



T.C.
BATMAN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİNEK ARAÇLARIN ÇEŞİTLİ
KISIMLARINDAKİ TİTREŞİMLERİN
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

Ercan ALP

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Şubat - 2021
BATMAN
Her Hakkı Saklıdır

TEZ KABUL VE ONAYI

Ercan ALP tarafından hazırlanmış olan “Binek Araçların Çeşitli Kısımlarındaki Titreşimlerin Deneysel olarak İncelenmesi” adlı tez çalışması .../.../... tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Başkan

Unvanı - Adı SOYADI

.....

Danışman

Unvanı - Adı SOYADI

.....

Üye

Unvanı - Adı SOYADI

.....

Üye

Unvanı - Adı SOYADI

.....

Üye

Unvanı - Adı SOYADI

.....

Yukarıdaki sonucu onaylıyorum.

Prof. Dr. Şahnaz TİĞREK
Fen Bilimleri Enstitüsü Müd.

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki tüm bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

İmza

Ercan ALP

Tarih:

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

BİNEK ARAÇLARIN ÇEŞİTLİ KISIMLARINDAKİ TİTREŞİMLERİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Ercan ALP

Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Hamit ADIN

2021 , 45 Sayfa

Jüri

Danışman: Prof. Dr. Hamit ADIN
Doç. Dr. Mehmet Emin DENİZ
Dr. Öğr. Üyesi İsmail SARAC

Mekanik araçlar üzerinde yaptığımız çalışma ile araçlar üzerinde titreşime sebep olan durumlar araştırılmıştır. Bu titreşimlerin en aza indirgenebilmesi için öncelikle titreşimlerin yoğun olabileceği bölgeler üzerinde deneyler yapılmıştır. Bu deneyler neticesinde araç üzerinde titreşimin yoğun olduğu alanlar saptanmıştır.

Titreşim ölçümleri, 2017 model 1400 kg ve 1492 kg net ağırlığa sahip benzinli ve dizel binek araçlar kullanılarak yapılmıştır.

Yapılan çalışmalar sonucunda mekanik titreşime sebep olan sebepler saptanmaya çalışılmıştır. Bunlar;

- Motor Problemleri
- Aks Dingil problemleri
- Fren Sorunu
- Titreyen ve sallanan tekerlekler
- Lastik Problemleri ve yol sorunları olarak saptanmıştır.

Bu titreşim problemlerinin giderilmesi için yapılması gereken işlemler aşağıdaki gibidir. ;

- Yetersiz hava emişi veya yakıt emişi kimyasal çevrimi olumsuz etkilediğinden dolayı yenileri ile değiştirilmesi titreşimin azaltılmasında yardımcı olur.
- Araçlarımız hareketli parçalardan oluşmaktadır bu nedenle tam performans alınabilmesi için toleransların ve ölçümlerin tam olarak yapılması gerekir.
- Kaliperler fren rotorlarını sıkarak aracı durdurmaya çalışır böylece fren balataları bozulmuş rotoru her zamanki gibi kavrayamaz. Bu da titreşime sebep olur.
- Cıvata ile somunların tam veya torkunda sıkılması sağlanmalıdır.

Anahtar Kelimeler: Mekanik titreşim, yay katsayısı, sönüm, frekans

ABSTRACT

MS THESIS

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF VIBRATIONS IN VARIOUS PARTS OF PASSENGER VEHICLES

Ercan ALP

**THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF
BATMAN UNIVERSITY
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE OF PHILOSOPHY
IN MECHANICAL ENGINEERING**

Advisor: Prof. Dr. Hamit ADIN

2021, 45 Pages

Jury

Advisor; Prof. Dr. Hamit ADIN

Doç. Dr. Mehmet Emin DENİZ

Dr. Öğr. Üyesi İsmail SARAÇ

We use tools to work on mechanical tools. You are in places where the vibration of priority is high in order to minimize this vibration. As a result of these experiments, the instrument is concentrated.

Vibration measurements were made on the 2017 model gasoline and diesel passenger cars with 1400 kg and 1492 kg net weight.

Why it might cause the construction of the cause;

- Engine Problems
- Axle axle problems
- Brake Problem
- Swinging and rocking wheels
- Tire problems and road problems have been identified.

This is necessary to eliminate vibration problems;

- Since insufficient air suction or fuel absorption has a negative effect on the chemical cycle, replacement with new ones helps to reduce vibration.

- Our tools are made of moving parts, so full performance and tolerances must be made to ensure full performance.

- The brake pedal which stops the vehicle by squeezing the brake rotor and the brake pads cause vibration due to the inability to grasp the defective rotor as usual.

- Bolts and nuts must be tightened or tightened.

Keywords: Mechanical vibration, spring coefficient, damping, frequency

TEŞEKKÜR

Bu çalışma esnasında, tüm bilgilerini benimle paylaşmaktan çekinmeyen, kendisine her danıştığım da zamanı hiçbir şekilde problem etmeden, sabırlı bir şekilde tüm ilgi ve bilgisini benden esirgemeyen, meslek hayatım boyunca benimle paylaşmış olduğu bilgilerden faydalanacağım değerli danışman hocam Prof. Dr. Hamit ADİN'e teşekkür ederek şükranlarımı sunuyorum.

Aynı şekilde her türlü çalışmamda daima yanımda bulunarak yardımlarını esirgemeyen meslektaşım Seval YİĞİT'e, ve çalışmalarım da tüm imkanlarını seferber eden Mehmet Kadri UNAT'a da teşekkürlerimi sunarım.

Bu günlere gelmemdeki en büyük pay sahibi olan aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

ÖNSÖZ

Günümüzde insanlar genel olarak karayolu taşıtları ile seyahat etmektedir. İnsanlar bu karayolu seyahatleri esnasında uzun bir zaman taşıtların içerisinde kalmaktadırlar. Böyle bir durumda insanların rahatlarının ve emniyetlerinin sağlanması mühendislik bilimiyle alakalı bir durumdur.

Taşıt üzerinde hissedilen titreşimler farklı kaynakların uyarması sonucu meydana gelmektedir. Bu kaynaklar; motor, iletim organları, aerodinamik kuvvetler, tekerlek ve bağlı olduğu parçaların statik dengesizliği ile tekerleklerin bozuk yol koşulları ile olan etkileşimleridir. Tüm bu kaynaklar taşıtlarda oluşan titreşimlerin en önemli sorunlarını oluşturmaktadır. Taşıtlardaki bu titreşimler istenmeyen bir durumdur. Çünkü titreşim esnasında makine parçalarına uygulanmış olan kuvvetler aşınma, malzeme yorulması, gürültü, yüksek gerilmeler gibi istenmeyen durumlara neden olmaktadır.

Bu çalışma ile titreşim analizi yapılarak, dönen ekipmanların mekanik durumları incelenmiştir. Araçlar üzerinde yapılan titreşim ölçümleri ile makinenin titreşim özelliklerine ait veriler toplanıp, titreşimin en aza indirgenebilmesi için çalışmalar yorumlanmıştır.

Ercan ALP
BATMAN-2021

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜRLER.....	vii
ÖNSÖZ	viii
İÇİNDEKİLER.....	viii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	x
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiii
1. GİRİŞ	1
1.1. Konunun önemi.....	1
1.1.1. Daha önce yapılan çalışmalar	2
2. TEORİK ÇALIŞMA.....	5
2.1. Dengesizlik	5
2.1.1. Statik dengesizlik.....	6
2.1.2. Dinamik dengesizlik	7
2.2. Dengeleme yöntemleri	7
2.2.1. Statik dengeleme (tek düzlemde dengeleme)	8
2.2.2. Dinamik dengeleme (iki düzlemde dengeleme)	9
2.2.3. Esnek rotorların dengelenmesi.....	10
2.2.4. Yerinde dengeleme	11
2.3. Dinamik dengesizliğin sonuçları	11
2.4. Dengeleme Makineleri.....	12
2.4.1. Dinamik dengeleme esasına göre çalışan dengeleme makineleri.....	15
2.5. Titreşim Ölçüm Cihazları	16
2.5.1. Titreşim hızı ölçen ölçücüler	17
2.5.2. İvme ölçücüler	17
2.5.3. Mutlak ve bağıl konum ölçerler.....	18
2.5.4. Titreşim sinyalini değerlendiren gelişmiş sistemler	18
2.5.5. Titreşim ölçümlerinin değerlendirilmesi	20
3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	23
3.1. Süspansiyon Sistemli Taşıt Modeli.....	26
3.2. Bilgisayar Simülasyonları	27
3.3. Araç Frekanslarının Nümerik Analiz ile Tespiti.....	28
3.4. Deneysel Sonuçlar ile Nümerik Analiz Sonuçlarının Mukayese Edilmesi	30

4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	40
KAYNAKLAR.....	43
ÖZGEÇMİŞ	45

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 2.1. Dengeleme makinesi üretim parametreleri.....	14
Çizelge 2.2. Titreşimlerin nedenlerini belirleme tablosu	22
Çizelge 3.1. Rotunda VCMM arıza tespit cihazı özellikleri.....	24
Çizelge 3.2. Ölçülen Titreşim Şiddeti Aralık Sınırları	24
Çizelge 3.3. Deney parametreleri	25
Çizelge 3.4. Süspansiyon Sistemleri Parametreleri	27
Çizelge 3.5. 1.mod şekline göre sürücü koltuğundaki hız farklılıklarının frekanslarının kıyaslanması.....	28
Çizelge 3.6. 1.mod şekline göre ön yolcu koltuğundaki hız farklılıklarının frekanslarının kıyaslanması.....	28
Çizelge 3.7. 1.mod şekline göre arka yolcu koltuğundaki hız farklılıklarının frekanslarının kıyaslanması	29
Çizelge 3.8. 1.mod şekline göre motor kaputundaki hız farklılıklarının frekanslarının kıyaslanması.....	29
Çizelge 3.9. Sürücü Koltuğu ve Yolcu koltuklarında deneysel sonuçlar ile nümerik analiz sonuçlarının mukayese edilmesi.....	31
Çizelge 3.10. Arka Yolcu Koltuğu ve Motor Kaputunun deneysel sonuçlar ile nümerik analiz sonuçlarının mukayese edilmesi.....	31

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Çalışma şartları altında Timosenko kirişi.....	4
Şekil 2.1 Statik dengesizlik olan bir disk	6
Şekil 2.2 Dinamik dengesizlik.....	7
Şekil 2.3 Tek düzlemde dengeleme.....	8
Şekil 2.4 İki düzlemde dengeleme.....	10
Şekil 2.5 Yumuşak yataklı universal dengeleme makinesi	14
Şekil 2.6 Rotunda VCMM Araç iletişim modülü (VCMM vehicle communication module).....	17
Şekil 2.7 Genlik – zaman grafiği	19
Şekil 2.8 Titreşim ikaz seviyesi kılavuzu	21
Şekil 3.1 Taşıt Modeli	26
Şekil 3.2 Sistemin Matlab Modeli Blok Diyagramı	27
Şekil 3.3 Sürücü koltuğu	32
Şekil 3.4 Sürücü koltuğu 40 km/h hızda.....	32
Şekil 3.5 Sürücü koltuğu 60 km/h hızda.....	33
Şekil 3.6 Sürücü koltuğu 80 km/h hızda.....	33
Şekil 3.7 Yolcu koltuğu	34
Şekil 3.8 Yolcu koltuğu 40 km/h hızda	34
Şekil 3.9 Yolcu koltuğu 60 km/h hızda	35
Şekil 3.10 Yolcu koltuğu 80 km/h hızda	35
Şekil 3.11 Arka yolcu koltuğu	36
Şekil 3.12 Arka yolcu koltuğu 40 km/h hızda	36
Şekil 3.13 Arka yolcu koltuğu 60 km/h hızda	37
Şekil 3.14 Arka yolcu koltuğu 80 km/h hızda	37
Şekil 3.15 Motor kaputu	38
Şekil 3.16 Motor kaputu 40 km/h hızda	38

Şekil 3.17 Motor kaputu 60 km/h hızda	39
Şekil 3.18 Motor kaputu 80 km/h hızda	39

SİMGELER VE KISALTMALAR

k	:Lineer yay katsayısı, kg /cm
C	:Sönüm katsayısı, kg s /cm
ν	:Poisson oranı, boyutsuz
E	:Elastisite modülü, kg / cm ²
G	: Kayma modülü, kg / cm ²
C_{cr}	: Kritik sönüm katsayısı, kg s/cm
ξ	:Viskoz sönüm oranı, boyutsuz
ω_n	:Doğal frekans, rad /s
δ	:Sönüm oranı, boyutsuz
t	:Zaman, s
A,B,C,D,K,L	: Sabitler
α	: Açısal ivme ; rad/s ²
I	:Alan atalet momenti, kg mm s ²
m	: Makine parçasının toplam kütlesi, kg s ² /cm
r_1	: Parçanın kütle merkezinin eksantrikliği, cm
ω	: Açısal hız, rad/s
F_a, F_b	: yatak kuvvetleri, kg
m_b	: Dengeleme kütlesi, kg s ² / cm
r	: Krank mıyılı yarıçap, cm
k_b	: Burulma rijitliği, kg / cm
φ	: Krank milinin dönme açısı, faz açısı, (°)
M_{D1}, M_{D2}	: Dengeleme kütleleri, kg s ² / cm
I_{xy}, I_{yz}	:Çarpım atalet momentleri, kg cm
W_{ij}	:i nöronu ile j nöronu arasındaki ağırlık bağlantıları

N	: Öğrenme sayısı
b_j	: Eşik değeri, boyutsuz
x_j	: j ara tabaka birim çıkışı
S_i	: i nöronun çıkış değeri
W_{j0}	: Bias değeri, boyutsuz
z	: Çıkış birimleri
q	: Saklı tabaka birim sayısı
z_i	: i. Nöronun gerçek çıkış değeri
d_i	: i. Nöronun istenen çıkış değeri
η	: Öğrenme oranı, boyutsuz
μ	: Momentum katsayısı, boyutsuz
S_j	: j. Nöronun çıkış değeri
M	: Genlik , metre

1. GİRİŞ

1.1 Konunun Önemi

Günümüzde ulaşım esnasında kullanılan motorlu taşıtlarda istenmeyen titreşimlerin yol açtığı hasarların giderilmesi için yoğun çalışmalar yapılmaktadır. Motorlu taşıtlarda çalışan elemanlardan kaynaklanan titreşimler araç sürüş konforu açısından rahatsızlıklar oluşturmakla birlikte malzemenin çalışma ömrünün azalmasına aynı zamanda yorulma ve tahribatlara neden olmaktadır. Titreşim sorununa uygun bir çözüm bulunabilmesi, titreşim nedenlerinin analiz edilmesiyle mümkündür. Araçta çalışan dönel elemanlardan vantilatör, aktarma milleri, dişli gibi elemanlar birer sorun kaynağı oluşturabilmektedir.

Motorlu taşıtlarda güç elde etmede ve gücün iletilmesinde kullanılan dönel elemanlarda zamanla çeşitli aksamalar meydana gelmektedir. Malzemelerdeki heterojen dağılımların neden olduğu mekanik titreşimler aracın içerisindeki yolcuya olumsuz bir şekilde yansımaktadır.

Bu çalışmanın amacı motorlu taşıtlardaki dönel elemanların kütle dağılımında homojen olmamasından kaynaklı titreşimlerin araştırılıp kütle dengesizliği ve dengesizliğin giderilme işleminden sonraki sistemin verdiği dinamik cevabın araştırılmasıdır. Bu çalışma kapsamında 2017 model binek dizel ve benzinli araçlarının dönel elemanlarındaki titreşim nedenleri tek tek araştırılmış ve bu proje çerçevesinde aracın içerisinde hissedilen olası titreşim nedenleri araştırılmıştır.

Düzensiz olmayan kütle dağılımından dolayı dinamik dengesizliğe sahip olan vantilatörün farklı araç hızlarında neden olduğu titreşimlerin ivme değeri dengeleme işleminin etkisini görebilmek amacıyla araç üzerindeki farklı noktalarda ölçülmüştür. Çalışmada ilk olarak titreşim konusu genel olarak ele alınmıştır. Sonrasında yapılan deneysel çalışma, kullanılan düzeneklerden ve elde edilmiş sonuçlar grafiksel olarak irdelenmiştir.

