

**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**ALTERNATİF YAKITLA ÇALIŞAN BİR DİZEL MOTORUN
TİTREŞİM ANALİZİ**

HARUN YILDIRIM

KOCAELİ 2016

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ALTERNATİF YAKITLA ÇALIŞAN BİR DİZEL MOTORUN
TİTREŞİM ANALİZİ

HARUN YILDIRIM

Doç. Dr. Ali ÇINAR
Danışman, Kocaeli Üniv.

Doç. Dr. Ahmet Necati ÖZSEZEN
Jüri Üyesi, Kocaeli Üniv.

Doç. Dr. Aşkın DEMİRKOL
Jüri Üyesi, Sakarya Üniv.


.....

.....

.....

Tezin Savunulduğu Tarih: 05.02.2016

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Günümüzde artan taşıt sayısına bağlı olarak birçok çevresel problemler ortaya çıkmaktadır. Bu çevresel problemlerden dolayı, daha az emisyon üreten motor ön plana çıkmış ve bu bağlamda yüksek emisyon standartları ileri sürülmüştür. Böylece motor üreticilerinin bu standartları sağlaması mecburi kılınmıştır. Bu yüzden araştırmacılar yeni teknolojiler ve yanma teorileri üzerine çalışmaya ve motor geliştirmeye yönelik çalışmaktadırlar. Yanmanın oluşturduğu motor titreşimleri konusunda yapılan çalışmalar önem arz etmektedir. Bu yüzden bu tez çalışmasında alternatif yakıtla çalışan bir dizel motorun titreşim analizi yapılarak bu konuda yapılan çalışmalara katkı sağlanması amaçlanmıştır.

Bu çalışmanın ortaya çıkmasında fikirleri ve tecrübesi ile yol gösteren, birikimlerini benimle paylaşan ve verdiği sürekli destek için danışmanım ve saygıdeğer hocam Doç. Dr. Ali ÇINAR' a şükranlarımı ve teşekkürlerimi sunarım. Tez çalışmalarına tecrübe, sabır, anlayış ve bilgisiyle büyük katkılar sağlayan kıymetli hocam Yrd. Doç. Dr. Ömer ŞAYLI'ye ve ayrıca kullanmış olduğum verilerin toplanmasında emeği geçen değerli hocalarım Doç. Dr. Ahmet Necati ÖZSEZEN, Yrd. Doç. Dr. Hakan KÖYLÜ, Yrd. Doç. Dr. Ali TÜRKCAN ve Yrd. Doç. Dr. Ertan ALPTEKİN'e teşekkür etmeyi bir borç bilirim.

Bu çalışma süresince desteklerini esirgemeyen tüm çalışma arkadaşlarıma, hocalarıma ve yönetim kadrosuna destekleri ve sağladıkları huzurlu çalışma ortamı için teşekkür ederim. Kocaeli Üniversitesi Alternatif Yakıtlar Araştırma-Geliştirme ve Uygulama Merkezi (AYAR-GEM) birimine sağladıkları katkılardan dolayı teşekkür ederim. (BAP) 2009/45 nolu Bilimsel Araştırmalar Projesi ile yüksek lisans çalışmamda büyük katkı sağlayan Kocaeli Üniversitesi'ne teşekkür ederim.

Ayrıca beni bugünlere getiren, destekleyen ve hiçbir zaman haklarını ödeyemeyeceğim annem, babam ve desteklerini hep arkamda hissettiğim kardeşlerime sonsuz saygı, sevgi ve teşekkürlerimi sunuyorum.

Şubat – 2016

Harun YILDIRIM

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR	i
İÇİNDEKİLER	ii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	iv
TABLolar DİZİNİ	v
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ÖZET	vii
ABSTRACT	viii
GİRİŞ	1
1. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	3
1.1. Motor Titreşimleri	3
1.2. Yakıtların Motor Titreşimine Etkisi	8
2. DİZEL MOTORLAR.....	13
2.1. Motor Titreşim Parametreleri	14
2.2. Dizel Motorlarda Titreşim Kaynakları	15
2.2.1. Silindir basınç değişimleri.....	15
2.2.2. Silindir basınç artış oranı	15
3. İÇTEN YANMALI MOTORLARDA KULLANILAN ALTERNATİF YAKITLAR.....	18
3.1. Alternatif yakıtların Çevreye Etkileri	19
3.2. Alternatif Yakıtların Avantajları	19
3.3. Alternatif Yakıtların Dezavantajları	20
4. TİTREŞİM TEORİSİ	21
4.1. Yer Değiştirme	21
4.2. Hız	21
4.3. İvme	21
4.4. Titreşim parametreleri	25
4.4.1. Basit harmonik hareket	25
4.4.2. Dalga oluşumu	25
4.4.3. Periyot	26
4.4.4. Frekans	26
4.4.5. Açısal frekans	26
4.4.6. Faz	26
4.4.7. Genlik	27
4.4.7.1. Tepe değer.....	27
4.4.7.2. Tepeler arası değer.....	27
4.4.7.3. Ortalama.....	27
5. VERİ TOPLAMA VE SİNYAL İŞLEME.....	29
5.1. Veri Toplama.....	29
5.1.1. Nicelme	29
5.1.2. Örnekleme frekansı	30
5.2. Sinyal İşleme	31
5.2.1. Zaman tabanında analiz.....	31

