020	0.020
0	370167	-30	30	Uygula		
0	326050	-69	-9	<<GERİ		
0	248619	150	210	ILERİ>>		
Takoz 3		Takoz 3				
Alt Limit	Ust Limit	Alt Limit	Ust Limit			
17167	417167	-30	30			
234334	634334	-105	-45			
0	308538	-30	30			
Takoz 4		Takoz 4				
Alt Limit	Ust Limit	Alt Limit	Ust Limit			
32167	432167	-30	30			
264334	664334	-75	-15			
0	316083	150	210			
Uygula		Uygula				

Şekil 4.32: Tasarım parametreleri kısıt menüsü.

Tasarım parametrelerinin alt ve üst sınırlarının da belirlenmesinin ardından İLERİ butonuna basılarak optimizasyon kısıtları ile ilgili panellere geçiş yapılır. İlk olarak şekil 4.33'teki doğal frekans kısıtları paneli açılır. Bu kısıt seçili olduğu için aktif olarak açılır. Buradaki değerler girilirken frekans analizinde elde edilen frekans değerleri referans olarak alınması yararlı olacaktır.

Buradaki değerlerin de girilmesinin ardından İLERİ butonuna basılır ve şekil 4.34'teki motor hareketleri kısıtlarının girildiği panele geçilir. Bu optimizasyon kısıtı da önceki panellerde seçilmiş olduğundan aktif olarak açılır.

Doğal Frekans Kısıtları			
Tüm frekanslar	4	17	
Yalpa frekansı	12	13	
Ziplama frekansı	7	8	
<<GERİ		İLERİ>>	

Şekil 4.33: Doğal frekans kısıtları menüsü.

Motor Kısıtları			
x[mm]	5	tetax[o]	2
y[mm]	5	tetay[o]	2
z[mm]	5	tetaz[o]	2
<<GERİ		İLERİ>>	

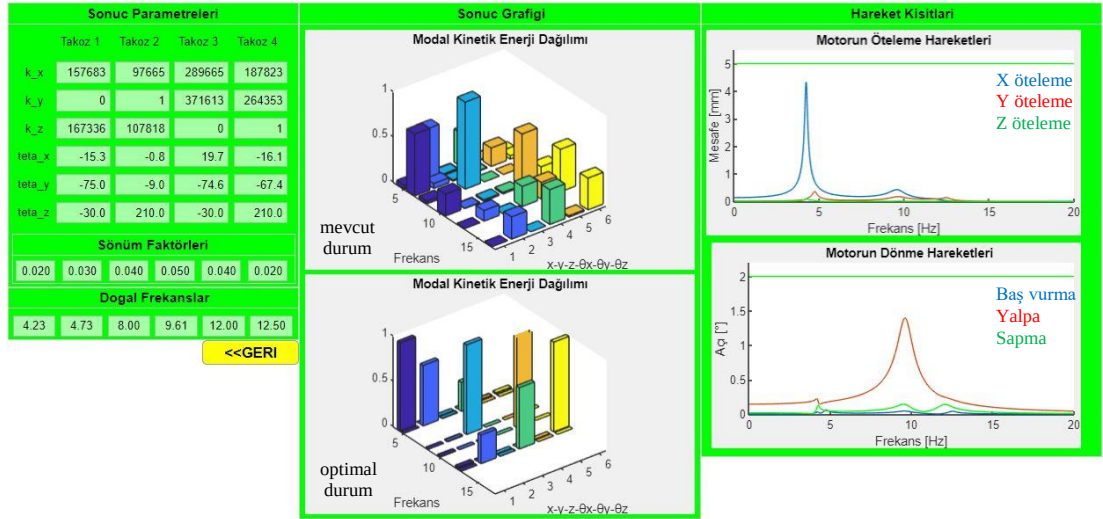
Şekil 4.34: Motor kısıtları menüsü.

Hesaplamalara geçmeden önce açılacak olan son panel ise şekil 4.35’te gösterilen başlangıç noktası panelidir. Bu panelde önceki bölümde açıklandığı gibi hesaplamalara başlamak için kullanılacak değişken takımının belirlenmesi istenir. Kullanıcı 0-1 arasında bir değer girdiğinde başlangıç noktası tasarım parametrelerinin sınırları içerisinde kalır. Başlangıç değişken takımı için 0.2 değeri girilmiş olsun.

Başlangıç Noktası	
0 ile 1 arasında bir değer girin	
Alt Lim. +	0.2 * (Üst Lim. - Alt Lim.)
<<GERİ	SONUCLAR

Şekil 4.35: Başlangıç noktası menüsü.