Düzensiz olmayan kütle dağılımından dolayı dönen millerde daima bir dengesizlik bulunur. Bu dengesizlikten dolayı sistemin çalışması sırasında ortaya çıkan atalet momentleri aracın şase ve buna bağlı diğer uzuvlara geçerek titreşimlere neden olurlar. Bu çalışmada dengelenmemiş atalet kuvvetlerinin araç şasesindeki etkisi ve titreşim

karakterleri incelenmiştir. Titreşim değerleri quickpropagation algoritması ve logistic aktivasyon fonksiyonuna sahip ileri beslemeli ve çok katmanlı bir yapay sinir ağında eğitilmiş ve test edilmiştir. Eğitim neticesinde ağın gösterdiği pozitif performansa göre titreşim parametreleri elde edilip hedeflenen ve ağda elde edilen değerler karşılaştırılmıştır.

1.2 Daha önce yapılan çalışmalar

Dönen makinelerde titreşim engelleme önemli bir mühendislik problemidir. Bu bölümde, rotor sistemlerin dinamik modellenme ve analiz tekniklerini araştıran bir çalışma olmasının yanı sıra döner makinelerin aktif dengeleme ve aktif titreşimlerinin eş zamanlı olarak gözlemlendiği bir araştırma çalışmasının gözden geçirilmesidir. Esas zorlukların kısa bir değerlendirilmesi, temel metotlar ve ayrıca sonraki araştırmalarda gereksinimler verilmiştir.

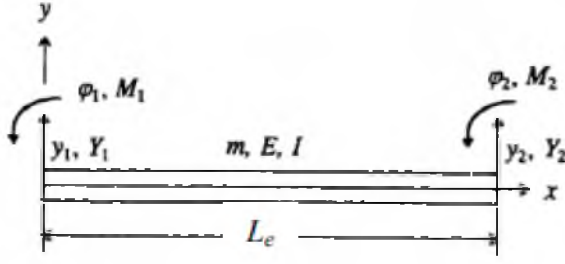
Endüstride rotor ve şaft dengesizliği, dönen rotorlarda titreşimin iki temel kaynağıdır. Dengesizlikten kaynaklanan bu titreşim, makinenin kritik bölgelerinde yorulma sonucu hasara neden olabilir. Örnek olarak yataklama, sızıntı, vites ve bağlantılar gösterilebilir. Dönen makine elemanlarının dengesizliği ve bunun neden olduğu titreşimler konusunda yapılan çalışmalar aşağıdaki şekilde özetlenebilir.

Döner makine elemanlarındaki dengesizliği etkileyen parametreleri mil üzerinde ikili ve üçlü gruplar halinde çalışan pervane, disk ve dişli gibi elemanlar üzerinde ki dengesiz noktalar belirlenip bu elemanın üzerindeki mevcut dengesizliklerin kütsel, eksenel, radyal ve açısal büyüklüklerinin dengesizliğe veya dengesizlik düzlemlerine etkisi teorik ve deneysel yollarla araştırılmış ve sonuç olarak dengesizliğe neden olan kütlelerin düzlemlere göre konumunun eksenel ve radyal yöndeki değişimlerinin ve açısal farklılıklarının dengesizliği etkileyen parametreler olduğu belirlenmiştir.(Özdin. 1996). (Xu ve ark, 1994) Taşıtlarda motor soğutma fanlarından gürültü yayılımının tahmini konusunda belirli şekil fonksiyonlarını değişik fanlar kullanılarak yaklaşık olarak göstermiştir. Serbest bir alanda çalışan eksenel akış fanının gürültü değişiminin tahmini için yarı deneysel bir formül gelişmiştir. (Xu ve ark, 1994). Ayrıca dinamik dengesizliklerin mekanik sistem titreşimlerine etkisi konusunda bir deneysel çalışma yapılmış ve bu çalışmada dönel elemanlardan kaynaklanan titreşimlerin dengesizlik

nedenleri giderildiğinde sisteme etkiyen titreşimlerin $1/5$ oranında azaldığı gözlemlenmiştir (Kalkat, 1995). Deneysel olarak dengeleme öncesi ve dengeleme sonrası elde edilen titreşim değerleri geliştirilen teorik bir modelde tanımlanmış ve teorik modelden hareketle Sonlu Elemanlar Metodunda 26 elemana ve 27 düğüm sayısına sahip bir çerçeve eleman şeklindeki uyarlama yapılmıştır. (Düşünceli, 2000).

Şaft ile şafta bağlı malzemelerin (diskler, kanatlar gibi) ortaya çıkardığı sonuçlar rotor dengesizliği olarak adlandırılır. Rotorlar pratikte hiçbir şekilde mükemmel olarak dengelenmiş olamaz. Bu konuda (Wowk, 1991) dönme esnasında meydana gelen boşluk oranı, yeknesak olmayan üretim toleransı, kütle dağılımı, üretim hataları ve çalışma süresince malzemelerin kazançlarını ve kayıplarını neden olarak göstermektedir. Kütledeki oluşan dengesizliğin bir sonucu olarak, santrifüj güç üretir. Böylece bu, yataklanmaya ve sisteme yansır. Dengesizliğin hesabı esnasında birçok yöntem uygulanmaktadır. Örneğin (Lund ve ark, 1967) transfer matrisi yöntemini, (Ruhl ve ark, 1972) sonlu elemanlar yöntemini, (Jacker, 1980) terkip modu sentez yöntemini uygulamıştır.

(Jacker, 1980) bileşik motor-esnek bağlantı-rotor sisteminin teorik modelini bileşen modu sentez metodu, kullanarak elde etmiştir. Elde edilen denklem sistemleri shaftın paralel olmayan sıralanması için gerekli kuvvet frekanslarının motorun dönme hızının birkaç frekansı olduğunu göstermiştir.(Farghlay, 1994), Şekil 1.1' de gösterilen farklı fakat düzgün n bölümleriyle, elastik modül, atalet momenti, alan, uç noktalar ve i . Bölümün uzunlukları sırasıyla E_i , L_i , A_i , P_i , i ve $i+1$ gibi ve ayrıca L_i ile tanımlanan etki kesitteki süreksizlikle Timoshenko kirişlerinin titreşim ve denge analizinde doğal frekanslar ve ortadaki kütleler gibi uca yüklenebilen esnek destekli düzgün kirişlerden ibaret çok aralıklı kiriş sistemleri için kritik eğilme katsayısını araştırmıştır. Üiform olmayan uç kütleler M_1 ve M_2 sistemin uçlarına rijit olarak bağlanmış ve bu uçlar yer değiştirebilir dönel bir yayla elastik olarak desteklenmiştir. 1. ve $n+1$. noktalarda sabit bir duvara birleştirilmiştir. Sistem sistemin sonlarında ve uç kütlelerin merkezine etkiyen sabit bir aksiyel kuvvete maruz kalabilir.



Şekil 1.1. Çalışma şartları altında Timoshenko kirişi

Bu çalışmada bağıl aralık ve bağıl kalınlık parametrelerinin doğal frekans üzerinde ki yararlı etkisi, ikinci aralık kademeli yapılmıştır. Her biri aynı kritik bükülme yükü katsayısına sahip kademeli kirişlerin üç grubu şu şekilde bulunmuştur. Sabit-serbest-serbest, kayar-sabit-mesnetli, kayar-serbest-serbest, serbest-serbest-serbest, mesnetli-serbest-serbest, sabit-serbest-kayar, kayar-serbest-kayar.elastik uçlu ve orta şartlarının değişik kombinasyonları için kritik bükülme yükü katsayısı üzerinde, bağıl kalınlık ve aralık parametresinin etkisi tanımlanarak aksiyel yükün kirişin ucunda ve uç kütleinin ağırlık merkezine etki edebileceğini göstermiştir. Bunun yanında yukarı kademeli kirişler için kritik bükülme yükü katsayısının bağıl aralık parametresi μ deki artışla azalacağını bulmuş, son kütleinin ağırlık merkezine aksiyel bir yük etki ettiğinde sistemin dengesizliğinde bir artış olduğu gözlenmiştir. (ota ve ark, 1984),

2. TEORİK ÇALIŞMA

2.1 Dengesizlik

Dengesizlik; üretim, dizayn, montaj veya işletme süresinde teknolojik veya ekonomik nedenlerle önlenemeyen çeşitli faktörlerin etkisiyle ortaya çıkmaktadır. Örneğin, dizayn esnasında, simetrinin bozulmasına sebep olan yapısal unsurlar; üretimde, malzemelerin homojen durumda olmaması, üretim yada talaş kaldırma hatalarında, montaj esnasında, saptama parçalarının simetrik olmaması, işletme esnasında merkezleme hataları ve korozyon, plastik şekil varyasyonlarından, aşınma ve ısıl gerilmeler ile ileri gelen kütle dağılımı varyasyonları dengesizliğe sebep olur.

Rotor, bir aks veya mil etrafında yapılanmış halde bulunan dönel yapıya sahip sistemlerdir. Rotorlar, kasnaklar, volanlar ve dişliler şeklinde uzun olmayan veya türbin şaftı veya elektrikli motor armatürü şeklinde kısa olmayan ya da herhangi bir mil üzerine montajlanmış parçalar şeklinde olabilmektedir. Mil yatak uçlarının merkezlerini birleştiren doğrular, dönme eksenini oluşturur.

Rezonans frekanslarına yakın hızlarda çalışan rotolara, esnek rotor adı verilmektedir. Kütle merkezinden geçen bir rotorun, dönme eksenini ile asal atalet ekseninin çakışmaması durumu dengesizliği meydana getirmektedir. Dengesizlik, iki ana unsur olmak üzere dinamik dengesizlik ve statik dengesizlikten oluşmaktadır.

Açısal hızı ω olarak belirlenen dengesiz bir katı rotor üzerindeki merkezkaç kuvvetler; rotorun dönme eksenine dik olan iki düzlem üzerinde r_1 ve r_2 yarıçap vektörlerinin uçlarında toplanmış olan M_1 ve M_2 kütleleri üzerinde sırasıyla,

$$F_1 = M_1 * r_1 * \omega^2 \quad (1)$$

ve

$$F_2 = M_2 * r_2 * \omega^2 \quad (2)$$

merkezkaç kuvvetine eşdeğerdir.

$$U_1 = M_1 * r_1 \quad (3)$$

ve

$$U_2 = M_2 * r_2 \quad (4)$$

vektörleri, söz konusu düzlem üzerindeki dengesizlik vektörleri olarak adlandırılır.

Dengesizlik vektörlerinin toplamı,

$$U_1 = M * r \quad (5)$$

vektörüne eşit olmaktadır. Burada; r : rotorun kütle merkezinin dönme eksenine dik düzlem üzerinde bulunan yarıçap vektörü, m : rotorun kütlesidir. Statik dengesizlik halinde, F_1 ve F_2 kuvvetleri, rotorun kütle merkezine tesir eden tek bir kuvvete, yani

$$F = u * \omega^2 \quad (6)$$

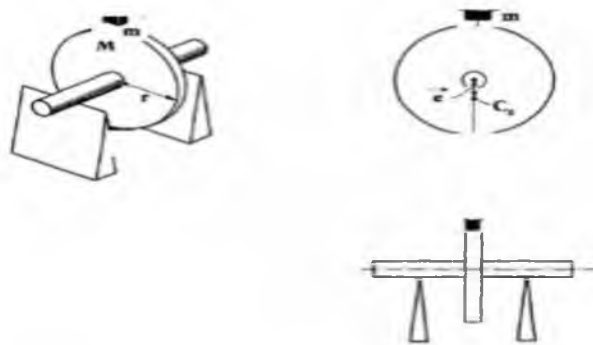
kuvvetine eşittir.

Dinamik dengesizlik esnasında ise $\vec{F}_1$ ve $\vec{F}_2$ kuvvetleridir. Yani kuvvet çifti, rotor üzerinde bulunan merkezkaç kuvvetlerin bileşkesine eşdeğer olur. (Cerit, 1994)

2.1.1 Statik Dengesizlik

Eğer bir dönen makine parçasının ağırlık merkezi dönme eksenine ile çakışmıyorsa, bu makine parçasına statik olarak dengesizdir denir. Bir makine parçasının eksenel doğrultudaki boyutu radyal boyutuna göre çok küçükse, dönen kütlelerin aynı düzlemde bulundukları ve sistemin sadece statik olarak dengesiz olduğu kabul edilir. Dişli çark, disk ve volan gibi elemanlar örnek olarak verilebilir.

Bir makine parçasında statik dengesizliğin olup olmadığını anlamak için basit bir yöntem uygulanır. Bu yöntem dengesizlik düz ve dengelenmiş bir mil tespit edilmiş olan parçanın(disk) iki adet yatay rijit yay üzerinde hareket ettirilmesi ile tespit edilir.



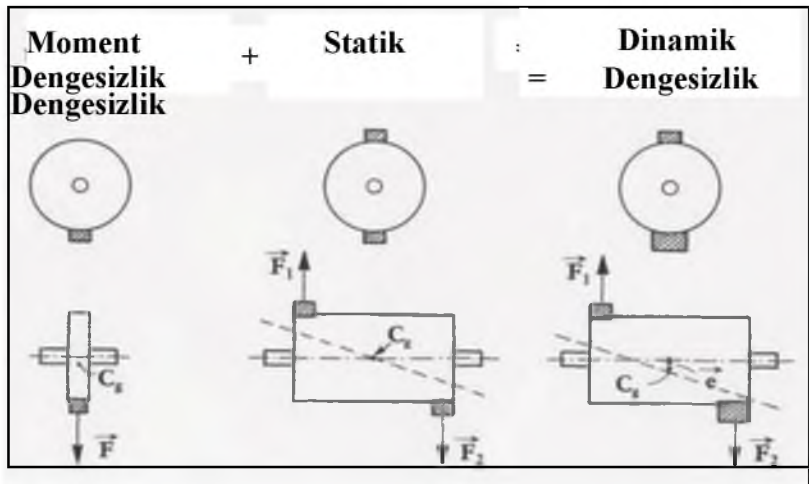
Şekil 2.1 Statik dengesizlik olan bir disk (Uzmay ve ark, 1990)

Şekil 2.1'deki gibi bir mil üzerine sabitlenen diske mil üzerinde yavaşça yuvarlanma hareketi yaptırılır ve disk kendiliğinden durduğu zaman diskin en alt noktası işaretlenir.

Bu işlem 4-5 defa tekrarlanır. Bu işlemlerin sonunda eğer diskin üzerindeki işaretler disk çevresinde bir dağılım gösteriyorsa parçada statik dengesizlik yoktur, eğer disk üzerindeki işaretler aynı bölgede çakışık ise parçada statik dengesizlik vardır. Dengesizlik halinde parçanın kütle merkezi, parçanın geometrik merkezi ile parça üzerindeki işaretleri birleştiren doğru üzerindedir. Buna göre statik dengesizliğin açısal konumu belirli olup, büyüklüğü belirsizdir (Uzmay ve ark, 1990).

2.1.2 Dinamik Dengesizlik

Statik ve moment dengesizliğinin birleşiminden meydana gelen dengesizlik dinamik dengesizlik olarak adlandırılır. (Şekil 2.2). Rotorlarda dengesizlik genel olarak bu türlerden meydana gelmektedir. Dinamik dengesizlik iki düzlem üzerinde ve rotorun dönme esnasında yapılacak titreşim ölçümleriyle düzeltilebilmektedir.



Şekil 2.2. Dinamik dengesizlik (Pasin , 1984)

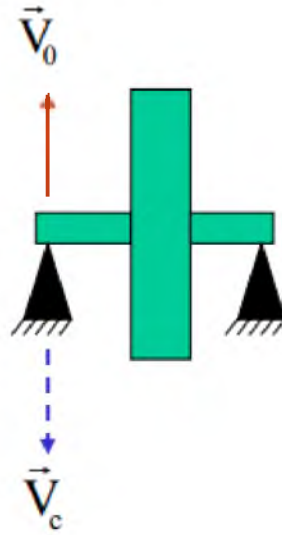
2.2 Dengeleme yöntemleri

Dengeleme; bir makine parçasının çalışması sırasında meydana gelen ve istenmeyen atalet kuvvetleri ve momentlerini düzeltme veya ortadan kaldırma tekniğidir. Dönen parçalardaki atalet kuvvetleri ve momentleri genelde tamamen giderilemez ve bu kuvvet ve momentler, tasarım ve imalat safhalarında önüne geçilemeyecek hataların veya belirli bir işletme ömrü sonunda oluşan aşınmaların sonucudur.