5.2.2.	Ortalama karekök değeri (RMS).....	32
5.2.3.	Fourier analizi	32
5.2.4.	Fourier dönüşümü	33
5.2.5.	Hızlı fourier dönüşümü	34
5.2.6.	Kısa-zaman fourier dönüşümü (KZFD).....	34
5.2.7.	Pencere fonksiyonu	35
5.2.8.	Güç spektrum	35
5.2.9.	Çapraz güç spektrumu.....	36
5.2.10.	Koherens fonksiyonu	36
6.	MATERYAL VE METOT	38
6.1.	Motor Testlerinde Kullanılan Yakıtlar	38
6.2.	Motor Titreşim Testleri	39
6.3.	Motor Momenti	40
6.4.	Sensörler.....	42
6.5.	Veri Toplama Sistemi.....	44
6.6.	Sinyal İşleme Prosedürü	45
6.7.	İstatistiksel Analizi	48
7.	BULGULAR VE TARTIŞMA	50
7.1.	Yanma Parametreleri	50
7.1.1.	Silindir basınç değişimleri.....	50
7.1.2.	Silindir basınç artış oranı	56
7.2.	Yakıt Türünün Titreşime Etkileri	61
7.2.1.	Motor devirlerine göre yakıtların titreşime etkileri.....	61
7.2.2.	Motor yüklerine göre yakıtların titreşime etkileri	65
7.3.	Koherens Analizi	66
7.3.1.	Motor devri için koherens analizi	67
7.3.2.	Motor yükü için koherens analizi.....	70
7.4.	Frekans Analizi.....	71
7.4.1.	Motor devri için frekans analizi	71
7.4.2.	Motor yükü için frekans analizi	75
8.	SONUÇLAR VE ÖNERİLER	77
	KAYNAKLAR	80
	KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER	86
	ÖZGEÇMİŞ	87

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Dizel motorun yapısı	13
Şekil 2.2. Silindir basıncına bağlı olarak titreşim sinyali gösterimi	16
Şekil 2.3. Silindir içerisindeki yanma olayı	16
Şekil 4.1. Tek dereceli serbest sistemin serbest cisim diyagramı a) dampersiz b) damperli	22
Şekil 4.2. Tek dereceli serbest sisteme etki eden kuvvetler	22
Şekil 4.3. Dalga oluşumu	25
Şekil 4.4. Farklı faz durumları	26
Şekil 4.5. Genlik değerlerinin gösterimi	27
Şekil 5.1 Sinyalin niceleme görünümü	29
Şekil 5.2. Zaman tabanında sinyalin gösterimi	31
Şekil 5.3. Basınç verisi ile titreşim verisinin koherensi	36
Şekil 6.1. Motor test sistemi şematik görünüşü	40
Şekil 6.2. Hidrolik dinamometre sistemi	41
Şekil 6.3. Hidrolik dinamometrenin şeması	41
Şekil 6.4. Basınç sensörünün motor üzerinde gösterimi	43
Şekil 6.5. İvmeölçerin motor üzerinde gösterimi	44
Şekil 6.6. NETdB 12 veri toplama cihazı	45
Şekil 6.7. Maksimum silindir basınç verilerinin işlenmesi	46
Şekil 6.8. 1. Silindirde yanma esnasında oluşan titreşim verilerinin alınması	46
Şekil 6.9. Titreşim verilerinin işlenmesi	47
Şekil 6.10. Koherens analizi gösterimi	47
Şekil 6.11. B100 yakıtının titreşim verisini frekans tabanında gösterimi	48
Şekil 7.1. Farklı motor devirlerinde yakıtların silindir gaz basıncı	51
Şekil 7.2. Farklı motor yüklerine göre silindir gaz basıncı	54
Şekil 7.3. Yakıtların farklı devirlerde basınç artış oranı	57
Şekil 7.4. Farklı motor yüklerinde basınç artış oranı	60
Şekil 7.5. Farklı devirlerde titreşim RMS değerleri	62
Şekil 7.6. Farklı motor yüklerine göre titreşim RMS değerleri	65
Şekil 7.7. 1000 d/d ve 100 Nm motor çalışma koşullarında koherens analizi	67
Şekil 7.8. 1250 d/d ve 100 Nm motor çalışma koşullarında koherens analizi	68
Şekil 7.9. 1500 d/d ve 100 Nm motor çalışma koşullarında koherens analizi	68
Şekil 7.10. 1750 d/d ve 100 Nm motor çalışma koşullarında koherens analizi	69
Şekil 7.11. 2000 d/d ve 100 Nm motor çalışma koşullarında koherens analizi	69
Şekil 7.12. 1500 d/d ve 200 Nm motor çalışma koşullarında koherens analizi	70
Şekil 7.13. 1500 d/d ve 300 Nm motor çalışma koşullarında koherens analizi	70
Şekil 7.14. 1000 d/d için titreşim ve basınç verilerinin PSD analizi	72
Şekil 7.15. 1250 d/d için titreşim ve basınç verilerinin PSD analizi	73
Şekil 7.16. 1500 d/d için titreşim ve basınç verilerinin PSD analizi	73
Şekil 7.17. 1750 d/d için titreşim ve basınç verilerinin PSD analizi	74
Şekil 7.18. 2000 d/d için titreşim ve basınç verilerinin PSD analizi	74
Şekil 7.19. 200 Nm için titreşim ve basınç verilerinin PSD analizi	76
Şekil 7.20. 300 Nm için titreşim ve basınç verilerinin PSD analizi	76