Hesaplamanın ardından şekil 4.36’daki gibi sonuç panelleri açılır. Bu panellere daha yakından bakacak olursak ekranın sol tarafında şekil 4.37’deki sonuç parametreleri ve doğal frekanslar paneli açılır. Optimizasyonun gerçekleşmesi için elde edilen yeni parametrelerin sisteme uygulanması gerekir. Doğal frekans panelinden, doğal frekans sınırlarının sağlanıp sağlanmadığının denetimi yapılabilir. Örnekte, doğal frekans kısıtları tüm modlar için 4-17 Hz üçüncü mod için 7-8 Hz ve beşinci mod içinse 12-13 Hz olarak girilmişti. Doğal frekanslar panelinden görüldüğü üzere doğal frekans kısıtları sağlanmıştır.

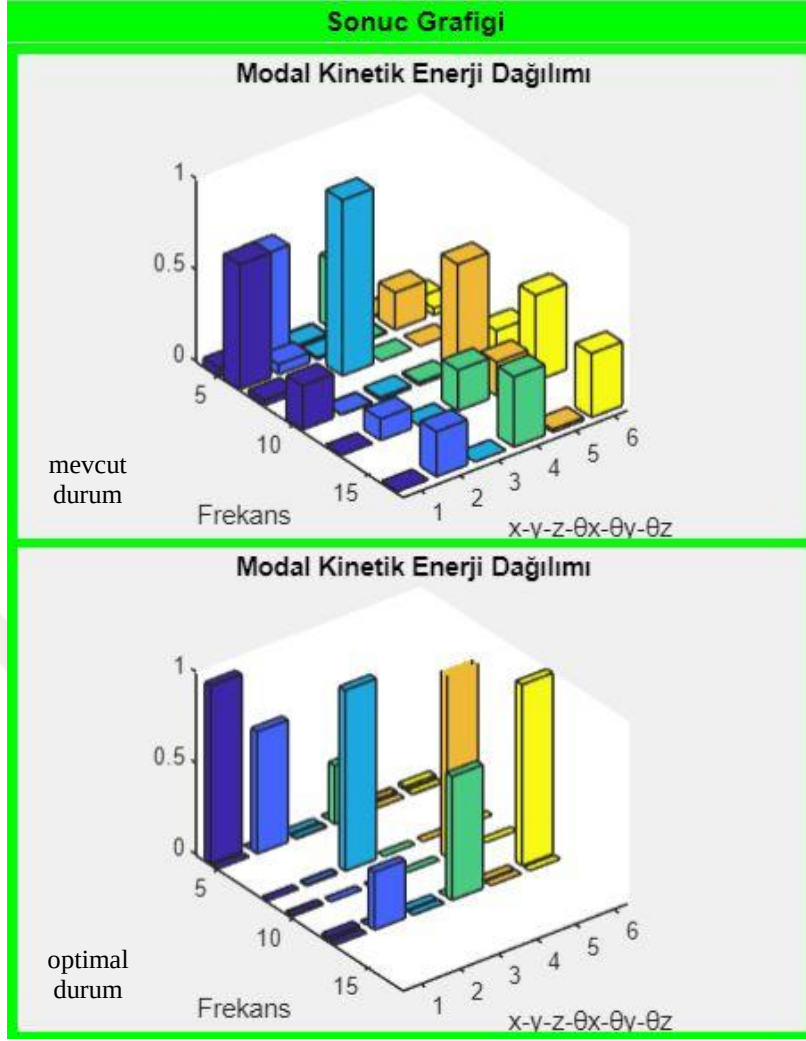


Şekil 4.36: Optimizasyon sonuçları menüsü.