Dengelenmemiş makine parçaları büyük atalet kuvvetlerinin ve dolayısıyla istenmeyen titreşimlerin meydana gelmesine neden olmaktadır. Titreşim genliklerinin çok büyük olmamasına rağmen dönel kuvvetler, makine elemanlarının kararsız yüklere maruz bırakılıp, çalıştırılarak yorulma sonucu kırılmalara sebep olur. Makine parçalarının dengelenmesinde kullanılan çeşitli yöntemler mevcuttur.

2.2.1. Statik dengeleme (Tek düzlemde dengeleme)

Verilen tek düzlem üzerinde kütle ve ya kütleler ilave etmek veya eksiltmek yoluyla, rotorun kütle merkezinin, dönme eksenine yakınlştırılması işlemidir. Statik dengesiz halinde bulunan rotor, kütle merkezinin yer aldığı düzlem üzerinde bu türde dengelenirse tam anlamıyla dengelenmiş durumda olur; Bu da kütle merkezi üzerinden geçen dönme eksenini, asal atalet eksenini ile çakıştırır. Şayet rotor kütle merkezinin, dengeleme kütlelerinin yerleştirildiği düzlem üzerinde değil ise, statik dengelemenin ardından kütle merkezinin, dönme eksenine gelmesi halinde bile belli miktarda dinamik dengesizlik durumu devam edebilir. Dolayısıyla, tek düzlem üzerinde dengeleme, daha çok ince dilim şeklindeki uzun olmayan rotorlarda daha başarılı olmaktadır.(Cerit,1994).



Şekil.2.3. Tek düzlemde dengeleme (H.Temel Belek , 2002)

2.2.2 Dinamik dengeleme (İki düzlemde dengeleme)

Verilen iki düzlemde kütle veya kütleler ilave etmek veya eksiltmek suretiyle, bir rotorun kütle merkezinden geçen asal atalet ekseninin, dönme eksenine yakınlaştırılması olarak nitelendirilir. Dengesizlik vektörlerinin tanımlanmış olduğu düzlemler dengeleme düzlemleri olarak alınırlar. Böylece bu düzlem üzerinde bulunan r_{D1} ve r_{D2} yarıçap vektörlerinin uçlarına konacak dengeleme kütleleri M_{D1} ve M_{D2} ;

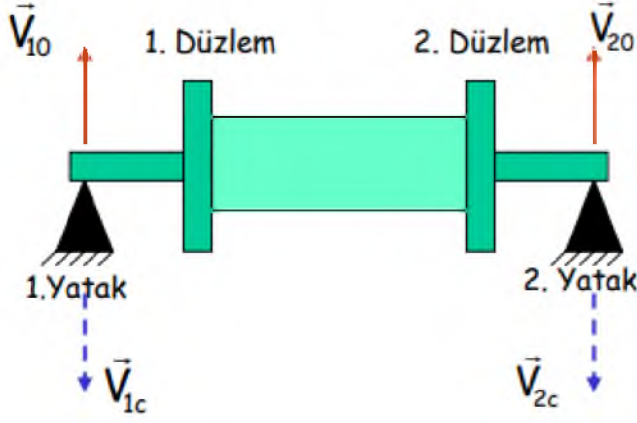
$$M_{D1} * r_{D1} = -U_1 \quad (7)$$

$$M_{D2} * r_{D2} = -U_2 \quad (8)$$

Eşitlikleriyle sağlanacak şekilde seçilir ise, söz edilen iki eksen birbiriyle tamamen çakışır. Dengeleme düzlemi üzerindeki dengesizlik vektörleri U_1 ve U_2 , hesaplanarak ya da dengeleme makinelerinde belirlenir (Cerit, 1994).

Moment veya dinamik dengesizliğe sahip olan rotorlar sadece iki düzlem üzerinde dengeleme yapılmak koşuluyla dengelenebilir. Temel prensip tek düzlem üzerinde anlatıldığı şekilde olmakla beraber bu durumda iki adet dengeleme kütlesi gerekmektedir. Bununla beraber olarak iki farklı yatak üzerinde de titreşim ölçümleri yapılmaktadır. İki düzlem üzerinde dengeleme aşağıdaki işlem sırasından oluşmaktadır:

- * Her iki yatak üzerinde frekans çözümlemesi yapılır.
- * Sistem çalıştırılarak her iki yatak üzerinde titreşimin fazı ve genliği ölçülür.
- * Birinci düzlem üzerine deneme kütlesi ilave edilir ve her iki yatak üzerinde titreşim ölçümü yapılır.
- * Kütlenin yeri işaretlenip ölçüm yapıldıktan sonra rotordan sökülür.
- * İkinci düzlem üzerine deneme kütlesi eklenir ve her iki yatak üzerinde titreşim ölçümleri yapılır.
- * Kütlenin yeri işaretlenip ölçüm yapıldıktan sonra rotordan sökülür..
- * Ölçümler yapıldıktan sonra düzeltme kütlelerinin hesabı yapılır ve hesabı yapılan kütleler rotor üzerine yerleştirilir.
- * Her iki yatak üzerinde rotor çalıştırılarak artık titreşim değer ölçümleri yapılır. Dengeleme işleminin kabul görebilmesi için ölçümleri yapılan titreşimlerin kabul edilebilir seviyenin altında olması gerekir. Bu seviye üzerinde olan dengeleme işlemi tekrardan yapılır.



Şekil 2.4. İki düzlemde dengeleme (H.Temel Belek , 2003)

Verilen sistemlerde dinamik dengenin sağlanabilmesi için; $\sum F = 0$ ve $\sum M = 0$ olmalıdır.

2.2.3 Esnek Rotorların Dengelenmesi

Bir rotor şayet yatakları arasında dönüyor ise, dönme eksenine dik olan, merkezkaç kuvvetlerinin etkisi altında bulunan, aynı anda birbirine dik halde bulunan iki doğrultuda meydana gelen ve bundan dolayı, zorlanmış eğilme titreşimleri meydana getirmektedir. Düz döner etkilerinin ve sönümün büyük olmaması şartıyla, rotorun eğilme titreşimlerinin doğal frekansları, rezonansa gelen kritik dönme hızlarına eşit olmaktadır. Rotorun yataklanma şekli, kritik hızlar üzerinde bir etkiye sahiptir.

İşletme hızındaki savrulma hareketinin ihmal edilebilir olması, herhangi bir rotorun katı olarak kabul görülebilmesinin ön şartıdır. İşletme hızının, rotorun sahip olduğu en küçük hızdan çok daha küçük oluyor ise, olması gereken şartın sağlandığı kabul edilebilir. Ancak, eğer işletme hızının, rotorun sahip olduğu kritik hızın yarısı kadar veya daha büyük bir hıza sahip oluyor ise savrulma hareketinden ileri gelen merkezkaç kuvvetlerinin etkileri mutlaka göz önünde bulundurulmalıdır.

İşletmenin hızı, en düşük kritik hıza oranına yüksek olan veya en düşük kritik hızdan daha yüksek olan rotorlar esnek rotor olarak adlandırılır. Esnek rotorların iki düzlem üzerinde dengelenmesi olanaksızdır. Esnek rotorların dengelenebilmesi için üç veya daha fazla sayıda düzlem üzerinde kütle düzeltilmesi yapılmalıdır. Bu rotorların dengelenebilmesi için geliştirilmiş olan birkaç sistematik metot mevcuttur. Bu metodlar; tesir katsayıları metodu ve modal dengeleme metodu olarak ayrılmaktadır. Ticari dengeleme makinelerinin çoğunluğu esnek rotorların dengelenmesi için elverişli değildir.

2.2.4 Yerinde Dengeleme

Bir rotorun sahip olduğu yataklar üzerinde çalışma yapılırken yatak titreşimleri ölçümlerinden faydalanılarak dengeleme yapılması yerinde dengeleme olarak nitelendirilir. Bu dengelemenin yapılabilmesi için, yatağın sahip olduğu rotorun ve titreşim genliklerinin belli bir referans durumuna göre faz açılarının ölçülmesi gerekmektedir. Faz ölçümleri bir elektronik faz ölçer veya stroboskopi ile yapılabilir. Faz ölçümleri yapılmadan da deneme kütleleri kullanılarak yerinde dengeleme yapılabilmesi mümkündür. Ancak böyle bir durumda, titreşim ölçümlerinin daha fazla sayıda yapılması gerekmekte ve dengeleme daha fazla zaman almaktadır.

Bakım durumlarında yeniden dengeleme, yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Ayrıca, bir rotoru alabilecek kadar büyük bir dengeleme makinesinin olmaması, rotorun bir dengeleme makinesine yer değiştirilmesinin işlevsel olmaması, işletme şartlarının dengeleme üzerindeki etkisi sebebiyle, bu şartların simülasyonlarının gerekli olması veya dengeleme ihtiyacının nadir olması gibi durumlarda da yerinde dengeleme yapılabilmektedir. (Cerit, 1994).

2.3 Dinamik Dengesizliğin Sonuçları

Yüksek devir sayıları dolayısıyla, kullanılan makinelerde dengelenmemiş küçük kütleler dahi önemli atalet kuvvetlerinin oluşmasına yol açarlar. Bu atalet kuvvetleri duruma göre şiddetli titreşimlerin meydana gelmesine sebep olurlar. Oluşan titreşimler, hareketli uzuvlar ve taşıyıcı gövdeyi ve temelleri tehlikeli şekilde zorlarlar. Bu titreşimler, makinelerin kullanılma amaçlarına göre gürültüye, yorulmaya, kırılmaya dolayısıyla da makinelerin kalitesini ve güvenilirliğini tehdit ederler. Titreşimlerin sebeplerinin araştırılması ve etkilerinin giderilmesi gerekir. Mesela bir şaftı düşünelim; şaftın imalatından ya da montajından dolayı meydana gelen bir bozukluk var ise şaft çalışma şartlarında kırılabilir. Bağlantı yataklarına etki eden kuvvetler, yatakta yapısal bozukluklara neden olabilir. Hareketli parçaların, bu kütle dengesizliklerinden dolayı, çalışma verimini düşürebilecek arızaların oluşması istenmeyen bir durumdur. Bu gibi nedenlerden dolayı hareketli parçaların mümkün olduğunca tam dengelenmesi gerekmektedir.

2.4 Dengeleme makineleri

Tek düzlem üzerinde veya iki düzlem üzerinde dengeleme işlerinin istenilen hassasiyette yapılabilmesi için geliştirilen makineler olarak adlandırılır. Ünliversal dengeleme makineleri, gerekçesi itibariyle dengelenecek olan makinenin oturtulduğu taşıyıcı yataklar, makinenin kalibrasyonunun ve rotoru döndüren bir tahrik sistemi ve arzu edilen bir dengeleme niteliği için lazım olan dengeleme kütlelerinin hesabının yapıldığı bir cihaz konsolundan oluşmaktadır.

Taşıyıcı yataklar yumuşak ve sert olmak üzere iki şekilde çözümlenmektedir. Sert yataklı makinelerde dengeleme devirleri, taşıyıcı yatak sisteminin rezonansının sahip olduğu frekanstan çok daha küçüktür. Böylece dengeleme yatak kuvvetlerinin ölçümleri yapılır. Yumuşak yataklı makinelerde ise, dengeleme devirleri, taşıyıcı yatak sisteminin sahip olduğu rezonans frekansına oranla çok daha büyüktür. Böylece dengeleme yatak titreşimlerinin ölçümleri yapılarak tamamlanmaktadır. Rotorun döndürölmesi için üniversal kavrama ve bir kayış kullanılmaktadır. Taşıyıcı yataklarda üzerindeki titreşim dönüştürücülerinden gelen sinyaller, makinenin kontrol kısmında işlem gördükten sonra, dengeleme için gerekli bilgiler cihaz konsolundaki göstergeler panelinden okunur.

Dengeleme yapılmadan önce rotora, dengeleme makinasının kalibrasyonunun rotora göre yapılması gereklidir. Sert yataklı makineler merkezkaç kuvvetleri ölçütlerinden, sadece dengeleme düzlemleri ve yataklar arasındaki bağıl uzaklıkları makineye aktarmak suretiyle ayarlaması yapılır. Yumuşak yataklı makinelerin ayarlanması ise deneme kütleleri kullanılarak yapılır.

Dengeleme makineleri, dengeleme hassasiyetine, dengeleme amaçlarına ve rotor büyüklüğüne göre çeşitli özelliklerde ve büyüklüklerde yapılmaktadır. Tam otomatik dengeleme makinelerinde, rotorun makineye konumlandırılması ve kütle ilave etme ya da oyma işlemleri de makine tarafından otomatik yapılır. Bu tür makineler, otomobil endüstrisinde kardan kavramalarının, krank millerinin, ve fren parçalarının dengelenmesinde ve elektrik motorlarının kütle imalatında yaygın olarak kullanılmaktadır. Üniversal makineleri genel olarak yatay eksenlidirler. Ayrıca üniversal olan bu makinelerde tek düzlem dengelenmesi de yapmak mümkündür. Özellikle statik dengeleme (tek düzlemde dengeleme) için geliştirilmiş olan makineler genellikle düşey

eksenlidirler. Volanlar, fren diskleri, kavramalar ve kampanalar gibi kısa rotorlar bu tip makinelerde dengelenmektedir. Bu makinelerin çalışma prensipleri de universal makinaların çalışma prensipleri ile aynıdır. (Cerit, 1994).

Dengeleme işleminde, telafi işlemine harcanan zaman genellikle dengeleme bozukluklarını aramaya harcanan zamandan daha uzundur. Bunu sonucu olarak dengeleme masraflarını azaltabilmek için telafi işlemlerine harcanan zamanı kısaltmanın yolları aranmalıdır. Seri imalat sırasında, krank dizilerini toplu halde teste tabi tutarken dengeleme işlemini hızlandırabilmek için özel teçhizata ihtiyaç duyulur. Bunlar makinenin, makine tarafından açılacak deliğin yaklaşık derinliğini otomatik olarak ayarlayan, bir veya daha çok matkap cihazı ile ilave takmak suretiyle dengeleme bozukluğunu giderecek parçalarla donatılmış olanıdır. Operatörün, sadece makineye iş vermek ve iş bittikten sonra işi makineden çıkarmaktan ve erişilen doğruluğun kontrol makarası ile istenilen toleransa gelip gelmediğini kontrol etmekten başka işi kalmayacaktır. Bu son üç işlem de otomatik olarak yapılırsa zaman ve işçilikten tasarruf edilmiş olunacaktır.

Genellikle böyle bir tesisat bir dengesizlik ölçme istasyonuna sahiptir. Bu istasyondan sonra iki telafi istasyonu daha vardır. Bunlardan her biri üçer matkap makinesi ile donatılmıştır. Çünkü telafi işlemi üç ayrı yüzey üzerinde yapılır.

Krank mili dengeleme işlemlerinden sonra, aktarma sistemi vasıtası ile dengesizliklerin tespit edildiği ölçme bölümüne sevk edilir. Üç yüzey üzerindeki dengesizlik içeren parçalar ilk krank milinin çıkarıldığı birinci düzeltme istasyonuna sevk edilir ve oraya yerleştirilir. Birinci mil fiilen düzeltme işlemini tamamladıktan sonra dengesizlik ölçme istasyonuna ikinci mil sevk edilir. Birinci mil ikinci telafi istasyonunda iken ölçümler diğer parçalar için aktarılıp depolanırken, ikinci mil birinci telafi istasyonuna gelmiş ve üçüncü mil ölçme istasyonuna sevk edilmiştir. Bundan sonra birinci mil kontrol istasyonuna, oradan da sağlanan kalite sonuçları istene sonuçlardan yüksek veya düşük oluşuna göre gerekli yöne sevk edilir (Broch, 1984).