TABLolar DİZİNİ

Tablo 2.1. Motor titreşim parametreleri	14
Tablo 6.1. Testlerde kullanılan yakıt karışım oranları	38
Tablo 6.2. Atık bitkisel yağdan üretilen biyodizelin özellikleri.....	39
Tablo 6.3. Testlerde kullanılan motorun teknik özellikleri.....	40
Tablo 6.4. Basınç sensörünün teknik özellikleri	43
Tablo 6.5. İvmeölçerin teknik özellikleri.....	44
Tablo 6.6. NETdB 12 veri toplama cihazının teknik özellikleri.....	45
Tablo 6.7. Varyans homojenliği testinin gösterimi.....	49
Tablo 6.8. Basınç verilerinin ANOVA Testi	49
Tablo 7.1. 1000 d/d motor hızında yakıtların silindir gaz basıncı (MPa)	51
Tablo 7.2. 1250 d/d motor hızında yakıtların silindir gaz basıncı (MPa)	52
Tablo 7.3. 1500 d/d motor hızında yakıtların silindir gaz basıncı (MPa)	53
Tablo 7.4. 1750 d/d motor hızında yakıtların silindir gaz basıncı (MPa)	53
Tablo 7.5. 2000 d/d motor hızında yakıtların silindir gaz basıncı (MPa)	54
Tablo 7.6. 100 Nm motor yükünde yakıtların silindir gaz basıncı (MPa)	55
Tablo 7.7. 200 Nm motor yükünde yakıtların silindir gaz basıncı (MPa)	55
Tablo 7.8. Yakıtların 300 Nm motor yükünde silindir gaz basıncı (MPa)	56
Tablo 7.9. 1000 d/d motor hızında silindir basınç artış oranı (MPa)	57
Tablo 7.10. 1250 d/d motor hızında silindir basınç artış oranı (MPa).....	58
Tablo 7.11. 1500 d/d motor hızında silindir basınç artış oranı (MPa).....	58
Tablo 7.12. 1750 d/d motor hızında silindir basınç artış oranı (MPa).....	59
Tablo 7.13. 2000 d/d motor hızında silindir basınç artış oranı (MPa).....	59
Tablo 7.14. 200 Nm motor yükünde silindir basınç artış oranı (MPa)	60
Tablo 7.15. 300 Nm motor yükünde silindir basınç artış oranı (MPa)	61
Tablo 7.16. 1000 d/d motor hızında titreşim RMS değerleri (m/s ²)	63
Tablo 7.17. 1250 d/d motor hızında titreşim RMS değerleri (m/s ²)	63
Tablo 7.18. 1500 d/d motor hızında titreşim RMS değerleri (m/s ²)	64
Tablo 7.19. 1750 d/d motor hızında titreşim RMS değerleri (m/s ²)	64
Tablo 7.20. 2000 d/d motor hızında titreşim RMS değerleri (m/s ²)	64
Tablo 7.21. 200 Nm motor yükünde titreşim RMS değerleri (m/s ²)	66
Tablo 7.22. 300 Nm motor yükünde titreşim RMS değerleri (m/s ²)	66

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

τ	: Motor momenti (tork), (Nm)
Δf	: Frekans çözünürlüğü, (Hz)
Δt	: Örnekleme periyodu, (saniye)
A	: Genlik, (m/s ²)
f	: Frekans, (Hz)
f _c	: Damper kuvveti, (N)
f _k	: Yay kuvveti, (N)
F _s	: Örnekleme frekansı, (Hz)
g	: Yerçekimi, (m/ s ²)
k	: Dalga sayısı
l	: Moment kolu uzunluğu, (m)
N	: Örnek sayısı
n	: Motor devri, (d/d)
P	: Basınç, (bar)
S(xx)	: Güç spektrum, (((m/ s ²)) ² /Hz)
S(xy)	: Çapraz Güç spektrum, (((m/ s ²)) ² /Hz)
T	: Ölçüm Zamanı, (dakika)
Y(f)	: Frekans tabanı sinyali
y(t)	: Zaman tabanında sinyal
φ	: Faz
ω	: Açısal hız, (rad/s)

Kısaltmalar

ANOVA (TYVA)	: Tek Yönlü Varyans Analizi
AÖN	: Alt Ölü Nokta
B100	: Saf Biyodizel
B20	: %20 Biyodizel ve %80 Motorin İçeren Karışım
B50	: %50 Biyodizel ve %50 Motorin İçeren Karışım
DC (DA)	: Doğru Akım
HFD	: Hızlı Fourier Dönüşümü
KZFD	: Kısa Zamanlı Frekans Dönüşümü
LPG	: Sıvılaştırılmış Petrol Gaz
M	: Motorin
PD	: Silindir Basıncının Birinci Türevi
PDD	: Silindir Basıncının İkinci Türevi
PM	: Partikül Madde
PSD (GSY)	: Güç Spektrum Yoğunluğu
RMS (OKD)	: Ortalama Karekök Değeri
SO _x	: Kükürt Oksitler
SPL (SBS)	: Ses Basınç Seviyesi
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta
VCR (DSO)	: Değişken Sıkıştırma Oranı

ALTERNATİF YAKITLA ÇALIŞAN BİR DİZEL MOTORUN TİTREŞİM ANALİZİ

ÖZET

Taşıtlardaki içten yanmalı motorlar genellikle gürültülü ve titreşimli çalışmaktadır. İçten yanmalı motorlarda titreşim ve gürültüye sebep olan birçok etken vardır. Bu etkenlerden en önemlileri yanma ve mekanik titreşim etkenleridir. Bu tezin amacı yanma kaynaklı titreşimleri incelemektir. Yanma kaynaklı titreşimler yakıt özelliklerine bağlı olarak değişmektedir. Bu çalışmada kullanılan basınç ve titreşim verileri Kocaeli Üniversitesi BAP birimi tarafından desteklenen 2009/45 nolu projede yapılan deneylerden alınmıştır. Bu projede yapılan deneylerde, yakıt olarak atık yağdan üretilen biyodizel, dizel ve biyodizel-dizel (%20, %50) karışımları kullanılmıştır.

Bu tez çalışmasında yukarıda bahsedilen 2009/45 nolu projede yapılan deneylerde elde edilen basınç ve titreşim verileri işlenmiştir. Kullanılan yakıtların yanmada oluşturdukları farklılıkların etkilerini belirlemek için istatistiksel analiz, RMS, koherens ve güç spektrum yoğunluğu analizleri yapılmıştır. İstatistiksel analiz olarak tek yönlü varyans (One Way ANOVA) analizi hem basınç hem de titreşim RMS değerleri için kullanılmıştır. ANOVA analizi her yakıtı birbirleri ile karşılaştırarak yakıt grupları arasındaki farklılıkları gösterir. Silindir gaz basıncında en fazla değişim motor hızı 1000 d/d motor hızında dizel ile B20 yakıtları arasında elde edilmiştir. RMS analizi, bir sinyalin sadece enerji içeriği hakkında bilgi verir. Titreşim değerlerinin ANOVA analizi yapılmıştır. 1750 d/d motor hızında dizel yakıtına göre en düşük titreşim RMS değeri % 0,6 olarak B100 yakıtında elde edilmiştir.