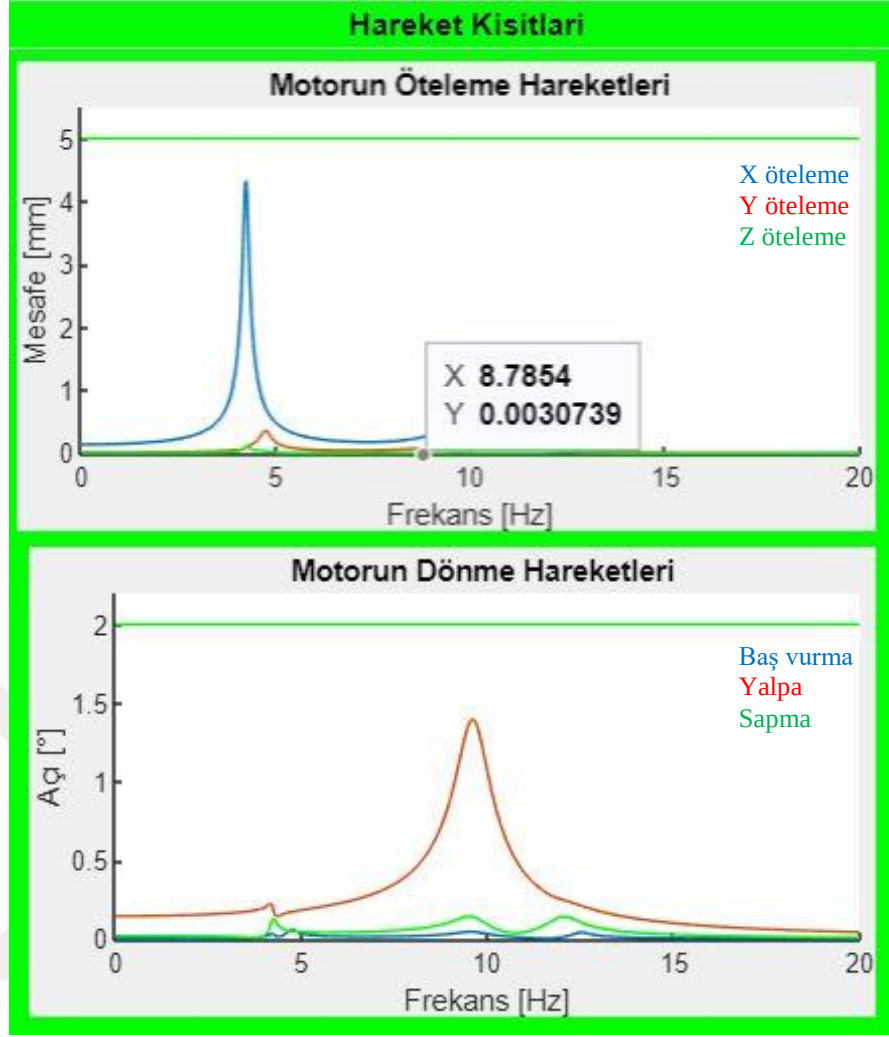
Şekil 4.37: Sonuç parametreleri, sönüm faktörleri ve doğal frekanslar panelleri.

Şekil 4.38’de mevcut ve optimum durumun sonuç grafikleri yer alır. İlk durumda modal kinetik enerji dağılımı üst grafikteki gibi olurken yeni parametrelerin sisteme uygulanması durumunda alttaki grafik elde edilir. Bu örnekte, tüm titreşim biçimlerinin birbirlerinden ayrıştırılması kriteri seçilmişti. Altteki grafiğe bakıldığında bu hedefe büyük oranda ulaşıldığı görülmektedir. Her bir titreşim biçimi farklı bir modda oldukça baskındır. Titreşim biçimlerinin baskın olduğu modlar önceki duruma göre değişiklik göstermiştir.



Şekil 4.38: Titreşim biçimlerine ayrıştırma sonuç grafik panelleri.

Sağdaki panelde ise şekil 4.39’da gösterilen motorun üç eksende öteleme ve dönme hareketlerinin frekansa göre değişim grafiği verilmiştir. Üstteki grafik ötelemeleri alttaki grafik dönmeleri gösterir. İki grafiğin üst kısımlarındaki düz çizgi ise programa girilen öteleme ve dönme hareketlerine koyulan sınır değerlerini işaret eder. Üç eksende öteleme sınır 5 mm ve dönme sınırı 2° olarak girildiği için tek bir çizgi görünmektedir. Aslında görülen o çizgi üzerinde üç sınır çizgisi çakışık durumdadır. Farklı sınır değerleri girilmiş olsaydı sınırlar üç farklı çizgi olarak görülecekti. Kullanıcı, bir öteleme veya dönme hareketinin girilen sınırlar içinde kaldığını aynı renkte çizdirilen sınır çizgisinin altında kalıp kalmadığını göre kontrol edebilir.



Şekil 4.39: Motor kısıtları kontrol grafikleri.