Çizelge.2.1. Dengeleme Makinesi üretim parametreleri

Bir bakışta teknik veriler	PHW-1000	PHW-2000
İşlenecek parçanın (kg) kitle kapsamı	1000	2000
Max iş parçası (mm) çapı	1500	1800
İki destek yatakları (mm) arasındaki mesafe	Min:100	Min:100
Günlük çapı kapsamını iş parçası (mm)	20~180	40 ~ 240
Flanş sürüş ve tam destek (mm) taşıyan arasındaki maksimum mesafe	1500	1800
Dönüş hızı ana eksen (r/dk)	600~1095 + kademesiz hız regülasyon	560~1490 + kademesiz hız regülasyon
Motor gücü (kw)	4 frekans dönüştürme	7,5 frekans dönüştürme



Şekil 2.5. Yumuşak yataklı universal dengeleme makinesi

Bununla birlikte bu tip otomatik dengeleme işlemleri tesis bakımından pahalı ve bakım masrafları yüksek olduğu için yalnızca çok büyük üretime gerek duyulan yerlerde uygundur. Bunlara ilave olarak diğer dezavantajları da şöyle sıralanabilir;

- Kalite derecesi sık sık standart dengeleme makinelerinde sağlanandan düşük olur. (Maksimum dengesizliğin 1/10 arasında azaltılabileceği söylenebilir)
- Operatörün çok iyi eğitilmiş olması ve gerektiğinde işlemlere her an müdahaleye

hazır olması mecburiyeti vardır.

- Tesisteki bir bozukluk uzun süre hatalı iş verebilir, dolayısıyla üretim kaybına yol açabilir.
- Her tipteki krank mili için tahmini güç, bir takım ara parçalara ihtiyaç gösterir.

2.4.1 Dinamik Dengeleme Esasına Göre Çalışan Dengeleme Makineleri

Krank milleri içinde çalıştıkları motora monte edildiklerinde iki-üç mesnede (bir veya iki dönüş yarıçaplı krank milleri hariç) ilaveten bir veya daha çok sayıda ara mesnetler üzerinde de taşınır. Aksi halde hızlı dönmelerde uygulanan kuvvetin etkisi ile salgı yapabilirler. Krank milleri bir dengeleme makinesinin yalnız iki ayağı üzerine dayandığında iç momentlerin deformasyonunun önemsiz olmasını temin için düşük hızda çalıştırılmaktadır.

Dengeleme hızı genellikle, dengeleme makinesi üzerindeki şaftın mesnetlerinin pozisyonuna göre, ilk kritik bükülme değerinden %30 daha düşüktür. Modern dengeleme makinelerinde yüksek hassasiyet ve doğruluk sağlandığından dengeleme hızının daha da düşürülmesi mümkün olmaktadır. Yalnız çok düşük hızda şaft, çeşitli krank kutusu mesnetleri üzerinde gösterdiği sert tepkiye benzer tepki gösterir.

Çok uzun ve esnek şaftların dengeleme ayarı yapılırken başka bir önemli durum ortaya çıkabilir. Bu durum, şaftın kendi ağırlığı altında eğilmesidir. Ağırlık yüzünden elastik hat bir deformasyona uğrayarak bozulur ve şaft düşük bir hızda dönerken dahi elastik hat devamlı durumunu koruyamaz. Bunun nedeni, şaftın farklı eksenel yüzeylerine yansıyan farklı sertliklerinden meydana gelmektedir. Aynı zamanda düşük hızlarda çalışırken bu tehlike düzensiz salınımlar meydana getirerek şaft üzerinde tespiti imkansız olmasa bile çok güç olan dengeleme bozukluklarına yol açar. Şaft üzerindeki salgı ve baskı, krank milinin son üç yatak yerlerinden ziyade merkeze yakın iki ara yatak yeri üzerinde toplandığından bu salgı baskısını azaltmak için dengeleme makinesinin dar mesnetler üzerinde oturtularak bitişik savurmaların dönüş sırasında mesnetlere müdahalesi önlenmiş olur.

Sonuç olarak krank dengeleme makinesinin düşük hıza ilaveten eksenel salgıları ortadan kaldırmak için çok dar aralıklar/ mesnetler ile donatılması gerekmektedir.

Teknik açıdan en iyi çözüm, mili üç veya daha çok ayaklı bir beşik üzerine oturtmak, daha sonra tüm sistemin dinamik dengesizliğin etkisi altında serbestçe salınım yapabilmesini sağlayacak olan dengeleme makinesinin ara mesnetleri üzerine aktarılmasıdır. Bu beşik sayesinde krank mili motor krank kutusu içindeki durumun aynısını tekrarlamakta ve hızdan dolayı bir deformasyon meydana gelmemektedir.

Şaftlarda ise genellikle iki ucundan ara parçalarla dengeleme makinesine bağlanması daha pratiktir. Şaftlar parça azaltmak suretiyle dengelemeye alınmaz fakat genellikle kaynakla oturtulan uygun ağırlıklar ilavesiyle dengeleme işlemi gerçekleşir. Aynı miller üzerinde kaynak kalıntısını çıkartmak için çekiç gibi sert parçaların kullanılması tavsiye edilmez, çünkü bu sert parçalar deformasyona yol açabilir. Bu deformasyondan dolayı az da olsa da küçümsenmeyecek bir dengesizliğe neden olur. İmkanlar nispetinde nokta kaynağı tercih edilir. Böylece denge ağırlığı tatbik edilen yerlerde ısıtma daha az olur ve milin deformasyonu önlenmiş olur. İki parçalı şaftların dengelenmesi üçüncü mesnetle donatılmış dengeleme makinesi ile yapılır.

2.5 Titreşim ölçüm cihazları

Bir cismin titreşim yapabildiği en basit şekli harmonik harekettir. Bu hareket şekillerinde tek bir frekans mevcuttur. Titreşim şiddeti cismin maksimum hızı, genliği ve ivmesi birbirleriyle direkt olarak bağlantılıdır. Bu değişkenler cinsinden ölçülen titreşim genliği elektronik bir şekilde veya matematiksel olarak diğerine dönüştürülebilir. Bu durumun oluşmasından dolayı, titreşimlerin farklı büyüklüklerini ölçen cihazların yapılmasına sebep olmuştur.



Şekil.2.6. Rotunda VCMM Araç iletişim modülü (Rotunda VCMM vehicle communication module)

2.5.1 Titreşim hızı ölçen ölçücüler

Hıza duyarlı ölçüm aletleri çeşitli nedenlerde tercih edilirler. Bu aletler yerleştirme ve fabrika ortamında kötü kullanımdan etkilenmezler. Sinyali kendisi üretebilir ve sinyal düzenleyici ile kuvvetlendirici elektronik tesisat ihtiyacına gereksinim duymaz. İvme ölçücülerine göre yaklaşık beş ile 10 kata kadar daha fazla hassasiyete sahiptir. Empedansı yüksek olmadığından elektriksel titreşimden etkilenmezler. Bundan dolayı, özel kablo bağlantılarına da gerek yoktur. Sahip olduğu özellikler ile hız ölçücülerini, taşınabilir ölçüm aletleri için son derece uygundur. Titreşim ölçümü yapılabilmesi için ölçücünün uç kısmını ölçüm noktasına temas ettirmek yeterlidir.

Çıkış terminalinde yeterince yüksek mili volt aşamasında üretilen sinyal bir voltmetre yardımıyla ölçülür. Titreşimlerin hızı, titreşim enerjisi ile direkt olarak orantılı iken makinenin devir hızı ve/veya titreşim frekansı ile herhangi bir bağı yoktur.

İşletme devir sayısı 650 d/dk dan düşük olması durumunda, duyarlılık yeterince azaldığından hız ölçücülerini bu hızlar için kullanılmazlar.

2.5.2 İvme Ölçerler

İvme ölçücülerini, titreşim ölçümlerinde yapılmasında giderek artan kullanıma sahip olmaktadır. En önemli üç tip ölçücü arasındaki yaygın olarak kullanılan ivme ölçücülerini, en geniş frekans spektrumunda ölçüm yapabilmesi sebebiyle tercih edilmektedir. Farklı tiplerde ve çeşitli amaçlar için üretilen ivme ölçücülerini, kalibre edilmesine gerek duyulmayan, küçük ve kolay bozulmayan cihazlardır. Çıkışta üretilen

düşük seviyeli elektrik sinyali elektronik olarak işlem görür ve entegre edilerek çıkışta hız ve konum ölçümleri de elde edilebilmektedir.

Bu tür ölçücüler montaj şeklinden fazla etkilenir. Titreşim oluşturan yüzey üzerine el ile iterek temas ettirilir ise hatalı ve bozuk bir sinyal ortaya çıkar. Bu sebepten ötürü, periyodik bakımda bu tip ölçücüler kullanılacak ise, makine yüzeyine sabit tutturmayı temin etmek amacıyla manyetik kilitleme sistemi veya montaj cıvataları kullanılmalıdır.

2.5.3 Mutlak ve Bağıl Konum Ölçerler

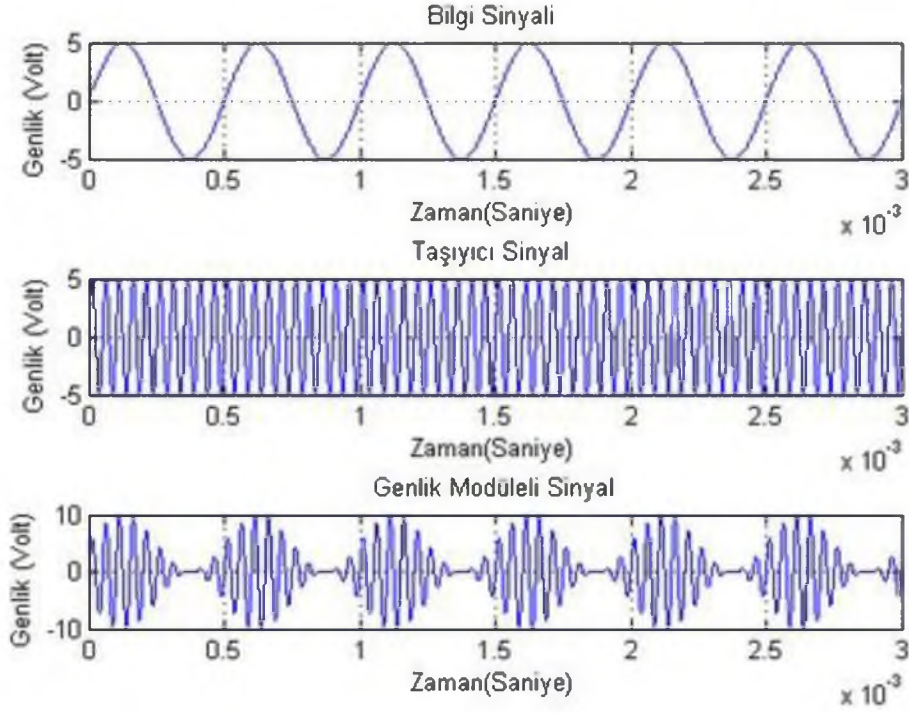
650 d/dk'dan daha az hızlarda dönen büyük makinelerin kaymalı yataklarına kalıcı bir şekilde montajı yapılan titreşim ölçüm cihazlarıdır. Bu tür ölçücülerin kullanılmasındaki asıl amaç, makine şaftının yatak içinde radyal ve eksenel hareketlerini ölçmektir. Temas etmeyen türlerde bir osilatör aracılığı ile şaftta Eddy akımı oluşturur. Yakınlık ölçen duyarlı alet, şaft hareketinden dolayı oluşturulan akımın değişimini izlemek sebebiyle şaftın yatağa göre bağıl hareketini ölçer. Bu ölçücüler kalıcı olarak montajı yapıldığından dolayı genel olarak periyodik bakım için kullanılmazlar.

2.5.4 Titreşim Sinyalini Değerlendiren Gelişmiş Sistemler

Makinelerin titreşimleri, tek bir frekansa sahip olan basit harmonik hareketle açıklanamaz. Titreşimlerin bazı tahrik kuvvetinin, çeşitli frekanslarda, doğal rezonans frekanslarının etkilenmesi sonucu meydana gelir. İşin daha karmaşık olmasına sebep olan konu ise, tüm titreşim mekanizmalarının lineer olmayışıdır.

Lineer olmayan bir sistem üzerinde, titreşim hareketi herhangi bir sebeple (yatağı gövdeye sabitleyen cıvatanın gevşemesi sonucu meydana gelen mekanik bir durma gibi) kısıtlanmıştır. Öyle ki conta üzerindeki sürtünme de titreşimi lineer olmayan bir duruma getirebilir. Lineer olmayan ve mekanik olarak bir gevşeklikten kaynaklanan bir titreşim sinyali görünmektedir.

Titreşim teorisi ilgili kuvvetlerin ve cisimlerin salınım hareketleri ile ilgilenir. Bu durumda X hareketin genliği, ω hareketin frekansı ve t zamandır. Şekil 2.7'de periyodik hareket, periyodik olmayan veya geçici (transient) hareket gelişigüzel veya uzun zamanlı periyodik olmayan hareket eğrileri görülmektedir.



Şekil 2.7. Genlik-zaman grafiği

Bu şekilde bir makineye hız ölçen bir ölçücü bağlanmış ve çıkış sinyali de basit bir voltmetreden takip ediliyorsa, yapılan ölçüm titreşimin tüm frekans spektrumundaki tepe seviyesini veya titreşim hareketinin enerjisini göstermektedir. Bu sinyal, “filtre edilmemiş titreşim sinyali” olarak adlandırılır. Bu sinyal genel olarak makinenin titreşimlerindeki artışı takribi değerlendirmeye yarar.

Herhangi bir titreşim sinyali, ne kadar karmaşık veya non-lineer olursa olsun, farklı genlik ve frekanslara sahip çok sayıda basit harmonik terimin toplamı olarak ifade edilebilir. Bu teknik Fourier Analizi olarak adlandırılır.

Titreşim sinyalini oluşturan bu harmonik bileşenlerin, genlikleri, elektronik olarak bir “pass-bant” frekans filtresinden geçirilerek ölçülür. Bu filtre, frekans spektrumunu tanımlayarak hangi frekanstaki genliklerin ne boyutta olduğunu gösterir. Filtre radyonun istasyon arama görevini görür ve belirli nedenlerle ortaya çıkan titreşimleri incelemeyi mümkün kılar.

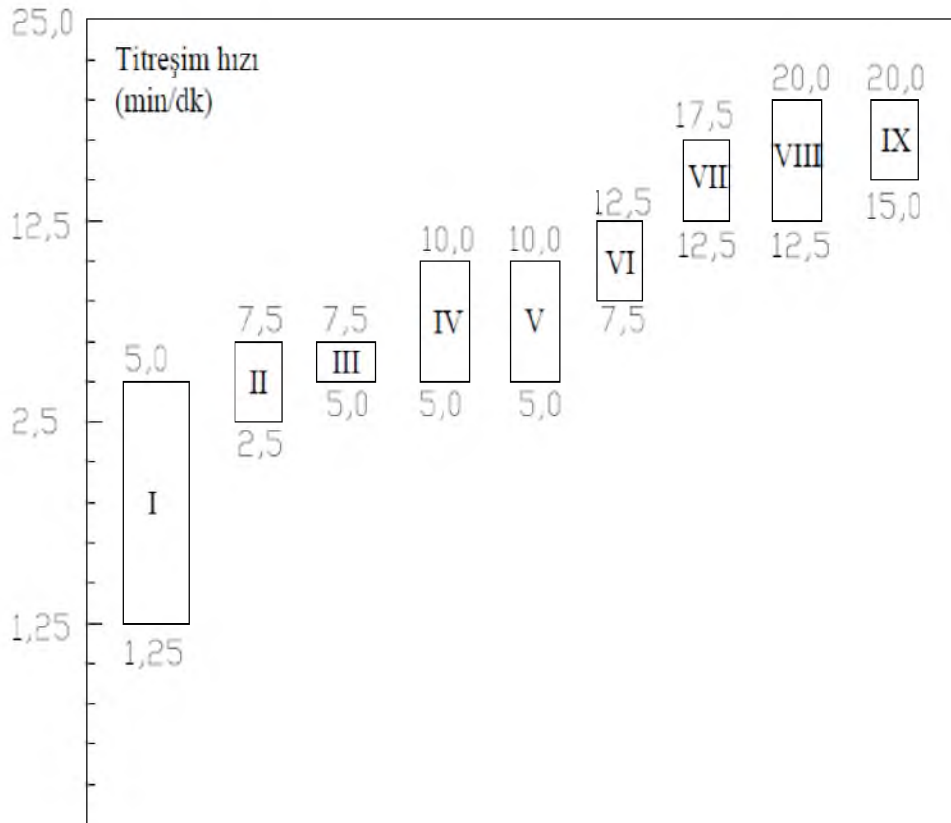
Bu makinelerden titreşim mühendislerince en çok kullanılan iki tanesi “titreşim analizörü” ve “FFT= Fast Fourier Transform” dur.