Ayrıca silindir basınç sinyalleri ile titreşim sinyalleri arasındaki ilişki derecesini belirlemek için koherens (uyumluluk) analizi yapılmıştır. Koherens analizi sonucuna göre 450-2550 Hz frekans bandında bu sinyallerin yaklaşık olarak % 100 uyumlu olduğu görülmüştür.

Son olarak titreşim ve basınç sinyallerinin güç spektrum yoğunluk analizi yapılmıştır. Böylece, motor hızlarında ve yüklerinde deney motorunun yakıtlara bağlı olarak hangi frekanslarda enerji yoğunluğu olduğu incelenmiştir. 2000 d/d motor hızında güç spektrum yoğunluk analizi sonucunda en fazla genlik B100 yakıtında 1375 Hz değerinde $78,37 \text{ (m/s}^2\text{)}^2$ olarak elde edilmiştir.

Anahtar Kelime: Biyodizel, Dizel Motor, Sinyal İşleme, Titreşim Analizi.

VIBRATION ANALYSIS OF AN ENGINE FUELLED WITH ALTERNATIVE FUEL

ABSTRACT

Internal combustion engines in vehicles generally operate with noise and vibration. There are many components in internal combustion engines giving rise to vibration and noise. The most important factor of these are combustion and mechanical phenomena. The aim of this thesis is to examine the combustion induced vibrations in engine. Combustion induced vibrations vary depending on the fuel properties. In this study, The pressure and vibration datas obtained from experiments of the project which are supported by (BAP) Foundation of Kocaeli University (Project No. 2009/45). In this project, biodiesel, which is produced from waste oil, and biodiesel blends with diesel (20%, 50%) and pure diesel were utilized in the experiments.

In this thesis the pressure and vibration datas have been handled from aforementioned project (Project No. 2009/45). RMS, coherence and power spectral density analyses have been performed to determine differences between the four fuel types. As statistical analysis, ANOVA (One Way ANOVA) was used both pressure and vibration for RMS values. ANOVA showed differences between fuel groups by comparing fuel groups with each other. When the engine speed is 1000 rpm engine speed, maximum change in the gas pressure of cylinder is obtained between B20 and diesel fuels. RMS analysis only provides information about the amplitude of signals. Therefore, data of accelerometer signals has been performed the ANOVA analysis. According to the diesel fuel, the minimum amplitude vibration has been found with B100 fuel by 0.6% in 1750 rpm engine speed.

Moreover, coherence analysis has been fulfilled to compute relationship between the cylinder pressure and the accelerometer signals. According to the results of the coherence analysis, coherence highest values have been achieved in the frequency band (450-2550 Hz).

Finally, the cylinder pressure and accelerometer signals have been carried out the power spectrum density analysis. Thus, due to the fuels in the test engine which frequencies have been investigated to contain energy density under different engine speeds and loads. According to the results of the power spectrum density, the maximum amplitude of vibration has been achieved with B100 ($78.37 \text{ (m/s}^2\text{)}^2$ 1375 Hz) in 2000 rpm engine speed.

Keywords: Biodiesel, Diesel Engine, Signal Processing, Vibration Analysis.

GİRİŞ

Titreşim ve gürültü içten yanmalı motorların en önemli problemlerinden biridir. Gürültünün kaynağı titreşimdir. Ancak titreşim ve gürültü ayrı ayrı işlenebilir. Taşıt titreşimlerinin büyük çoğunluğu motordan kaynaklanır. Motor titreşimlerinin büyük çoğunluğu pistonu etki eden değişken gaz kuvvetleri, hareketli ve dönen parçaların atalet dengesizliği ve supap mekanizması gibi titreşim kaynaklarıdır. Titreşimin neden olduğu malzeme yorulması, ısınma, sürtünme ve darbeler gibi fiziksel etkiler sonucu taşıt sistemlerinde bozulmalar meydana gelmektedir. Titreşimin en önemli sonuçlarından biri malzeme yorulmasıdır.

Farklı titreşim kaynakları tarafından etkilenen motor bloğu farklı frekanslarda titreşir. Motor dönüş frekansı ile herhangi bir frekans karşılaştırılarak o frekans bileşenin kaynağı belirlenebilir. Spektrum analizi, bir sinyalin hangi frekansta ve genlikte olduğunu ortaya koyan bir yöntemdir. Titreşim ölçümleri, yanma teşhisinde ve motor durum izlemede yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu yöntemler sayesinde motorda oluşabilecek muhtemel arızaları önceden kestirmek ve bakım maliyetlerini azaltmak daha kolay olmaktadır.

Son zamanlarda, petrol bazlı yakıt talebi birçok alanda hızla artmaktadır. Yenilenemeyen petrol bazlı yakıtların bu talebi ancak 2030'a kadar karşılayabileceği öngörülmektedir [1]. Bu yüzden sınırlı kaynaklardan dolayı petrol bazlı yakıtlardan bağımlılığı azaltacak ucuz ve çevreci alternatif yakıtlar geliştirmek gerekmektedir. Biyodizel alternatif, çevreci ve yenilenebilir olması açısından dizel yakıtına alternatif yakıtlardan biridir. Birçok çalışmada biyodizel ve dizel-biyodizel karışımlarının motor performansına, yanma ve emisyon değerlerine katkıları incelenmektedir [2].

Bu çalışma sekiz bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde, literatür çalışmaları hakkında bilgi sunulmuştur. İkinci bölümde dizel motorlarının çalışma prensibi ve yanma parametreleri ele alınmıştır.