4.7 Örnek Çalışma 2

Önceki örnekte titreşim biçimlerinin ayrıştırılması ile ilgili bir örnek çalışma üzerinde durulmuştu. Burada ise şasiye aktarılan kuvvetlerin en aza indirgenmesi ile ilgili bir optimazasyon kriteri seçilecektir. Gerçek bir sistemi yansıtmaması açısından iyi bir örnek olduğundan bu örnekte de önceki ile aynı sistem üzerinden devam edilecektir. Bu nedenle ilk panelde girilen değerler şekil 29’da görülen değerlerle tamamen aynı olacaktır. Aynı sistem üzerinde çalışılacağı için frekans analizi sonuçları da önceki örnekte elde edilen sonuçlarla aynı olacaktır. Bu nedenle bu örnek için frekans analizi incelenmeyecektir. İlk panelde optimizasyon butonuna basılarak devam edildiğinde açılan panelde ise şekil 4.40’ta görüldüğü gibi farklı tercihler yapılsın.

Tasarım Parametreleri	Optimizasyon Kriterleri
☒ Takoz direngenlikleri	☐ Yalpa titresim bicimini ayıstır
☒ Takoz acıları	☐ Yalpa ve ziplama titresim bicimlerini ayırstır
☒ Sonum faktörleri	☐ Tüm titresim bicimlerini ayırstır
Optimizasyon Kısıtları	☒ Sasiye aktarılan toplam kuvveti en aza indirge
☒ Doğal frekans kısıtları	☐ Sasiye aktarılan düzey kuvveti en aza indirge
☐ Motor aci ve oteleme kısıtları	

<<GERİ
İLERİ>>

Şekil 4.40: Optimizasyon seçenekleri menüsü.

Bu defa tasarım parametrelerinin üçü de amaç fonksiyonunun değişkenleri olarak seçilsin. Optimizasyon kısıtlarından sadece doğal frekans kısıtları ve son olarak optimizasyon kriteri olarak ise şasiye aktarılan toplam kuvvetin en aza indirgenmesi tercih edilsin.

Bu noktada İLERİ butonuna basıldığında, şasiye aktarılan kuvvetin en aza indirgenmesi ile ilgili bir optimizasyon kriteri seçili olduğundan şekil 4.41'deki motora uygulanan kuvvet ve moment paneli açılacaktır. Önceki örnekten farklı olarak sisteme bu kez moment yerine kuvvet etki ediyor olsun. Büyüklükleri ve frekansı ise şekildeki gibi olsun.

Uygulanan Kuvvet ve Momentler			
KUVVETLER [N]		MOMENTLER [N.m]	
X eksenî yönünde	0	X eksenî yönünde	0
Y eksenî yönünde	200	Y eksenî yönünde	0
Z eksenî yönünde	0	Z eksenî yönünde	0
Kuvvet ve Moment Frekansı [Hz]			30

<<GERİ
İLERİ>>

Şekil 4.41: Uygulanan kuvvet ve momentler menüsü.

İLERİ butonuyla programa devam edildiğinde şekil 4.42'deki gibi tasarım parametrelerinin alt ve üst sınırlarının belirleneceği paneller açılacaktır. Önceki panelde üç tasarım parametresi de seçilmiş olduğundan üç panel de aktif halde olacaktır. Alt ve üst sınırların belirlenmesi için başlangıç değerlerine eklenecek ve

çıkarılacak değer takoz katılıkları için 150000, takoz açıları için 20 ve sönüm faktörleri için 0.05 olarak seçilsin. Değerlerin kutucuklara girilmesinin ardından uygula butonuyla alt ve üst sınırlar belirlenmiş olur.

Takoz Direngenlikleri		Takoz Açıları		Sonum Faktörleri	
Baslangic degeri ±	150000	Baslangic degeri ±	20	Baslangic degeri ±	0.05
Takoz 1		Takoz 1		Alt Limit Üst Limit	
Alt Limit	Ust Limit	Alt Limit	Ust Limit	zeta1	0.000 0.070
73667	373667	-20	20	zeta2	0.000 0.080
0	194733	-65	-25	zeta3	0.000 0.090
0	194733	-20	20	zeta4	0.000 0.100
Takoz 2		Takoz 2		zeta5	0.000 0.090
Alt Limit	Ust Limit	Alt Limit	Ust Limit	zeta6	0.000 0.070
20167	320167	-20	20	Uygula	
0	276050	-59	-19	<<GERİ	İLERİ>>
0	198619	160	200		
Takoz 3		Takoz 3			
Alt Limit	Ust Limit	Alt Limit	Ust Limit		
67167	367167	-20	20		
284334	584334	-95	-55		
0	258538	-20	20		
Takoz 4		Takoz 4			
Alt Limit	Ust Limit	Alt Limit	Ust Limit		
82167	382167	-20	20		
314334	614334	-65	-25		
0	266083	160	200		
Uygula		Uygula			

Şekil 4.42: Tasarım parametre kısıtları menüsü.