2.5.5 Titreşim Ölçümlerinin Değerlendirilmesi

Makinelerin titreşim ölçümü yapan bazı ölçücüler aynı zamanda elektrik sigortası benzeri bir görevi yapmak içinde kullanılır. Titreşim şiddeti belli bir sınır değere ulaştığında, titreşimden korunması istenen hassas ve pahalı makine üzerine monte edilmiş olan transdüser, makinenin devreden çıkmasını sağlayarak sigorta görevini de yerine getirmiş olur. Bu tür sigortalar aynı zamanda operatörü uyaracak şekilde programlanabilir.

Bütün bu ölçüm sistemlerinden elde edilen ve titreşim şiddetini gösteren parametreler (deplasman, hız, ivme) uluslararası standartlarda öngörölmüş sınırlara göre değerlendirilir. 600-12000 d/dk arasında işletme devir hızına sahip makineler ISO 2372 ve 3945 nolu uluslararası standartlarda yer alan ve titreşim hızını ölçüm parametresi kabul eden bilgiler ışığında değerlendirilebilir. Şekil 2.10'da titreşim uyarı sınırları ile ilgili değerler çeşitli makineler için verilmiştir. Bu sınırlar makinede anormal bir aşınma olduğunu ve titreşim analizi gerektirdiğini göstermektedir. Bu rakamlar tipik değerlerdir. Her makinenin yaptığı işe, bulunduğu yere ve o makine için tanımlanmış toleransına bağlı olarak, kendine has bir özelliği bulunduğu dikkate alınmalıdır. Bu sebeple titreşim uzmanı, kontrolü altındaki makine hakkında en son kararı kendisi vermelidir.

- Birinci grup - Tezgah makineleri alet ve takımları (yüklenmemiş)
- Türbinler
- İkinci grup - Dişli kutuları
- Dişli ve Santrifüj Pompaları
- Üçüncü grup - Jeneratör Grupları / Elektrik tahrikli motor /
- Dördüncü grup - Endüstriyel fanlar ve Vantila
- Beşinci grup - Kırıcı ve konkasörler (yüklenmemiş)
- Altıncı grup - Konveyörler
- Yedinci grup - Motorlar
- Pistonlu Kompresörler
- Jeneratör Grupları/ Motor tahrikli motor
- Pistonlu Pompalar
- Sekizinci grup - Paketleme makineleri



Şekil 2.8. Titreşim ikaz seviyesi kılavuzu (Palavan,1973)

Çizelge 2.2 Titreşimlerin nedenlerini belirleme tablosu

Olası Titreşim Sebebi	Titreşim Frekansı (Hz)	Faz Stroboskop Görüntüsü	Genlik	Açıklamalar
Dengesizlik	1	Tek ve sabit bir referans çizgisine sahip	Radyal yön üzerinde dengesizlikle orantılıdır.	Titreşimlerin en belirgin nedeni olarak belirtilir.
Arızalı sürtünmesiz yatak	(9-99)	Kararsız bir yapıda	Hız şeklinde ölçülmektedir. Radyal yönde (4.9-24.9 m/s arasında)	Bozulmuş yatak üzerinde hız en çok. Tahrip olmadan önce frekans azalır, hız artar.
Düz kaymalı yatak	1	Tek bir referans çizgisine sahip	Normal	Mil ve yatak üzerindeki genlik neredeyse aynı olmaktadır.
yatak veya kaplin üzerinde eksen kaçıklığı	1 veya 2	Genellikle iki tane sabit frekans çizgisine sahip	Eksenel olan yönde fazladır	Eksenel titreşim, radyal titreşimin iki katıdır. Kontrol amacıyla komparatör kullanılabilir.
Arızalı dişliler	Yüksek	-	Radyal yöndedir	Hız ölçümü kullanılmalıdır.
Mekanik gevşeklik	1 veya 2	Bir veya İki referans çizgisine sahip	Gevşeklikle orantılıdır	Gevşemenin bulunduğu yönd. üzerinde radyal titreşim fazla.
Şaftın eğik olması	Bir veya iki	Bir veya İki referans çizgisine sahip	Eksenel yönde fazladır	-
Arızalı kayış	Kayış d/dk'sı x 1 veya 2	-	Düzensizdir	Stroboskop ışığı kayış üzerinde sabit görüntüye sahip olur.
Yağ filminde instabilite	Motorun d/dk'sından küçük olacaktır.	Kararsızdır	Radyal ve düzensizdir	Frekans d/dk'sının yarısı olacaktır.
Aerodinamik durum	1 Hz veya kanat sayısı x Hz	-	-	Rezonans durumunda problem yaratabilir.
Vuru olayı	1	İşaret vuru hızında dönmektedir.	Vuru hızında dönmektedir.	Yakın devir hızında dönen iki makine vuru olayını meydana getirir.
Rezonans	Belirli kritik hızlarda	Tek bir referans çizgisine sahip	Genlik fazladır.	Rezonans altı ve üstünde genlik azalır. Faz hızı ile değişir.

3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Deneylerde Rotunda VCMM Arıza Tespit Cihazı kullanılmıştır.

Bu cihazın başlıca özellikleri ;

- Araç iletişim kapasitesi (VCM II özelliği)
- Sürüş kayıt özelliği
- Kanal Osiloskop
- Kanal Dijital Multi-metre
- Kanal direk DLC konektörünün görüntülenmesi
- Titreşim Analizi
- Sürüş Dengesi
- Sinyal Jeneratörü

Titreşim Analizi ve Sürüş Dengesi

- MTS 4000/4100 (Çok Amaçlı Test Platformu) ile benzer işlevsellik
- Azaltılmış yapılandırma ve kurulum süresi ile geliştirilmiş kullanıcı ara yüzü
- Renkli görüntüleme
- Kayıt Kapasitesi özelliği
- Gelişmiş parça tanımlaması için “Strobe light, Pick up loop” özellikleri*
- İkinci Titreşim transduseri
- Çift düzlem sürüş dengesi

Çizelge 3.1. Rotunda VCMM Arıza Tespit Cihazı Özellikleri

Ölçüm Aralıkları	İvme	0,01 ... 398,8 m/s ²
		0,01 ... 1312 ft/s ²
	Hız	0,001 ... 399,8 mm/s
		0,001...15,76 inch/s
	Yol	0,0001 ... 3,9998 mm
		0,0001 ... 159,0 mil
	Devir sayısı	49... 99,990 RPM (belirlenen değer 10 ile çarpılacaktır)
Çözünürlük		0,2 m/s ² ; 0,2 mm/s ; 1 µm
Hassasiyet		± 4% v. Mw. + 3 Digits
Frekans Aralığı	İvme	8 Hz ... 1,1 kHz (1 kHz modunda) /
		8 Hz ... 10,1 kHz (10 kHz modunda)
	Hız	10,1 Hz ... 1,1 kHz
	Yol	10,1 Hz ... 1,1 kHz
Ekran		LCD ekran üzerinde son ölçüm değerleri görüntülenir
Birimler		Metrik olarak değiştirilebilir
Arayüz		RS-233
Pil		Daima kullanım esnasında çalışma süresi 10 saate kadardır.
Otomatik Kapanma Süresi (Auto power off)		9 dakika sonra
Düşük Pil Sembölü (Low Bat)		<2,2 V
Çevresel Koşullar		-6 ... +66 °C; 0...96 % r. F. yoğuşmasız
Boyutlar		41 x 18 x 9 cm
Ağırlık		1,3 kg

Çizelge 3.2. Ölçülen Titreşim Şiddeti Aralık Sınırları

TİTREŞİM ŞİDDETİ ARALIKLARI SINIRLARI [HIZ][Hz]				
HIZ	SÜRÜCÜ KOLTUĞU	YOLCU KOLTUĞU ÖN	YOLCU KOLTUĞU ARKA	MOTOR KAPUTU
40 km/sn	0,015	0,017	0,024	0,099
	0,025	0,029	0,033	0,127
	0,039	0,043	0,041	0,154
	0,062	0,057	0,067	0,198
60 km/sn	0,037	0,043	0,043	0,123
	0,051	0,057	0,062	0,147
	0,073	0,070	0,077	0,166
	0,084	0,091	0,097	0,212
80 km/sn	0,062	0,066	0,071	0,146
	0,084	0,092	0,097	0,171
	0,091	0,101	0,111	0,212
	0,117	0,119	0,124	0,254

- Yapılan ölçümler sonucunda aracın sürücü koltuğundaki titreşim ile yolcu koltuğundaki titreşim arasında %5,21'lik bir fark oluşmaktadır.
- Yolcu arka koltuğu ile sürücü koltuğu arasında oluşan fark %8,25 olarak ölçülmektedir.
- Motor Kaputunda ölçülen titreşim ile aracın içerisinde ölçülen titreşim arasında %150'lik bir fark görülmektedir. Bu farkın en önemli sebebi motor hareketi olarak saptanmıştır.

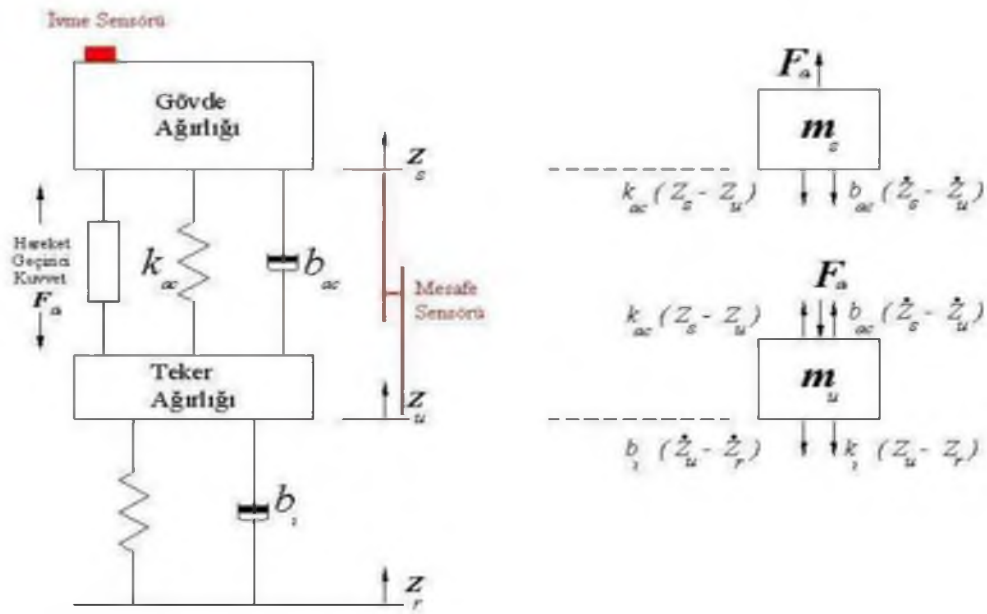
Yapılan bu deneysel çalışma kapsamında, 2017 model 1492 kg ağırlığa sahip, silindir hacmi 1560 cc, beygir gücü 115 Hp ve maksimum torku 270 Nm olan dizel araç ile 2017 model 1490 kg ağırlığa sahip, silindir hacmi 1596 cc, beygir gücü 125 Hp ve maksimum torku 159 Nm olan benzinli araç kullanılmıştır. Bilindiği üzere binek araçların geliştirilmesindeki en önemli etken kullanıcı konforu açısından titreşim seviyesinin minimum düzeye indirilmesidir. Bu çalışmada 2017 model aracın ön yolcu koltuğu, Sürücü koltuğu, arka yolcu koltuğu ve aracın motor kaputunda değişen yol şartlarında titreşim ölçümleri yapılmıştır. Öncelikle asfalt yolda benzinli ve dizel araç ile ayrı ayrı teste çıkılmış ve ona göre titreşim ölçümleri yapılmıştır. Daha sonra stabilize yolda aynı şekilde benzinli ve dizel araç için ayrı ayrı titreşim ölçümleri yapılmıştır. Yapılan ölçümler sonucunda benzinli ve dizel araç arasındaki titreşim seviyeleri ile asfalt ve stabilize yoldaki titreşim seviyeleri arasındaki farklar gözlemlenmiştir.

Çizelge 3.3. Deney parametreleri

Yakıt Tipi	Benzin, Dizel
Ölçüm Noktaları	Sürücü Koltuğu, Ön yolcu koltuğu, Arka yolcu koltuğu, Motor Kaputu
Hız	40-60-80 km/h
Yol	Asfalt, Stabilize
Çalışma	Deneysel, ANSYS, MATLAB

3.1. Süspansiyon Sistemli Taşıt Modeli

En basit yapıdaki süspansiyon modeli olan iki serbestlik dereceli çeyrek tat modeli Şekil 3.1’de görülmektedir. Belirtilen taşıt modelinde M_1 ile belirtilen yaylı kütle taşıt ağırlığına eşit olmaktadır. M_2 ile belirtilen yaysız kütle ise tekerleğe bağlı aks grubu ve tekerleğin ağırlığını belirtmektedir. K yaylanma katsayısı, b ise sönümleme katsayısı olarak nitelendirilir. X_1 ile X_2 ise W yol girişinin tesiriyle meydana gelen düşey doğrultulu yer değiştirmeleri ifade etmektedir. Taşıtın düşey doğrultu üzerindeki titreşim hareketlerinin incelenebilmesi için yeterli bir modeldir.



Şekil 3.1. Taşıt Modeli

Yukarıdaki şekle göre denklemler şu şekilde hesaplanabilir.

$$m_s \ddot{z}_s + b_{ac} \left(\dot{z}_s - \dot{z}_u \right) + k_{ac} (z_s - z_u) = F_a \quad (9)$$

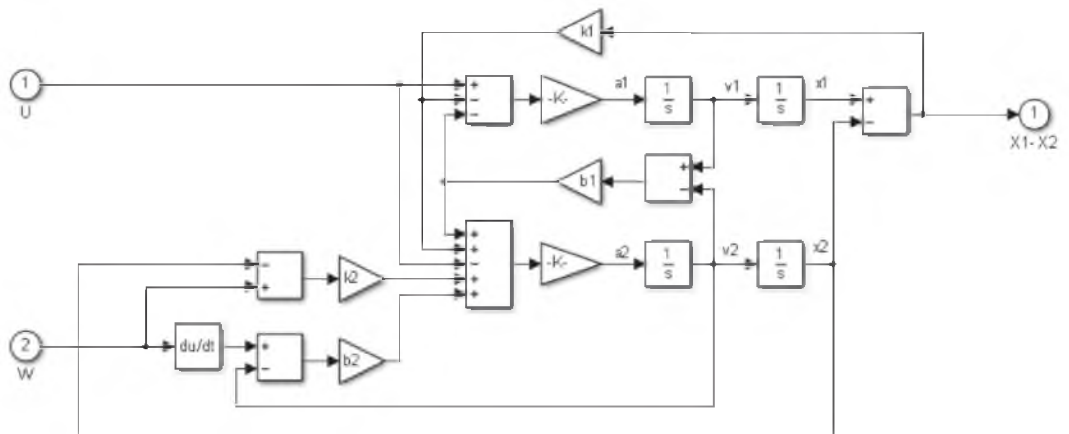
$$m_u \ddot{z}_u + b_t \left(\dot{z}_u - \dot{z}_r \right) + k_t (z_u - z_r) - b_{ac} \left(\dot{z}_s - \dot{z}_u \right) - k_{ac} (z_s - z_u) = -F_a \quad (10)$$

		Benzinli Araç	Dizel Araç
M_1	Taşıt Kütlesi	1400 kg	1492 kg
M_2	Süspansiyon Kütlesi	160 kg	184 kg
b_1	Süspansiyon sisteminin sönüm katsayısı	72000 N/m	74000 N/m
b_2	Tekerleğin sönüm katsayısı	780000 N/m	810000 N/m
K_1	Süspansiyon sisteminin yay katsayısı	2400 Ns/m	2400 Ns/m
K_2	Tekerleğin yay Katsayısı	3200 Ns/m	3400 Ns/m
U	Kontrol Kuvveti	N	N

Çizelge 3.4. Süspansiyon Sistemleri Parametreleri

3.2. Bilgisayar Simülasyonları

Bu bölümde, tez çalışması kapsamında araç titreşimlerinin aktif kontrolündeki başarısını belirlemek ve karşılaştırmak amacıyla yapılan bilgisayar simülasyonlarının sonuçları sunulmaktadır. Bilgisayar simülasyonları Matlab simülasyon ortamında yapılmıştır. Bilgisayar simülasyonları için öncelikle geliştirilen aktif titreşim kontrol sistemine ait matematiksel model elde edilmiş, sistemin MATLAB ortamında blok diyagram oluşturulmuştur. Aktif titreşim kontrol sisteminin Matlab simülasyon ortamında oluşturulan blok diyagram modeli şekil 3.2’de verilmiştir.