Üçüncü bölümde içten yanmalı motorlarda kullanılan alternatif yakıtların dizel motorlarda kullanımı, avantaj ve dezavantajları hakkında bilgi verilmiştir. Dördüncü bölümde titreşimin teorisi ve analizi parametreleri üzerinde durulmuştur. Beşinci bölümde sinyal işleme ve veri toplama yöntem ve teknikleri hakkında bilgi verilmiştir. Altıncı bölümde materyal ve metotlar sıralanmıştır. Yedinci bölümde deneylerde elde edilen bulgular ve tartışmaya yer verilmiştir. Son bölümde ise deneylerden elde edilen sonuç ve öneriler sunulmuştur.

Silindir içi basınç bilgisi içten yanmalı motorlarda yanma, emisyon ve performans parametreleri hakkında önemli bilgiler verir. Bu yüzden içten yanmalı motorlarda yanma kontrolü ve kalibrasyon silindir içi basınç verilerine göre yapılır. Bu çalışmada farklı alternatif yakıtların kullanıldığı bir dizel motordaki yanma karakteristiklerine bağlı olarak oluşan titreşim ve basınç verileri arasındaki ilişki incelenmiştir.

1. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

1.1. Motor Titreşimleri

İçten yanmalı motorlar oldukça karmaşık yapılar olduğu için birçok farklı bileşenler üzerinde titreşim analizleri yapılmaktadır. Motor bloğu titreşimleri, krank mili, supap ve pompa gibi parçalar üzerindeki titreşim analizleri yapılmaktadır. Motor bloğu titreşimi ile ilgili farklı çalışmalar aşağıda verilmiştir.

Bhansali ve Shirgire dizel motorlar ekonomik nedenlerden dolayı benzinli motorların yerini aldığını belirtmişlerdir. Ancak dizel motorların gürültü ve titreşim seviyeleri oldukça yüksek olduğunu saptamışlardır. Bu motorlarda piston vurması olayı gürültüye sebep olduğundan dolayı bu konuyu incelemişlerdir. Yanma gaz kuvvetinden kaynaklanan gürültü ve titreşimi incelemişlerdir. Bu çalışmada ANSYS yazılımında sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak silindir gömleği sıcaklığı ve silindir gömleğine etki eden yanma gaz kuvvetlerinin analizini yapılmıştır. Yanma gaz kuvvetleri değişken sıkıştırma basınçlarında hesaplanmıştır. Deney motoru olarak tek silindirli 4 zamanlı Kirloskar marka bir dizel motoru kullanılmıştır. Sonuçlar titreşim genliği, frekans ve yer değiştirme eksenlerine bağlı olarak gösterilmiştir [3].

Antoni ve diğ. çalışmalarında titreşim analizi aracılığıyla içten yanmalı motorlarda durum izleme, titreşim sinyallerinin karmaşık yapısından dolayı zor bir konu olduğu belirtilmiştir. Bu yüzden bir motordaki silindirde gerçekleşen bir çevrimin içerisindeki valflerin hareketi, yanma ve piston vurması gibi olayların haritası çıkartılmıştır. Bu çalışmada bir motor çevriminde meydana gelen olaylar analiz edildiği gösterilmiştir. Krank açısına bağlı olarak frekans analizi Wigner-Will dağılımı adı verilen yöntemle 4 silindirli bir motorun herbir çevrimi için titreşim imza haritaları çıkartılmıştır [4].

Antoni ve diğ., yaptıkları çalışmalarda motor çevriminde meydana gelen supap ve yanma olaylarının haritası çıkartmışlardır. Deneylerde 4 silindirli 4 zamanlı Volvo motoru kullanmışlardır. Bir silindire yerleştirilen basınç ve ivmeölçer ile deney verileri toplanmıştır. Deneyler motor 900 d/d sabit hızda 5 daN ve 35 daN gibi farklı yüklerde

motor test edilmiştir. Örnekleme frekansı 23,8 kHz olarak seçilmiştir. Basınç ve titreşim verilerinin senkron olduğu görülmüş ve her iki sinyalin koherens analizi yapılarak uyumluluk dereceleri analiz edilmiştir [5].

Geng ve diğ. çalışmalarında 6190ZLC model 6 silindirli, 4 zamanlı bir dizel motor kullanılmıştır. Motor titreşiminin karakteristik özellikleri nedeniyle dinamik analizi ve titreşim imzasının belirlenmesinin zor olduğunu ileri sürülmüştür. Bu bağlamda teorik çalışmayı doğrulamak için bir deneysel çalışma yapılmıştır. İlk olarak motorlardaki darbe dürtüleri analizi yapılmış ve sınıflandırılmıştır. Değişken olduğu düşünülen durağan olmayan motor titreşiminin analitik modeli, zaman-frekans tabanında karakteristikleri derinlemesine tartışılmıştır. Bu tartışmalar doğrultusunda, makul titreşim imzası çıkarımı ve teşhis yaklaşımı tasarlanmıştır. Darbe dürtülerinin titreşim imza çıkarımı için dalgacık paket yazılım programı yardımıyla çoklu bant filtreleme ve Wilgner Ville yöntemi ile zaman-frekans karakteristiklerini belirlemek için kullanılmıştır [6].

Carlucci ve diğ. silindir basınç verileri sayesinde yanma gelişiminin karakterize edilebildiğini ifade etmişlerdir. Enjeksiyon basıncı, enjeksiyon zamanı, enjeksiyon miktarı ve sayısı parametreleri yanmayı etkilediği görülmüştür. Bu çalışmada yanma silindiri içi basınç dalgalanmaları arasındaki ilişkiye bakarak enjeksiyon sisteminin arıza tespitini, yanma bileşenleri ve motor titreşim kaynağını tespit etmeyi amaçlamışlardır. Bu doğrultuda common rail sistemine sahip turbo şarjlı 1923 cm³ hacimli bir dizel motoru kullanılarak deneyler yapılmıştır. Motora monte edilmiş iki ivmeölçer ve bir piezoelektrik basınç sensörü ile veriler alınmıştır. Zaman-frekans analizi yapılmış ve silindir basıncı, ısı iletim oranı ve titreşim verilerinin korelasyon derecesi tespiti için klasik Fourier analizi kullanılmıştır. Enjeksiyon basıncı ve enjeksiyon zamanının, yanmada meydana getirdiği değişim frekans analizinde görülmüştür [7].