İLERİ butonuyla programa devam edildiğinde şekil 4.43'teki doğal frekans kısıtları paneli açılacaktır. Bu panelde doğal frekans sınırları belirlenirken frekans analizi sonucunda elde edilen mevcut sistemin doğal frekansları referans olarak kullanılabilir. Önceki örnekle aynı sistemin üzerinde çalışıldığı için doğal frekans sınırları önceki ile aynı değerler girilebilir.

Dogal Frekans Kisitlari		
Tum frekanslar	4	17
Yalpa frekansi	12	13
Ziplama frekansi	7	8
<<GERİ İLERİ>>		

Şekil 4.43: Doğal frekans kısıtlar menüsü.

İLERİ butonuyla şekil 4.44'teki motor kısıtları paneline geçiş yapılacaktır. Optimizasyon kısıtları panelinde motor açısı ve öteleme kısıtları seçili olmadığından, değer girişinin engellenmesi için motor kısıtları paneli pasif şekilde açılacaktır.

Motor Kısıtlari			
x[mm]	0	tetax[o]	0
y[mm]	0	tetay[o]	0
z[mm]	0	tetaz[o]	0

<<GERİ İLERİ>>

Şekil 4.44: Motor kısıtlar menüsü.

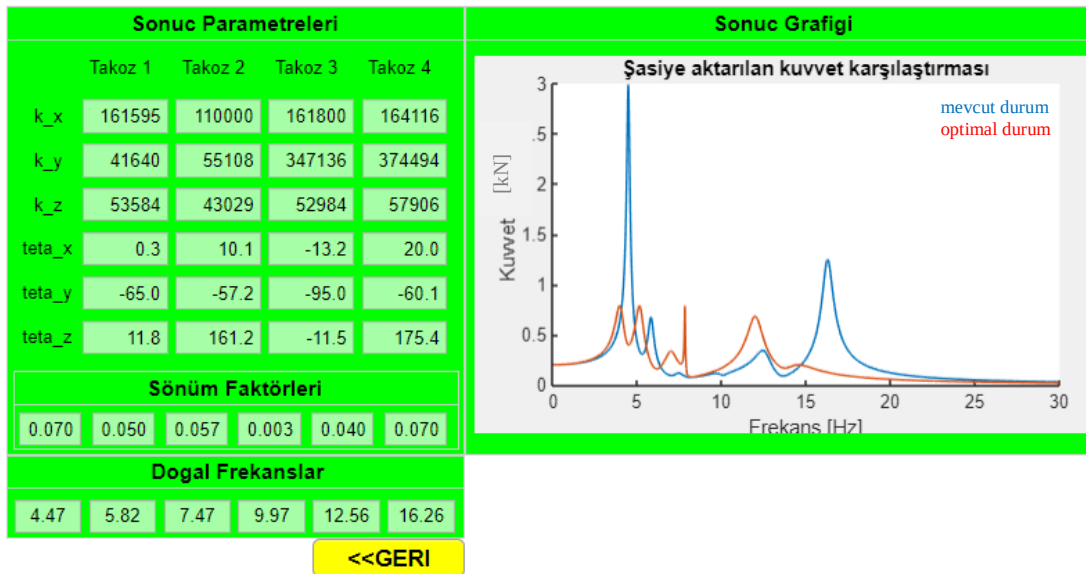
İLERİ butonuyla hesaplama öncesi son panel olan şekil 4.45'teki başlangıç noktası paneline geçilir. Kullanıcı farklı başlangıç noktalarıyla denemeler yapabilir.

Başlangic Noktasi	
0 ile 1 arasında bir değer girin	
Alt Lim. +	0.2 * (Üst Lim.- Alt Lim.)

<<GERİ SONUCLAR

Şekil 4.45: Başlangıç noktası menüsü.

SONUÇLAR butonuna basıldığında hesaplamaların tamamlanması bir süre alır. Hesaplamalar sonlandığında şekil 4.46'daki gibi sonuç panelleri açılır



Şekil 4.46: Şasiye aktarılan toplam kuvvetin en aza indirgenmesi sonuç menüsü.

Ekranın sol tarafında açılan panelde sonuç parametreleri ve doğal frekans sonuçları görülür. Sonuç parametreleri optimum sistemin sahip olması gereken katılık, açısı ve sönüm faktörü değerlerini verir. Doğal frekanslardan ise hesaplamalar sonucunda doğal frekans kısıtlarının sağlanıp sağlanmadığının kontrolü yapılır. Programda doğal frekans kısıtları belirlenirken üçüncü modun 7-8 Hz, beşinci modun 12-13 Hz ve tüm frekansların 4-17 Hz arasında kalması istenmişti. Doğal frekans sonuçlarından görüldüğü üzere bu kısıtlar içinde kalınmıştır.