Şekil 3.2. Sistemin Matlab Modeli Blok Diyagramı

Aktif titreşim kontrol sisteminin Matlab simülasyon ortamında oluşturulan blok diyagram modeli şekil 3.2’de verilmiştir. K bloğuna giren a_1 fonksiyonunun integrali alınarak v_1 elde edilmiş ve tekrar K bloğu ile x_1 elde edilmiştir. k_2 ve b_2 bloğuna giren a_2 fonksiyonunun integrali alınarak v_2 elde edilmiş ve K_2 bloğu ile x_2 elde edilmiştir. Böylece U ve W değerlerinden x_1 ve x_2 değerleri elde edilmiş ve döngü sağlanmıştır.

3.3. Araç Frekanslarının Nümerik Analiz ile Tespiti

1-1 ölçekli olarak araç üzerindeki hasarlar ANSYS sonlu elemanlar yazılımının Modal modülünde titreşim analizi yapılmıştır. Sonuçlar aşağıda tablo halinde gösterilmiştir.

Çizelge 3.5. 1.mod şekline göre sürücü koltuğundaki hız farklılıklarının frekanslarının kıyaslanması

Mod/Tip	40 km/h [Hz]	60 km/h [Hz]	Değişim%	80 km/h [Hz]	Değişim%
1	71,59	71,83	0,024	71,92	0,033
2	122,21	122,84	0,063	123,17	0,096
3	147,33	147,97	0,064	148,04	0,071
4	163,84	163,97	0,013	164,22	0,088

Çizelge 3.6. 1.mod şekline göre yolcu koltuğundaki hız farklılıklarının frekanslarının kıyaslanması

Mod/Tip	40 km/h [Hz]	60 km/h [Hz]	Değişim%	80 km/h [Hz]	Değişim%
1	82,48	82,87	0,039	83,52	0,065
2	133,10	133,28	0,018	134,17	0,089
3	158,22	158,63	0,041	159,13	0,050
4	174,73	174,89	0,016	175,52	0,063

Çizelge 3.7. 1.mod şekline göre arka yolcu koltuğundaki hız farklılıklarının frekanslarının kıyaslanması

Mod/Tip	40 km/h [Hz]	60 km/h [Hz]	Değişim%	80 km/h [Hz]	Değişim%
1	71,62	71,83	0,021	71,92	0,009
2	122,24	122,84	0,060	123,17	0,033
3	147,37	147,97	0,060	148,04	0,007
4	163,88	163,97	0,009	164,22	0,085

Çizelge 3.8. 1. mod şekline göre motor kaputundaki hız farklılıklarının frekanslarının kıyaslanması

Mod/Tip	40 km/h [Hz]	60 km/h [Hz]	Değişim%	80 km/h [Hz]	Değişim%
1	147,33	148,20	0,087	149,11	0,091
2	174,21	175,04	0,083	175,91	0,087
3	204,12	204,91	0,079	205,88	0,097
4	237,77	238,15	0,038	259,01	0,086

Sonlu elemanlar yöntemi mühendislik sorunlarına yaklaşık çözüm sağlayan sayısal bir teknik olarak tanımlanır. Problemin fiziksel durumu, geometrisi ile analizinin yapılması neticesinde çözüme yaklaşım sağlanabilir.

Yapılan analizlerin genlik ve frekans dağılımları grafiksel olarak Şekil 3.4, Şekil 3.5, Şekil 3.6, Şekil 3.8 , Şekil 3.9, Şekil 3.10 , Şekil 3.12 , Şekil 3.13 Şekil 3.14 Şekil 3.16, Şekil 3.17 Şekil 3.18 grafiklerinde gösterildiği biçimdedir. Verilen grafiklerde düşey eksen y eksen, aracın sürücü koltuğunda, ön yolcu koltuğunda, arka yolcu koltuğunda ve motor kaputundaki yer değiştirme miktarlarını yani genlik miktarını gösterirken yatay eksen x eksen de hangi genlik miktarının hangi frekansta oluştuğunu ifade etmektedir.

Araçta herhangi bir doğrultudaki frekans ve genlik değişimi grafiksel olarak incelenebilir. Böylelikle analiz grafiklerinden; titreşim seviyeleri, üst seviyeleri, frekans değerleri rahatlıkla okunabilmektedir. Bu durumda araçta meydana gelen maksimum üst titreşim seviyeleri grafiklerde sırasıyla şöyledir.

3.4. Deneysel Sonuçlar ile Nümerik Analiz Sonuçlarının Mukayese Edilmesi

Araç zerindeki hasarlar ANSYS sonlu elemanlar yazılımının Modal modülünde titreşim analizi ile aracın sürücü koltuğu, yolcu koltuğu, arka yolcu koltuğu, motor kaputu üzerinde deneyler sonucu tespit edilen titreşim değerleri izelge 3.9 ile izelge 3.10’da gösterilerek kıyaslanmıştır. Değerler aşağıdaki gibi elde edilmiştir. Nümerik analiz sonucu sürücü koltuğunda elde edilen hız farklılıklarının frekans değişimleri (0,024 - 0,064) oranında meydana gelmişken deneyler sonucunda bu oranlar (0,015 – 0,062) arasında ölçülmüştür. Nümerik analiz sonucunda yolcu koltuğunda elde edilen hız farklılıklarının frekans değişimi (0,018-0,041) arasında iken deneyler sonucunda yolcu koltuğundaki değişim oranı (0,017 – 0,057) olarak ölçülmüştür. Motor kaputunda nümerik analiz sonucu oluşan değerler (0,079-0,097) arasında ölçülürken deneyler sonucundaki değerler (0,099-0,123) arasında ölçülmüştür. Her iki ölçüm beraber değerlendirildiğinde nümerik analiz ile deneysel sonuçlar arasında ölçülen değerlerin %7,8’lik bir sapma payı ile benzerlik gösterdiği görülmektedir.

Çizelge 3.9. Sürücü Koltuğu ve Yolcu koltuklarında deneysel sonuçlar ile nümerik analiz sonuçlarının mukayese edilmesi

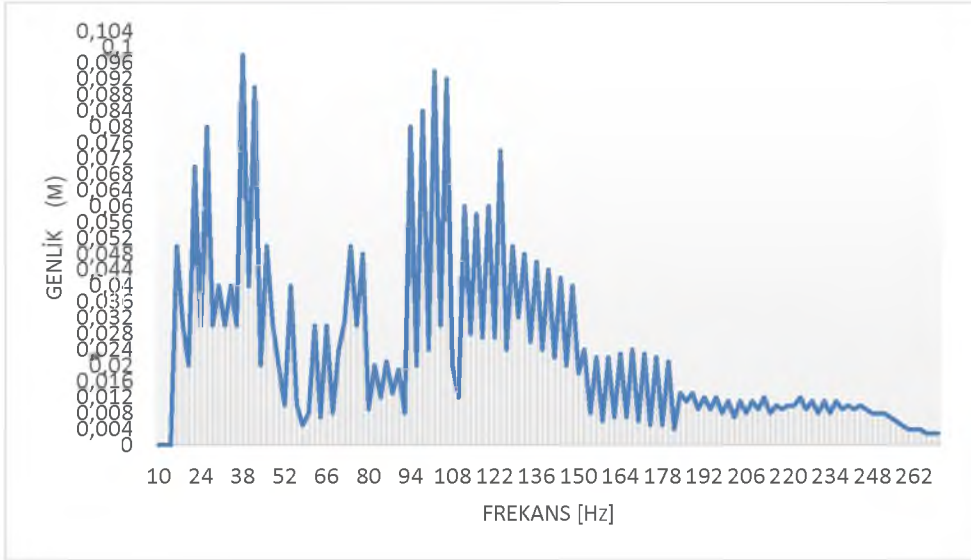
Deneysel Sonuçlar ile Nümerik Analiz Sonuçlarının Mukayese Edilmesi						
HIZ	SÜRÜCÜ KOLTUĞU			YOLCU KOLTUĞU		
	Deneysel Analiz Sonuçları (D _s)	Nümerik Analiz Sonuçları (N _s)	D _s / N _s	Deneysel Analiz Sonuçları (D _s)	Nümerik Analiz Sonuçları (N _s)	D _s / N _s
40 km/sn	0,015	0,012	1,250	0,043	0,039	1,102
60 km/sn	0,073	0,063	1,158	0,070	0,065	1,076
80 km/sn	0,117	0,096	1,218	0,092	0,089	1,033

Çizelge 3.10. Arka Yolcu Koltuğu ve Motor Kaputunun deneysel sonuçlar ile nümerik analiz sonuçlarının mukayese edilmesi

Deneysel Sonuçlar ile Nümerik Analiz Sonuçlarının Mukayese Edilmesi						
HIZ	ARKA YOLCU KOLTUĞU			MOTOR KAPUTU		
	Deneysel Analiz Sonuçları (D _s)	Nümerik Analiz Sonuçları (N _s)	D _s / N _s	Deneysel Analiz Sonuçları (D _s)	Nümerik Analiz Sonuçları (N _s)	D _s / N _s
40 km/sn	0,041	0,033	1,242	0,154	0,149	1,033
60 km/sn	0,077	0,060	1,283	0,212	0,175	1,211
80 km/sn	0,097	0,085	1,141	0,212	0,205	1,034

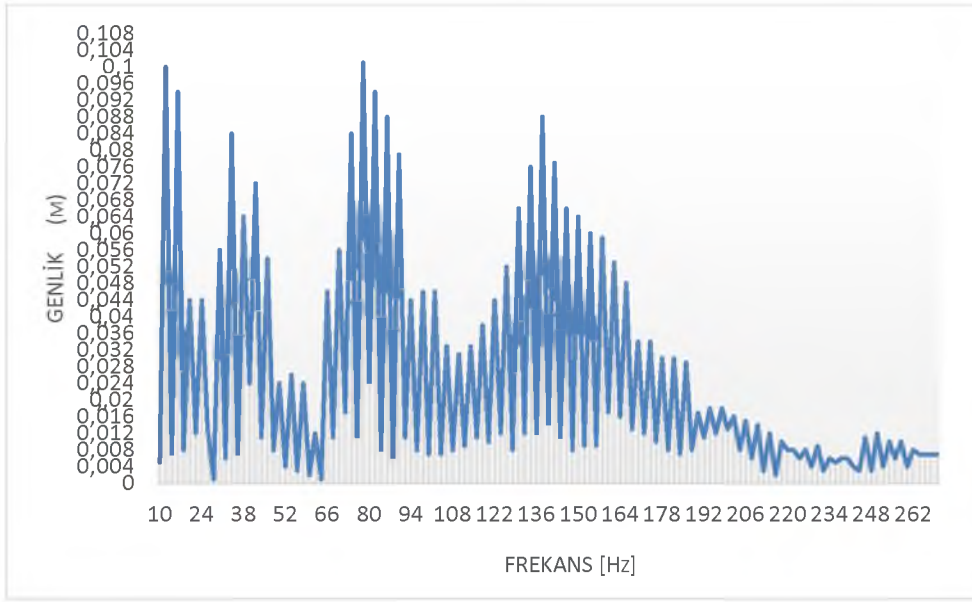


Şekil 3.3. Sürücü koltuğu



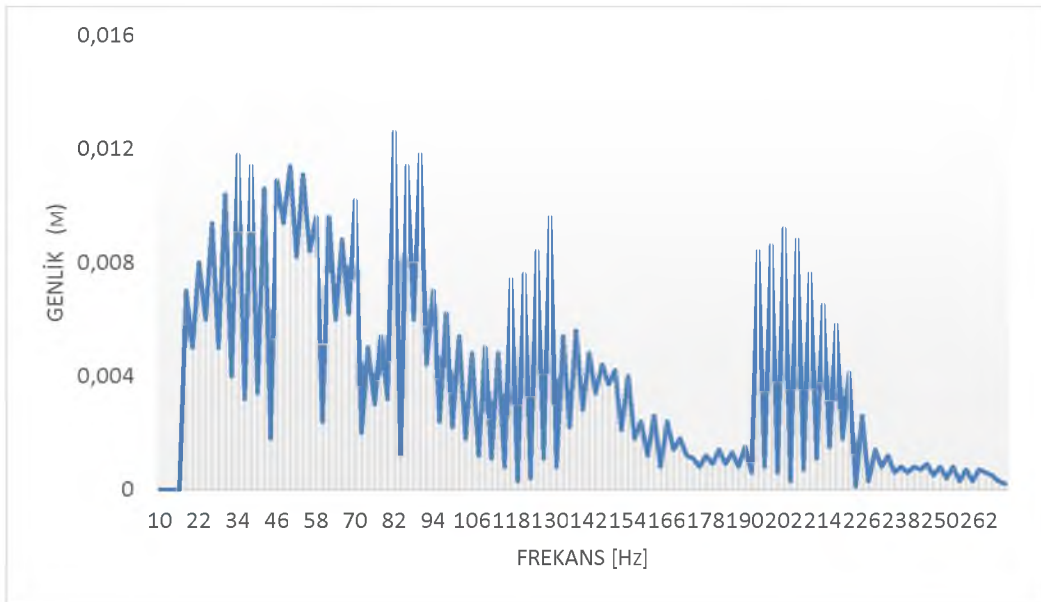
Şekil 3.4. Sürücü koltuğu (40 km/h hızla stabilize yolda giderken)

Şekil 3.4'te belirlenen en yüksek titreşim seviyesi yaklaşık olarak 42 Hz'de ve $0,98 \cdot 10^{-3}$ m genliğinde ölçülmüştür. Bu ölçümler esnasında yol durumundaki farklılıklar titreşim ölçümlerinde farklılıklara sebep olmuştur.



Şekil 3.5. Sürücü koltuğu (60 km/h hızla stabilize yolda giderken)

Şekil 3.5 ‘te belirlenen en yüksek titreşim seviyesi yaklaşık olarak 78 Hz’ de ve $1,01 \cdot 10^{-3}$ m genliğinde ölçülmüştür. Aracın 40km/h’ dan 60km/h hızına çıkması esnasında titreşim ölçümlerinde değişimler sıklaşmaya başlamıştır.

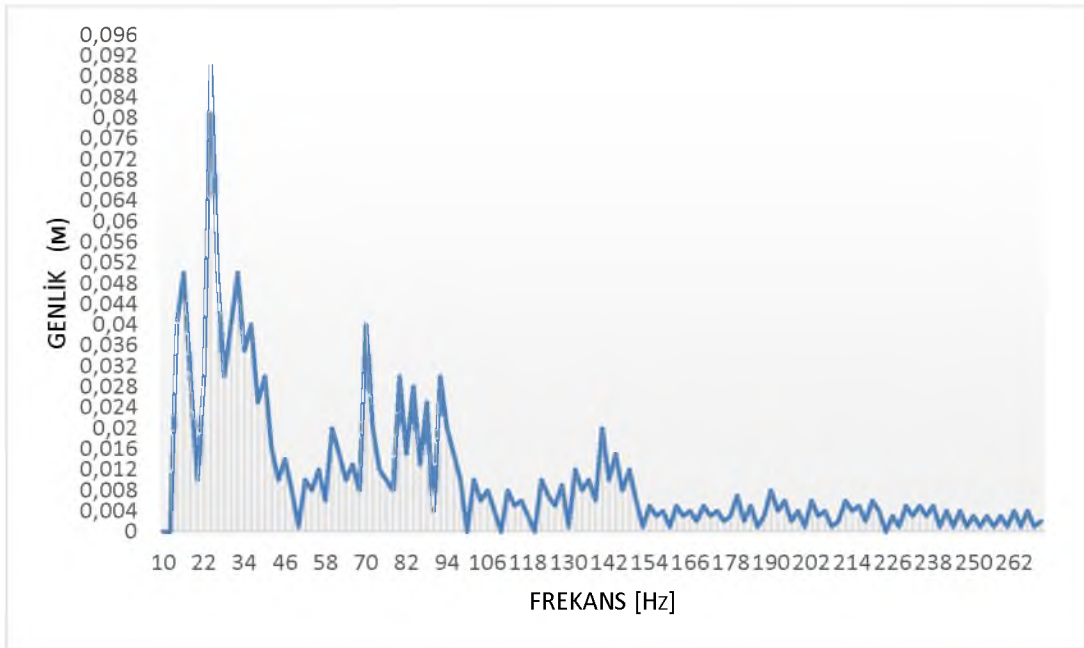


Şekil 3.6. Sürücü koltuğu (80 km/h hızla stabilize yolda giderken)

Şekil 3.6 ‘da belirlenen en yüksek titreşim seviyesi yaklaşık olarak 92 Hz’ de ve $1,26 \cdot 10^{-3}$ m genliğinde ölçülmüş, hız arttıkça titreşim seviyesinde artışlar meydana geldiği saptanmıştır.