Scafati ve diğ. bir dizel motorda yanmayı, basınç sensörü kullanmadan kontrol etmek ve teşhis etmek için araştırma yapmışlardır. Bu araştırmada ilk olarak yanma olayını teşhis edebilmek için yanma olayını diğer olaylardan ayırmışlardır. Bunun için titreşim sinyallerini işlemişlerdir [8].

Liu ve diğ. silindir kapağı titreşim sinyali ile supap hasar başlangıç tespiti yapmak için

çalışmışlardır. Deney motoru olarak 4 silindirli, 4 zamanlı, doğrudan enjeksiyonlu bir dizel motoru kullanılmıştır. Silindir kapağı üzerine yerleştirilmiş ivmeölçer ile titreşim verileri toplanmıştır. Sinyalin örnekleme frekansı 50 kHz olarak belirlenmiştir. Bir motor çevriminde meydana gelen olayların haritası çıkarılmıştır. Motor 1500 d/d sabit hızda 0,15-0,3-0,6-0,9-1,2-1,5 mm gibi supap açıklıkları verilerek supap hasar analizleri yapılmıştır. Her bir çevrimde özel bir darbeye karşılık gelen titreşim sinyalinin analizini yapmışlardır. Supap açıklıklarının artmasıyla titreşim genliklerinin de arttığı gözlenmiştir. Spektral analiz yapılmıştır. Supap açıklıklarının ve yanma olaylarının hangi frekanslarda olduğu görülmüştür [9].

Vulli ve diğ. motor bloğu üzerindeki vuruntu sensörü ile tek noktadan ivmeölçer ile titreşim verileri toplanmıştır. Bu çalışmada içten yanmalı motorda meydana gelen titreşim kaynaklarını belirlemek için yapılmıştır. Deney motoru olarak 3 silindirli 4 zamanlı ve EGR'li bir buji ateşlemeli motor kullanılmıştır. Kistler 6117B model piezo-elektrik basınç sensörü ve Bosch marka A-261-231-114 vuruntusu sensörü kullanılmıştır. Normal yanma ile supap darbeleri, enjeksiyon darbeleri ve anormal yanma gibi farklı dürtü kaynaklarından ayırmak için KZFD kullanılmıştır. Deneyler dört aşamada gerçekleştirilmiştir. Bu aşamalar, (i) dinamometre ile tahrik edilen bir motorun supap darbesini görüntülemek için buji sökülüştür. (ii) rölanti devrinde yanmalı ve yanmasız sonuçları karşılaştırılmıştır. (iii) motor kısmı yük ile çalışırken bir buji sökülüştür. (iv) tam yükte motor çalışırken vuruntu kontrolü buji sökülerek deneyler yapılmıştır. Her bir durum zaman-frekans haritasında analiz edilmiştir. Zaman-frekans analiz yöntemiyle zaman tabanında meydana gelen olaylar etkin bir şekilde tespit edilebildiğini görülmüştür [10].

Xu ve diğ. motor titreşimine etkileyen sebepleri ve titreşim yoğunluğunu analiz etmek için silindir kapağından titreşim sinyalleri toplanmıştır. Veriler frekans ve zaman tabanında Hilbert-Huang dönüşümü yöntemi kullanılarak analiz edilmiştir. Deneyler 6 silindirli, 4 zamanlı bir dizel motorda yapılmıştır. Motorun 6. silindirine monte edilmiş bir titreşim sensörü ile titreşim verileri toplanmıştır. Motor çalışma mekanizması ve yapısal karakteristiğine göre titreşim karakteristikleri tartışılmıştır. Titreşim sinyalinde yüksek ve düşük frekans bileşenlerinin kaynakları belirtilmiştir. 3,2-6,4 kHz yüksek frekans bileşenleri supap katarının darbeleri ve silindir gaz basıncının ortaya çıkardığı bileşenler olduğu belirtilmiştir. 0-400 Hz düşük frekans

bileşenleri ise motorun hareketli parçalarının momenti, atalet kuvvetlerin genlik ve frekans değerleri olduğu gösterilmiştir [11].

Chiovola ve diğ. silindir basınç sinyaline bakılarak yanma davranışını görüntülemek ve geliştirmek için kullanıldığını belirtmişlerdir. Bunun için silindir basınç ve titreşim verileri alınmıştır. Silindir içi basınç ve titreşim sinyallerini üst üste çizdirip krank açısına göre iki sinyal arasındaki ilişkiyi incelemişlerdir. Titreşim sinyali izinden silindir basınç artış oranı ve silindir maksimum basınç değeri ile ilgili bilgi elde edebilmek için titreşim ve basınç sinyalleri arasındaki ilişkiyi incelemişlerdir. Test motoru olarak Common Rail enjeksiyon sistemli, su soğutmalı, Lombardini LDW442CRS model dizel motoru kullanılmıştır. Basınç sensörü piezoelektrik kistler 6056A ve ivme sensörü Endovce 7240C kullanılmıştır. Motor testleri sırasında enjeksiyon stratejisi, enjeksiyon zamanı ve süresi gibi parametreleri değiştirilmiştir. Motor testleri 1400, 1600, 2600, 3000 d/d devirlerde ve %25-50-75-100 yüklerde yapılmıştır. Daha sonra koherens analizi yapılmıştır. Koherens analizi sonucuna bakılarak 650-1000 Hz frekansları arasındaki ilişkinin daha uyumlu olduğu gösterilmiştir [12].