Sağ taraftaki panelde ise optimizasyon performansı görülmektedir. Mavi çizgi mevcut durumu, kırmızı çizgi ise optimizasyon sonrası durumu göstermektedir. Şasiye aktarılan toplam kuvvet yaklaşık 3000 N seviyesinden 750 N seviyelerine kadar düşürülmüştür. Kırmızı grafikte görülen tepe noktaları doğal frekansa denk gelmektedir. Bu frekanslar sistemin rezonans frekansları olduğu için genlikler yükselmekte bu da şasiye aktarılan kuvvetlerin yükselmesine neden olmaktadır. Grafik üzerinden yapılabilecek diğer bir yorum altıncı moddan sonra araç gövdesine aktarılan kuvvet de önemli bir düşüş meydana gelmesidir. Sistemin en büyük doğal frekansı 16.3 Hz olarak elde edilmişti. Tahrik kuvvet veya momentinin frekansı bu değeri geçtiğinde sistemin kuvvet geçirgenliğinin de düşmesi beklenmektedir. Optimizasyon sonucunda bu beklenti karşılanmıştır.



5. SONUÇ VE ÖNERİLER

5.1 Genel Değerlendirmeler

Motorlar, araçlardaki en önemli titreşim kaynaklarının başında gelir. Bu titreşimlerin şasiye iletiminin azaltılmasında motor takozları kritik bir önem taşır. Bu tez kapsamında araçlardaki motor takozlarının optimizasyonu üzerine bir araştırma yapılmıştır. Tez çalışmasında ilk olarak literatürde konuyla ilgili kaynak taraması yapılmıştır. İncelenen kaynaklarda yapılan çalışmalar literatür araştırması bölümünde kısaca özetlenmiştir. Teknik altyapı bölümünün ilk kısmında motor takozlarının performans gereklilikleri ve türleri hakkında genel bilgi verilmiş, ikinci kısımda ise çok serbestlik dereceli sistemlerin titreşimi ve lineer olmayan optimizasyonun matematiksel yöntemlerine yer verilmiştir. Sonraki bölümde motor takoz sisteminin hangi kabuller altında, nasıl modellendiği anlatılmıştır. En son olarak ise motor takozlarının optimizasyonuna yer verilmiştir. Bu bölümde, ilk olarak motor takoz sistemlerinin hangi özelliklerinin optimize edileceği açıklanmıştır. Arayüz kullanıcıya detaylı bir şekilde tanıtılmış ve arayüzün nasıl kullanılacağı gösterilmiştir. Program üzerinde gerçek bir sistemin iki farklı senaryo ile optimizasyonu yapılmış ve sonuçlar tartışılmıştır.

Teorik olarak program üzerinde gerçekleştirilen optimizasyonun gerçek bir sistemde uygulanmasında bir takım zorluklar bulunur. Program kullanıcıya çıktı olarak yeni tasarım parametreleri sunar. Optimizasyonun gerçekleşmesi için bu yeni parametrelerin sisteme uygulanması gerekmektedir. Ancak, araçlarda standart takozlar kullanıldığından optimizasyon sonucunda elde edilen takoz katılıklarına sahip bir takoz bulunması mümkün değildir. Bu nedenle, elde edilen takoz katılıklarına en yakın takozun seçilmesiyle sorun çözülmelidir. Ancak bu durum optimizasyon sonucunu da bir miktar değiştirecektir. Bir diğer sorun, sönüm faktörlerinin bir tasarım parametresi seçilmesi durumunda bunun sisteme uygulanması sırasında karşılaşılabilecek zorluklardır. Sönüm faktörleri diğer parametrelerle ilişkili bir parametre olduğu için, yeni sisteme uygun sönüm faktörleri sisteme uygulanırken diğer parametrelerin kontrolü karmaşık bir problem ortaya çıkarır.

Optimizasyon problemlerinde iterasyonların başlatılması için değişkenlere ilk değerlerin atanması gerekmektedir. Değişkenler için seçilen bu başlangıç değerlerinin optimizasyon sonuçları üzerinde doğrudan etkisi vardır. Uygun bir başlangıç noktasının seçilmesi için bir çözüm yoktur. Bu nedenle başlangıç noktasının seçilmesi kullanıcının sorumluluğuna bırakılmıştır. Daha fazla başlangıç noktasının denenmesi daha fazla sonuç elde edilmesini sağlayacaktır. Bu da optimizasyonun performansını arttıracaktır.