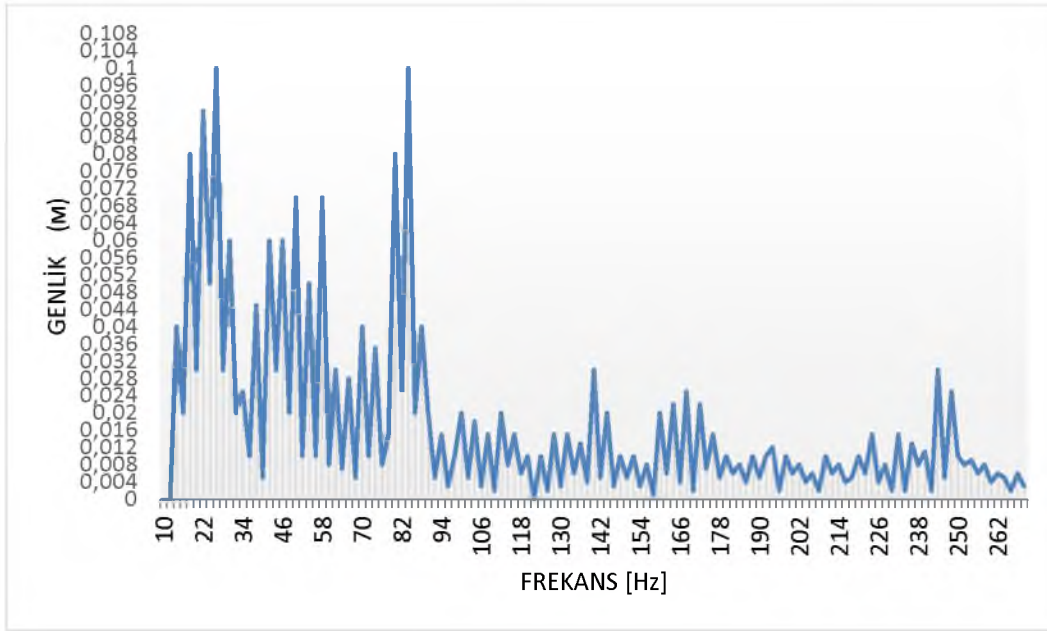


Şekil 3.7. Yolcu koltuğu



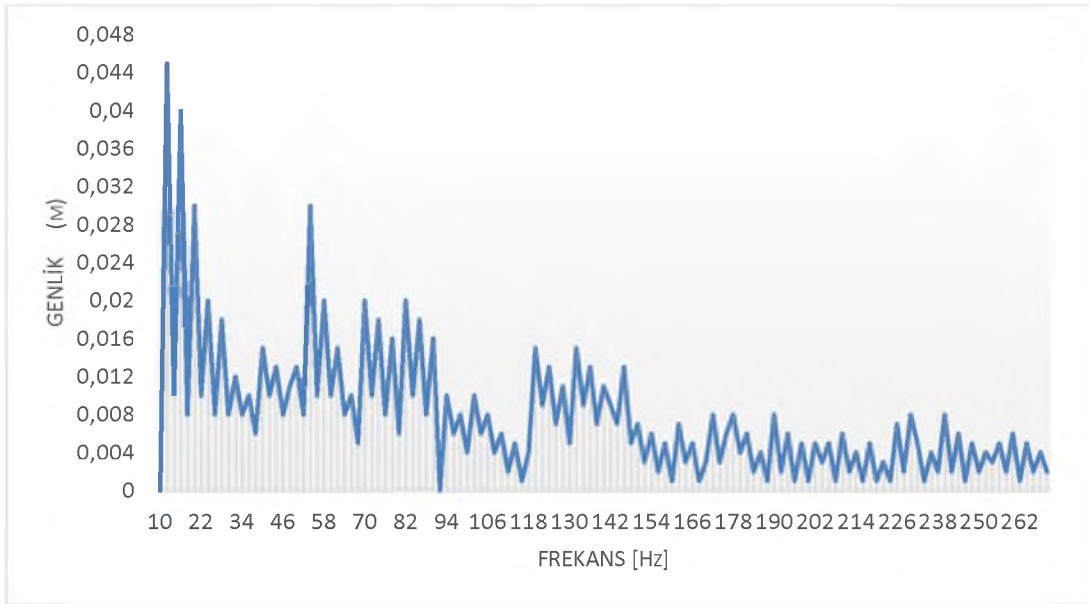
Şekil 3.8. Yolcu koltuğu (40 km/h hızla stabilize yolda giderken)

Şekil 3.8 'de belirlenen en yüksek titreşim seviyesi yaklaşık olarak 28 Hz' de ve $0,9 \cdot 10^{-3}$ m genliğinde ölçülmüştür. Titreşim seviyesindeki ani artışın sebebi aracın yüksek devirde çalıştırılması olarak saptanmıştır.



Şekil 3.9. Yolcu koltuğu (60 km/h hızla stabilize yolda giderken)

Şekil 3.9 ‘da belirlenen en yüksek titreşim seviyesi yaklaşık olarak 88 Hz’de ve $0,84 \cdot 10^{-3}$ m genliğinde ölçülmüştür.

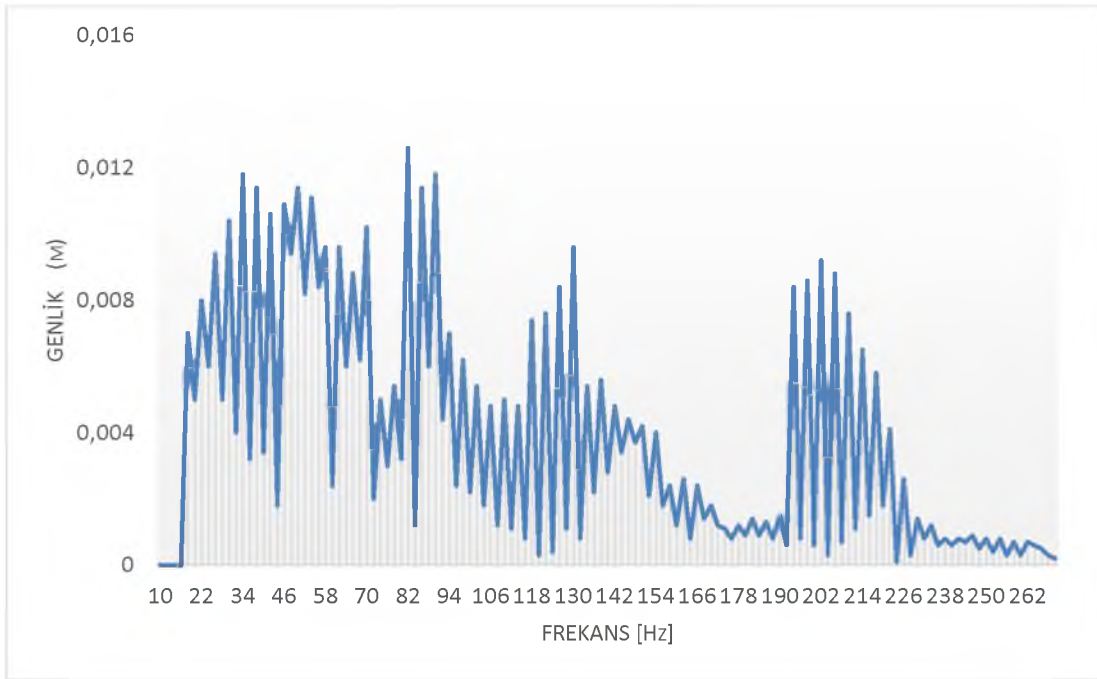


Şekil 3.10. Yolcu koltuğu (80 km/h hızla stabilize yolda giderken)

Şekil 3.10 ‘da belirlenen en yüksek titreşim seviyesi yaklaşık 18 Hz’de ve $0,45 \cdot 10^{-3}$ m genliğinde ölçülmüştür. Aracın hızı arttıkça titreşim seviyelerinde artış saptanmıştır.

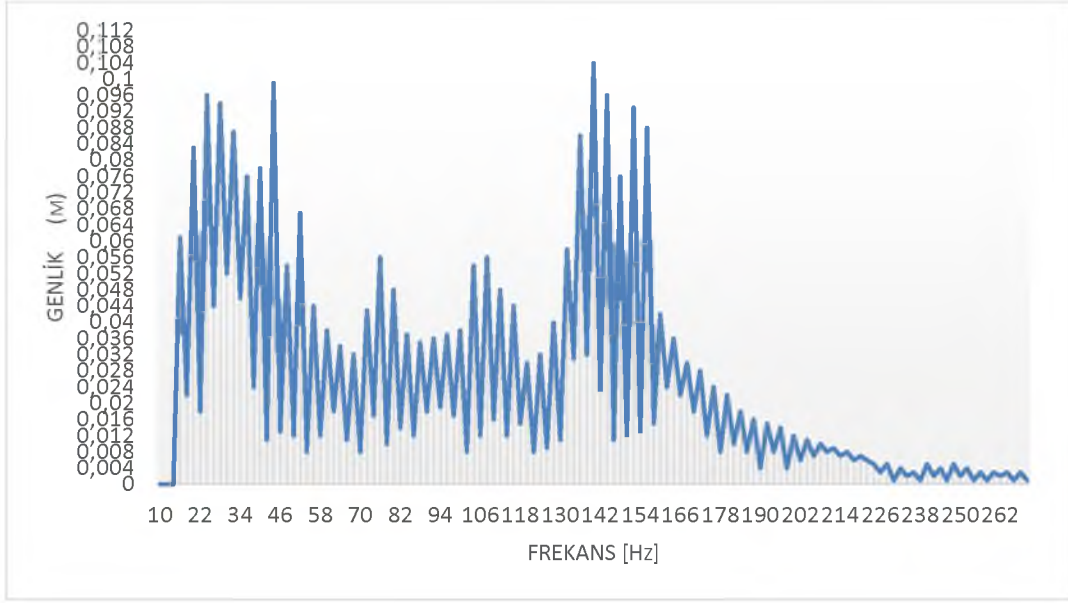


Şekil 3.11. Arka yolcu koltuğu



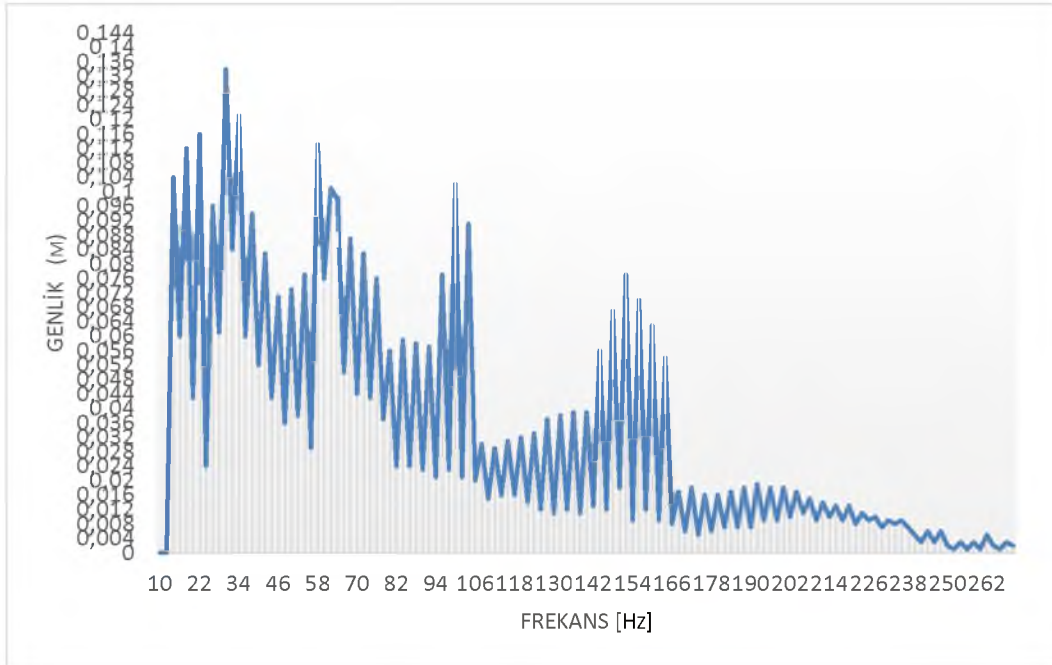
Şekil 3.12. Arka yolcu koltuğu (40 km/h hızla stabilize yolda giderken)

Şekil 3.12 'de belirlenen en yüksek titreşim seviyesi yaklaşık 84 Hz de ve $1,26 \cdot 10^{-3}$ m genliğinde ölçülmüştür. Araç devir hızı arttıkça titreşimlerin sıklaştığı saptanmıştır.



Şekil 3.13. Arka yolcu koltuğu (60 km/h hızla stabilize yolda giderken)

Şekil 3.13 ‘te belirlenen en yüksek titreşim seviyesi yaklaşık 88 Hz’ de ve $1,04 \cdot 10^{-3}$ m genliğinde ölçülmüştür. Hız arttıkça titreşim seviyelerinde artış meydana gelmesi kaçınılmaz bir durum olarak belirlenmiştir.

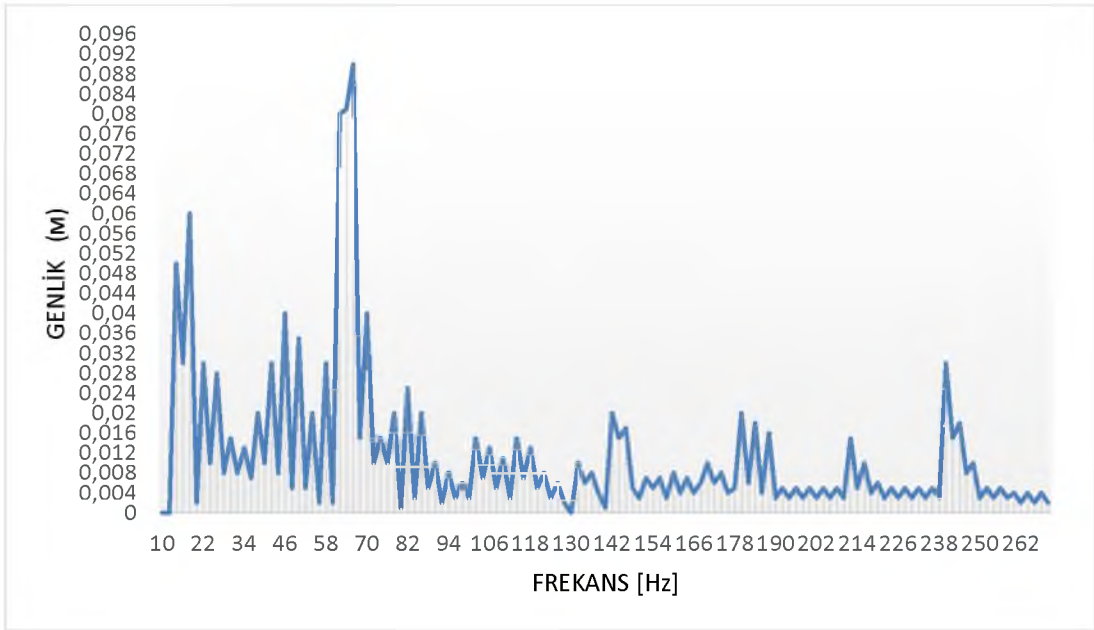


Şekil 3.14. Arka yolcu koltuğu (80 km/h hızla stabilize yolda giderken)

Şekil 3.14 ‘te belirlenen en yüksek titreşim seviyesi yaklaşık 42 Hz’ de ve $0,84 \cdot 10^{-3}$ m genliğinde ölçülmüş, arka yolcu koltuğunda 80km/h hızında titreşim seviyesinin en yüksek seviyelere çıktığı görülmüştür.