Chen ve Randall çalışmalarında piston ve biyel kolu vurması, motorda önemli mekanik titreşim kaynaklarından biri olduğu belirtilmiştir. Titreşim analizi yapıldığı zaman motordaki arızaları tespit edilebildiği belirtilmiştir. Bu sayede motordaki geri dönülemez hasarların önüne geçilebildiği vurgulanmıştır. Bu yüzden dizel motorlarının analizi arıza tespiti için önem taşıdığı ifade edilmiştir. Deney motoru olarak Toyota marka 3SFE model 4 silindirli 4 zamanlı bir dizel motoru kullanılmıştır. İki farklı hız ve enkoderden sinyali verisi aktaran Bently Nevada 3300 tipi sensör kullanılmıştır. Motor bloğu üzerine farklı yerlere yerleştirilmiş 5 farklı B&K tipi ivmeölçeri kullanılmıştır. Piston ve yatak vurması, farklı devir ve yüklerle bağlı değişkenlik gösterdiği belirtilmiştir. Piston ve yataklar için normalden daha büyük boşluklar verilerek farklı devir ve yüklerde incelenmiştir. Bu deneyde motor harmonik analizi yapılmıştır. Birinci harmonik yatak hasarı teşhisinde, ikinci ve üçüncü harmonikler ise piston vurması ile ilgili teşhislerde kullanıldığı görülmüştür [13].

Periyasamy ve Alwarsamy çalışmalarında motor bloğunun yer değiştirmesine etki eden yanma ve atalet kuvvetlerinden kaynaklı titreşimler incelenmiştir. Deney motoru

olarak doğrudan enjeksiyonlu tek silindirli bir dizel motoru kullanılmıştır. Deneyler 1100, 1200, 1300, 1400, 1500 d/d devirlerde yapılmıştır. Titreşim ölçümleri vuruuntu sensörü kullanılarak yapılmıştır. Silindir içerisinde üretilen yanma kuvveti, sıcaklık ve basınç ile uyumlu olduğu belirtilmiştir. Açısal yer değiştirme, yanma odası tasarımı, enjeksiyon parametreleri ve akış şekli gibi fonksiyonlar yanma üzerinde etkili olduğu belirtilmiştir. Piston parçalarının kütlesi ve açısal olarak yer değiştiren dönen elemanlar ise atalet kuvvetleri etkilediği belirtilmiştir. Tork ve basınç değerlerine bakılmış devir, yanma ile doğrudan ilişkili olduğundan motor farklı devir ve yüklerde çalıştırılarak deneyler yapılmıştır [14].

Öztürk ve Karabulut çalışmalarında tek silindirli dört zamanlı bir dizel motordaki krank milinin açısal hız değişimleri ve titreşimin motor bloğuna etkilerinin analizi yapılmıştır. Dinamik model dört serbestlik derecesine sahip olup sırasıyla krank milinin açısal hareketi, bloğun krank mili eksenini etrafındaki açısal hareketi, bloğun dikey ve yatay eksenlerdeki doğrusal hareketlerini içermektedir. Bu araştırmada dört farklı motor yükü için deneysel olarak elde edilmiş gaz basınç karakteristikleri kullanılmıştır. Krank milinin açısal hızındaki farklılıkları motor yükü ile birlikte artış olduğu belirlenmiştir. Gaz kuvvetleri krank milinin eksenini etrafındaki açısal titreşimlerinin kaynağı olduğu belirlenmiştir. Dikey ve yatay yöndeki titreşimlerinin kaynağı olarak da piston kütleli ve krank milinin balansızlığı olduğu görülmüştür. Frekansa bağlı olarak elde edilen takoz kuvveti değerlerinden takoz yay ve sönümleme sabitlerinin 10 kN/m ve 1000 Ns/m değerlerinde optimum olduğu saptanmıştır [15].

Hussain ve Abdullah yaptıkları çalışmada dizel motorun piston hareketi ile silindire etki eden titreşim cevabı ve basınç kuvvetinin analitik modeli sunulmuştur. Bu yöntemde silindir ve piston arasındaki ilişkinin hareket denklemi türetilmiştir. Bu denklemlerle titreşim cevabı ve basınç kuvvetlerini gerçek zamanda simülasyonu için piston sisteminin üç serbestlik dereceli denklemi oluşturulmuştur. Bu motorun titreşim sinyalinin ve akustik emisyonunun farklı motor torkları altındaki karakteristiklerine yer verilmiştir. Bu araştırmada bir küçük dizel motorda motor performansı ile titreşim ve gürültü arasındaki ilişki ve titreşim ile farklı basınç kuvvetlerinin etkilerini incelemiştir. Silindir basınç kuvvetlerinin etkili olduğu motor performans parametreleri ve titreşimler ses basınç seviyesi (SPL) olarak incelenmiştir. Bir Matlab programında üç yönlü titreşim genliği ve silindir basınç kuvvetlerinin analizi

gerçekleştirilmiştir. Motor torku genellikle artıkça yanma ile uyumlu olan darbelerin akustik emisyon genliği azaldığı sonucu elde edilmiştir [16].

Shaobo ve diğ. yaptıkları çalışmada silindir kapağından ölçülen titreşim sinyali ile yanma hakkında analizler yapmışlardır. Titreşim sinyali, titreşim yer değiştirme sensörü, hız sensörü yada ivme sensörü ile ölçülebildiği belirtmiştir. Bu çalışmada bu üç sensörle elde edilen sinyaller karşılaştırılmıştır. Silindir kapağından ölçülen yer değiştirme titreşimi dizel motor kulağına etki etmekte ve yer değiştirme titreşiminden yanma hakkında bilgi elde etmenin zor olduğu belirtilmiştir. Titreşim hız sinyali toplanmış ve basınç artış oranı ile kıyaslanmıştır. Bunun sonucunda iki sinyal de yanma periyodunda benzer eğilimler göstermiştir. Titreşim hız sinyali yanma hakkında çok fazla bilgi içerdiği görülmüştür. Daha sonra titreşim ivme sinyali alınmış ve bu sinyalin motor kulağından çok az etkilendiğini tespit edilmiştir. Ancak supapların açılıp kapanması ile oluşan tepkileri ve diğer darbe-tepki kaynakları titreşim ivme verisinden daha iyi görülmüştür. Analizlerin sonuçlarına dayanarak, titreşim hız sensörünün yanma sürecini değerlendirme de en iyi sensör olduğu sonucuna varılmıştır [17].