Çalışmanın doğrulanması için daha önce yapılan bir çalışmanın sonuçları ve ADAMS yazılımı kullanılmıştır. Arayüzde elde edilen sonuçlarla bahsi geçen çalışmanın sonuçları karşılaştırılmış ve oldukça yakın oldukları görülmüştür. Daha sonrasında ise sistem ADAMS yazılımı ile modellenmiş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır.

5.2 İleride Yapılabilecek Çalışmalar

Bu tezde yapılan çalışmaları geliştirmek için ileride yapılabilecek çalışmalara aşağıda belirtilmiştir.

- Motor takoz sisteminin üzerinde konumlandığı şasinin, hareketli kabul eden gerçeğe daha yakın bir sistem modelinin kullanılması
- Motor yüzeyi sınır şartı oluşturacak şekilde takozların motor üzerindeki konumlarının da bir optimizasyon parametresi olarak hesaplamalara dahil edilmesi
- Piyasadaki takozların veri tabanı olarak programa kaydedilmesi ve kullanıcıya en uygun standart takozun önerilmesi
- Gerçek bir sistem için elde edilen optimizasyon sonuçlarının gerçek bir sisteme uygulanarak yöntemin kullanılabilirliğinin incelenmesi
- Optimizasyon sonuçları üzerine parametrelerin etkisinin incelenmesi
- Arayüzün kullanım kolaylığı, hesap süresi ve görsellik açısından geliştirilmesi

KAYNAKLAR

- [1] **Johnson, S. R., & Subhedar, J. W.** (1979). Computer optimization of engine mounting systems (No. 790974). SAE Technical Paper.
- [2] **Lee, J. M., Yim, H. J., & Kim, J. H.** (1995). Flexible chassis effects on dynamic response of engine mount systems (No. 951094). SAE Technical Paper.
- [3] **Yu, Y., Naganathan, N. G., & Dukkipati, R. V.** (2001). A literature review of automotive vehicle engine mounting systems. *Mechanism and machine theory*, 36 (1), 123-142.
- [4] **Arai, T., Kubozuka, T., & Gray, S. D.** (1993). Development of an engine mount optimization method using modal parameters (No. 932898). SAE Technical Paper.
- [5] **Bernard, J. E., & Starkey, J. M.** (1983). Engine mount optimization. *SAE transactions*, 945-953.
- [6] **Geck, P. E., & Patton, R. D.** (1984). Front wheel drive engine mount optimization (No. 840736). SAE Technical Paper.
- [7] **Spiekermann, C. E., Radcliffe, C. J., & Goodman, E. D.** (1985). Optimal design and simulation of vibrational isolation systems. *Journal of Mechanisms, transmissions, and Automation in Design*, 107 (2), 271-276.
- [8] **Shangguan, W. B.** (2009). Engine mounts and powertrain mounting systems: a review. *International Journal of Vehicle Design*, 49 (4), 237-258.
- [9] **Swanson, D. A., Wu, H. T., & Ashrafiuon, H.** (1993). Optimization of aircraft engine suspension systems. *Journal of aircraft*, 30 (6), 979-984.
- [10] **Suresh, N., Shankar, S., & Bokil, V.** (1994). Development of idealistic hydromount characteristics to minimize engine induced vibrations using unconstrained minimization (No. 941741). SAE Technical Paper.
- [11] **Wise, K. A., & Reid, R. E.** (1984). Modeling and identification of a light truck engine mounting system for ride quality optimization. *SAE transactions*, 144-153.
- [12] **Bretl, J.** (1993). Optimization of engine mounting systems to minimize vehicle vibration (No. 931322). SAE Technical Paper.