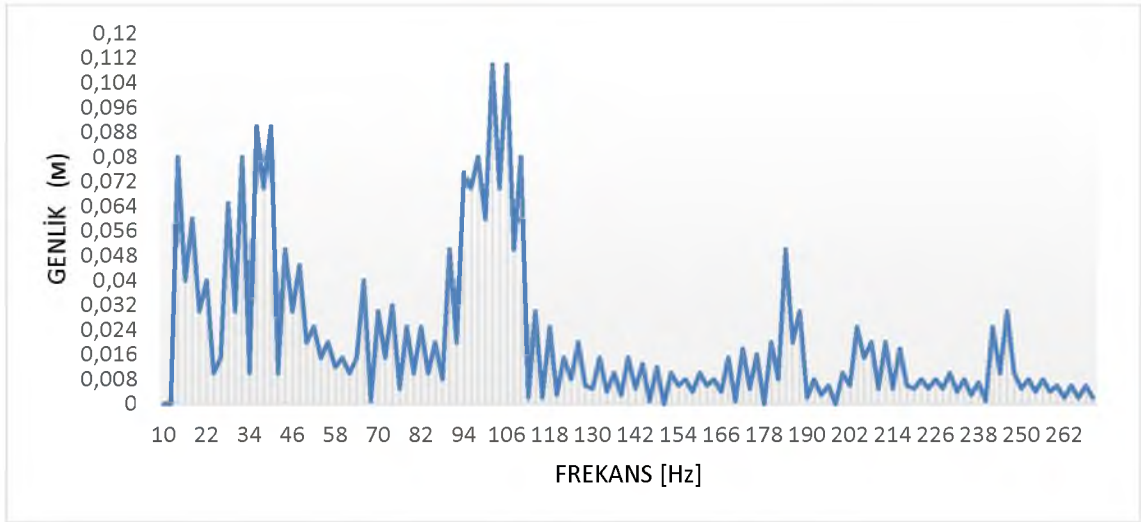


Şekil 3.15 Motor kaputu



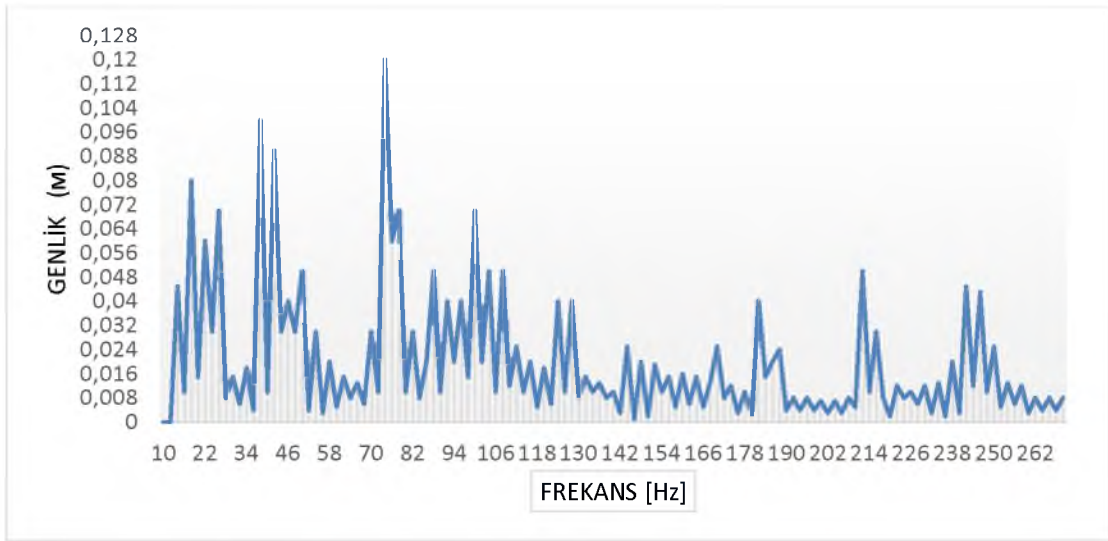
Şekil 3.16. Motor kaputu (40 km/h hızla stabilize yolda giderken)

Şekil 3.16 'da belirlenen en yüksek titreşim seviyesi yaklaşık 68 Hz' de ve $0,99 \cdot 10^{-3}$ m genliğinde ölçülmüştür. Motor titreşimleri sebebiyle kaputtaki ölçüm değerlerinin yüksek olduğu görülmüştür.



Şekil 3.17. Motor kaputu (60 km/h hızla stabilize yolda giderken)

Şekil 3.17 ‘de belirlenen en yüksek titreşim seviyesi yaklaşık 102 Hz’ de ve $1,12 \cdot 10^{-3}$ m genliğinde ölçülmüştür.



Şekil 3.18. Motor kaputu (80 km/h hızla stabilize yolda giderken)

Şekil 3.18 ‘de belirlenen en yüksek titreşim seviyesi yaklaşık 76 Hz’ de ve $1,22 \cdot 10^{-3}$ m genliğinde oluşmaktadır. Motor kaputlarında ölçülen titreşim seviyelerinin araçtaki en yüksek seviyeler olduğu görülmüştür.

4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada araç içerisinde hissedilen titreşimlerin nedenleri teorik ve deneysel olarak MATLAB ortamında yapılan bilgisayar simülasyonları ile incelenmiştir. Araçlarda genel olarak sürtünme, dönel elemanların hareketi, lastik problemleri, tekerlekler, fren sorunu (fren rotorundaki herhangi bir arıza, fren disklerindeki aşınma), aks dingil problemleri, motor problemleri ve uzun süre çalışan parçaların yorulmasına bağlı olarak meydana gelen titreşim meydana gelmektedir. Teknolojinin gelişmesi ile beraber malzeme kalitesinin artması ve süspansiyon sistemlerinin iyileştirilmesi ile hem güvenlik hem de konfor bakımından iyi bir mesafe kat edilmiştir.

Çalışmalar sırasında Sürücü Koltuğu doğal frekansı (1,4 Hz) olarak ölçülmüş ve bu değer doğal sürücü frekansı (1,3 – 1,7) değerlerindedir. Sönüm oranı ise (0,042) olarak ölçülmüş ve bu değerde doğal sönüm oranı(0,4 - 0,7) değerinde hesaplanmıştır.

Sürücü koltuğu ile yolcu koltukları arasında %5-%8 arasında bir titreşim farkı oluşmaktadır. Fakat motor kaputundaki titreşim oranı aracın iç kısımlarındaki titreşim oranının yaklaşık olarak %150'si değerlerinde ölçülmüştür.

Bu çalışmada aracın yakıt çeşidi, yol şartları ve hız durumlarına bağlı olarak değişen titreşim seviyeleri incelenmiştir. Yapılan titreşim ölçümleri sonucunda dizel aracın daha gürültülü çalıştığı ve bu nedenle titreşimin de daha yüksek seviyede olduğu gözlemlendi. Nedeni ise katı yakıttan ve dolayısı ile ateşleme sisteminin olması bu nedenle çalışması durumunda titreşimin meydana gelmesidir. Benzinli araçlarda ise titreşim seviyesi cihaz ile gözlemlenemeyecek kadar düşük seviyede olmuştur. Diğer bir etken olan hız karşılaştırılmasında ise artan hız ile beraber titreşimin de küçük miktarda olmasına rağmen arttığı gözlemlenmiştir.

Çalışmada dikkate alınan diğer etken ise yol durumu olmuştur. Titreşimin en büyük nedenlerinden birinin sürtünme olduğu bilinen bir gerçek. Asfalt yollar ilk olarak 1800'lü yıllarda yapılmaya başlanmış ve o tarihten itibaren kullanılmaya devam eden bir uygulama olmuştur. Yolun asfaltlı olması, stabilize olması veya yolda çukurların olması titreşimi önemli ölçüde etkilemektedir. Bu çalışmada asfalt yolda titreşim ölçüm cihazları kullanılarak yol testi yapılmış artan hız ile beraber değerler kontrol edilmiş fakat titreşim seviyesi cihazın algılayamadığı kadar düşük olmuştur. Aynı şekilde stabilize yolda test sürüşüne çıkılmış ve tekrar ölçümle yapılmıştır. Ölçüm sonuçlarında stabilize yolda titreşimin önemli ölçüde arttığı, asfalt yola göre arada önemli bir fark olduğu gözlemlenmiştir.

Bu çalışmada aracın trafiğe çıkış tarihi açısından oldukça yeni olmasından kaynaklı parçaların deformasyona uğramamış olması ve ömür açısından henüz yorulmamış olması nedeni ile bu faktörlerden oluşacak titreşimler dikkate alınmamıştır. Daha sonra yapılacak çalışmalarda diğer faktörlerinde incelenmesi sistem performansı açısından düşünülmelidir.

Araçta meydana gelen titreşimin en aza indirgenebilmesi için;

- Her iki aksta stabilizatör aracılığıyla aracın yana savrulması (yalpa titreşimi) azaltılabilir. Böylelikle yaylanma tek taraflı olacak şekilde sertleşir, yol düzgünsüzlüğü ve yoldaki engellerin sönümlenme imkanı azalır.
- Araçtaki amortisör de aracın yaylanma özelliklerine aynı şekilde etki etmektedir. Sert olarak ayarlanmış olan amortisörler, iyi bir yol teması sağlar, Ancak seyahat konforunu azaltırlar. Yumuşak olarak ayarlanmış olan amortisörler iyi bir konfor sağlarlar, ancak sürüş emniyeti açısından iyi bir performans vermemektedirler. Amortisörün lastik eleman bağlantılarının yumuşak olması, yol gürültüsün azaltmakta ve elastiki bir bağlantı gerçekleştirmektedir. Fakat bu lastik eleman bağlantılarının yumuşak olması sebebiyle amortisör etkinliğinin azalmasına neden olmaktadır.
- Hafif yapıda olan bir aks üzerindeki titreşiminin giderilmesi, yani tekerleğin sıçrama hareketinin azaltılabilmesi için, genellikle şasi için ön görülen amortisörler yeterli olmaktadır. Buna karşılık ağır ve tahrik edilen bir aks, yüksek sönümleme kuvvetlerine gereksinim duymaktadır. Büyük amortisör kuvvetleri ise, seyahat konforunu azalttığından tercih sebebi olmamaktadır.
- Yumuşak ve özgül frekansında askı sistemine iyice adapte edilmiş olan bir motor kulağı, iyi yataklanmamış aktarma organlarını belirli hızlarda özgül frekansa getirebilir.
- Akslar arası mesafesi az olan bir araç, büyük aks mesafeli araca oranla daha fazla baş sallama titreşimine sebep olmaktadır.
- Yumuşak bir lastik dalga boyu yol düzgünsüzlüğünün düşük olduğu durumlarda iyi yutma özelliğine sahip olmasına karşın, viraj esnasında düşük yan kuvvet bağıntısına sahip olmakta ve ani direksiyon çevirmelerinde direksiyon sisteminin geçiş süresini kötüleştirmektedir.

- Baş sallama titreşimlerinin giderilmesi için ktle dağılımı, bazı konstrüktif büyüklükler, aks mesafesi gibi belirleyici olmaktadır. Baş sallama titreşimlerinin giderilebilmesi için akslardaki yay katsayıları ile aks titreşim frekanslarının birbirlerinden %20 farklı olacak şekilde seçim yapılmalıdır.

KAYNAKLAR

- Amari, S., 1972 “Learning Patterns and Pattern Sequences by Self-organizing nets of Threshold Elements”, IEEE Trans. On Computer, Vol. C-21, pp. 1197-1206.
- Broch, J.T., 1984, “ Mechanical Vibration and Shock Measurements”, Brüel and Kjaer. Copenhagen.
- Carpenter, G and Grossberg, S., 1987, “ Massively Parallel Architecture for a Self- Organizing Neural Pattern Recognition Machine”, Computer Vision, Graphics and Image Understanding, vol.137, pp.54-115.
- Cerit A. M., 1994, “ Makine Mühendisliği El Kitabı”, TMMOB Makine Mühendisleri Odası, Yayın No: 169, Ankara.
- Düşünceli, N., 2000, “ Dinamik Dengesizliklerin Mekanik Sistem Titreşimlerine Etkilerinin Sonlu Elemanlar Yöntemiyle İncelenmesi” Yüksek Lisans Tezi, Niğde Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Niğde.
- Farghlay, S.H., 1994, “ Vibration an Stability Analysis of Timoshenko Beams with Discontinuities in Cross- section”, Journal of Sound and Vibration 174(5), 591-605.
- Hopfield, J.J., 1982, “Neural Networks and Physical Systems with Emergent Collective Computation Abilities “, Proceeding of The National Academy of Science, Vol.79, pp. 2554-2558.
- H. Temel Belek., 2002, “Experimental Methods in Engineering, Laboratory Notes”, İTÜ.
- H.Temel Belek ve Tuncer Toprak., 2003, “Titreşim Ölçümüne Dayalı Makina Bakımı”, İstanbul.
- [Http://tr.jp-balancingmc.com/horizontal-balancing-machine/universal-joint-drive-balancing-machine/universal-joint-drive-balancing-machines.html](http://tr.jp-balancingmc.com/horizontal-balancing-machine/universal-joint-drive-balancing-machine/universal-joint-drive-balancing-machines.html)
- Jacker, M., 1980, “Vibration Analysis of Large Rotor- Beraing- Foundation- System Using a Modal Condensation for The Reduction of Unknowns “, Proceedings of The Second Internation Conference on Vibration in Rotating Machinery, Instituting of Mechanical Engineers, London, C280/80, 195-202.
- Kalkat, M., 1995, “ Dinamik Dengesizliklerin Mekanik sistem Titreşimlerine Etkileri “ Dok. Tezi, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri.
- Kohonen, T., 1989, “Self Organization and Associative Memory”, Third Edition, Springer- Verlag, Nev York.

- Lund, J. W. And Orcutt, K.F., 1967, “Calculation and Experiments on The Unbalance Response of a Flexible Rotor”, Transactions of American Society of Mechanical Engineers Journal of Engineering for Industry 89, 785-796.
- Ota, H. And Kato, M., 1984, “Lateral Vibration of A Rotating Shaft Driven by A Universal Joint”, Bulletin of The Japan Society of Mechanical Engineers, 27, 2002-2007.
- Özdin, Kamil., 1996, “ Döner Makina Elemanlarında Dengesizliği Etkileyen Parametrelerin Araştırılması” Yüksek Lisans tezi, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri.
- Palavan, S., 1973, “ Mekanik Titreşimler Dersleri”, İTÜ. İstanbul.
- Parker, D., 1982, “ Learning Logic”, Dept Of Elec. Engineering Invention Report 581-64, Stanford Univ., October.
- Pasin, F., 1984, “ Makine Dinamiği”, İTÜ. Makine Fak., Yayın No: 1276, İstanbul.
- Ruhl, R.L., and Booker, J.F., 1972, ” A Finite Element Model for Distributed Parameter Turborotor Systems”, Transactions of American Society of Mechanical Engineers Journal of Engineering for Industry 94, 126-132.
- Uzmay, İ., Sarıkaya, H., 1990, “ Makine Dinamiği”, Erciyes Üniversitesi yayını, No:10, Kayseri.
- Wowk, V., 1991, “ Machinery Vibration”, New York: Mc Graw- Hill.
- Xu, M. And marangoni, R.D., 1994, “Vibration Analysis of a Motor- Flexible Coupling- Rotor System Subject to Misalignment and Unbalance”, Part II: Theoretical Model and Analysis. Journal of Sound and Vibration 176(5), 681-691.
- Yiğiter, N., 1999, “ Dinamik Dengesizliklerin Mekanik Sistem Dengelerine Etkileri” Yüksek Lisans Tezi, Niğde Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Niğde.