- [13] **Rivin, E. I.** (1985). Passive engine mount some directions for further development. *SAE transactions*, 582-591.
- [14] **Ünlüsoy, Y. S., Bilal, H., & Çalışkan, K.** (2010). Motor destek takozlarının optimizasyonu. 5. *Otomotiv Teknolojileri Kongresi*. Bursa, Haziran 7-8
- [15] **Liu, C. Q.** (2003). A computerized optimization method of engine mounting system. *SAE transactions*, 1650-1655.
- [16] **Ford, D. M.** (1985). An analysis and application of a decoupled engine mount system for idle isolation (No. 850976). SAE Technical Paper.
- [17] **Angrosch, B., Plöchl, M., & Reinalter, W.** (2015). Mode decoupling concepts of an engine mount system for practical application. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 229(4), 331-343.
- [18] **Wang, R.** (2004). A study of vibration isolation of engine mount system. (Doctoral dissertation) Concordia University, Montreal, Quebec.
- [19] **Wang, Y. H., Chen, Y. B., & Tsai, G. C.** (2012). Frequency Analysis and Optimization Design of Car Powertrain Mounting System Based on ADAMS. *Applied Mechanics and Materials* (Vol. 215, pp. 1131-1135). Trans Tech Publications.
- [20] **Alzahabi, B., Mazzei, A., & Natarajan, L. K.** (2003). Investigation of Powertrain Rigid Body Modes. *Conference & Exposition on Structural Dynamics*.
- [21] **Loganathan, E.** (2015). Commercial Vehicle Powertrain Mount Selection Based on Static and Modal Analysis Using Altair Motion-Solve, 2015 *India Altair Technology Conference*, India: Bangalore, July 14-15.
- [22] **Racca Sr, R.** (1982). How to select power-train isolators for good performance and long service life. *SAE Transactions*, 3439-3450.
- [23] **Luo, Q., Li, D., & Jiang, J.** (2016). Analysis and optimization of microvibration isolation for multiple flywheel systems of spacecraft. *AIAA Journal*, 1719-1731.
- [24] **Shital, P., Ghosh, C., Talwar, H., Gosain, A., & Dayal, P. S.** (2015). A study of engine mount optimisation of three-cylinder engine through multi-body dynamic simulation and its verification by vehicle measurement (No. 2015-26-0126).
- [25] **Ashrafiuon, H., & Nataraj, C.** (1992). Dynamic analysis of engine-mount systems. *Journal of Vibration and Acoustics*, 114 (1), 79-83.

- [26] **Butsuen, T., Ookuma, M., & Nagamatsu, A.** (1986). Application of direct system identification method for engine rigid body mount system. *SAE transactions*, 525-533.
- [27] **Swanson, D. A.** (1993). Active engine mounts for vehicles (No. 932432). SAE Technical Paper.
- [28] **Miller, L. R., Ahmadian, M., Nobles, C. M., & Swanson, D. A.** (1995). Modelling and performance of an experimental active vibration isolator. *Journal of vibration and acoustics*, 117(3A), 272-278.
- [29] **Helber, R., Doncker, F., & Bung, R.** (1990). Vibration attenuation by passive stiffness switching mounts. *Journal of sound and vibration*, 138 (1), 47-57.
- [30] **Marjoram, R. H.** (1985). Pressurized hydraulic mounts for improved isolation of vehicle cabs. *SAE transactions*, 1107-1114.
- [31] **Flower, W. C.** (1985). Understanding hydraulic mounts for improved vehicle noise, vibration and ride qualities. *SAE transactions*, 832-841.
- [32] **Kadomatsu, K.** (1989). Hydraulic engine mount for shock isolation at acceleration on the FWD cars (No. 891138). SAE Technical Paper.
- [33] **Corcoran, P. E., & Ticks, G. H.** (1984). Hydraulic engine mount characteristics (No. 840407). SAE Technical Paper.
- [34] **Miller, L. R., & Ahmadian, M.** (1992). Active mounts-a discussion of future technological trends. *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings* (Vol. 1992, No. 1, pp. 421-426). Institute of Noise Control Engineering.
- [35] **Shoureshi, R., Graf, P. L., & Houston, T. L.** (1986). Adaptive hydraulic engine mounts. *SAE transactions*, 516-524.
- [36] **Hagino, Y., Furuishi, Y., Makigawa, Y., Kumagai, N., & Yoshikawa, M.** (1986). Active control for body vibration of FWD car. *SAE Transactions*, 534-542.
- [37] **Muller, M., Weltin, U., Law, D., Roberts, M. M., & Siebler, T. W.** (1994). The effect of engine mounts on the noise and vibration behavior of vehicles (No. 940607). SAE Technical Paper.
- [38] **Turhan, Ö.** (2017). Mekanik Titreşimler - I Ayrık Sistemler



ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad : Mehmet Cenk Bursalı
Doğum Tarihi ve Yeri : 06.06.1988 - Bingöl
E-posta : bursali17@itu.edu.tr

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2011, Ortadoğu Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2017-2018 yılları arasında İstanbul Gedik Üniversitesi'nde araştırma görevlisi olarak çalıştı.
- 2018 yılından beri İstanbul Teknik Üniversitesi'nde araştırma görevlisi olarak çalışıyor.