Vora ve Ghosh çalışmalarında benzinli ve dizel motorlarda yanma kaynaklı titreşim biçimlerini incelenmiştir. Benzinli motorlarda daha çok piston vurması olayı incelenirken dizel motorda blok titreşimi üzerinde durulmuştur. Dizel motor çalışmasında bütün deneylerde altı silindirli, dört zamanlı ve su soğutmalı motor kullanmışlardır. Titreşim ve basınç ölçümleri için altı nolu silindir seçilmiş ve her yarım krank açısı çözünürlüğünde basınç sensörü AVL ölçüm sistemi kullanılmıştır. Motor devri ve yükü blok titreşimi üzerindeki etkileri incelemek için 150 N,375 N, 525 N üç farklı yük ve 1000 - 1600 d/d devirler arasında 100'er adımla yedi farklı hızda motor test edilmiştir. Basınç sinyal (P) verilerine ve bu verilerin birinci türevi (PD) ve ikinci türevine (PDD) bakılarak motor titreşim analizi yapılmıştır. Motor devrinin artmasıyla motor titreşim seviyesinin arttığı görülmüştür. Motor yükünde, titreşim genlikleri değişiklik göstermiştir [18].

1.2. Yakıtların Motor Titreşimine Etkisi

İçten yanmalı motorlar çoğunlukla petrol ürünü yakıtlarla çalışmaktadır. Ancak günümüzde araç sayısındaki artış ve petrol ürünü yakıtların azalması önemli sorunları

da beraberinde getirmektedir. Bu sorunların başında çevre sorunları gelmektedir. Bu yüzden farklı alternatif yakıtlar üretebilmek için çalışmalar yapılmaktadır. Petrol ürünü ve alternatif yakıtların emisyon ölçümleri alanında önemli ilerlemeler elde edilmiştir. Bunun aksine alternatif yakıtların motor titreşimine etkisi ile ilgili çalışmalar bu seviyede değildir. Farklı yakıtlar ile motor bloğu üzerindeki titreşim analiz ilgili çalışmalar aşağıda verilmiştir.

Rambabu ve diğ. çalışmalarında pirinç kepeğinden üretilen biyodizel ve etanol karışımı ile beslenen motorun yanma ve titreşim analizleri sunulmuştur. Altı farklı viskozite değerine sahip etanol (195,90 mg/s, 137,20 mg/s, 106,90 mg/s, 70,17 mg/s, 48,45 mg/s ve 23,14 mg/s) yakıtı tek silindirli 4 zamanlı bir dizel motorda test edilmiştir. Piezo-elektrik basınç sensörü ile silindir gaz basıncı verileri toplanmış ve titreşim ölçümü DC-11 veri toplama cihazı kullanılarak yapılmıştır. Etanol yakıtının viskozitesi 70,17 mg/s olduğunda en düşük titreşim genliği elde edilmiştir. Bu yüzden etanolün bu viskozite oranında dizel yakıt ile birlikte bu karışımın yakıt olarak kullanılması tavsiye edilmiştir [19].

Taghizadeh ve diğ. yaptıkları çalışmada titreşim performansının incelenmesi için biyodizel ve biyodizel karışımları ile beslenen 6 silindirli bir traktör motoru kullanılmıştır. CTC ivmeölçeri AC102-1A modeli titreşim sensörü olarak kullanılmıştır. Motor testleri 1000-2200 d/d arasında 200 adım aralıklarla 7 farklı devirlerde ve B5, B10, B15, B20, B30, B40, B50, B100 ve dizel olmak üzere 9 farklı yakıt tipleri ile yapılmıştır. Üç eksenli titreşim sensörü kullanılarak titreşim verileri toplanmıştır. Biyodizel olarak kanola, soya fasulyesi ve atık yağlardan elde edilen metil esterler kullanılmıştır. Testler motor bakımından önce ve bakımından sonra olmak üzere iki farklı durumda test edilmiştir. En fazla titreşim ivmelenmelerin 1800 –2000 d/d devirleri arasında olduğu gözlenmiştir. Bütün yakıtlarda toplam ortalama titreşim artışı bu devir aralığında motor bakımından önce 35,11 ve motor bakımından sonra 26,21 m/s² şeklinde gerçekleşmiştir. Motor bakımından sonra motor titreşimi % 12 kadar azalmıştır. İstatiksel veri analizi yapılmış ve B40 ve B20 kullanımıyla en düşük titreşim elde edilmiştir. Dizel yakıtının titreşimi B100 yakıtından daha fazla titreşime sahip olduğu tespit edilmiştir. Bunun yanında B15, B30 ve B50 yakıtları en yüksek titreşime sahip yakıtlar olduğu belirtilmiştir [20].

Jindal yaptığı çalışmada dizel yakıtı ile biyodizel karışımlarının yanma ve emisyon değerlerini ve motor titreşim karakteristiğini incelemiştir. Farklı enjeksiyon basıncı ve sıkıştırma oranları altında dizel ve biyodizel karışımları ile beslenen motorun titreşim imzaları arasındaki farklılığı değerlendirilmiştir. Bu çalışma farklı motor çalışma koşulları altındaki motor titreşim biçimi ve yanma karakteristiği arasındaki ilişki analiz edilmiştir. Tek silindirli 4 zamanlı su soğutmalı değişken sıkıştırma oranlı (VCR) bir dizel motorda testler yapılmıştır. Biyodizel karışimli yakıtlar içerisinde en az titreşim B50 yakıtında elde edilmiştir [21].

Heidary ve diğ. çalışmalarında çevre dostu bir yakıt olarak kabul edilen biyodizel dizel yakıtı ile benzer performans sonuçları sağlama potansiyeline sahip bir yakıt olduğu belirtmişlerdir. Bu çalışmanın amacı, farklı dizel-biyodizel yakıt karışımlarının kullanılması ile daha az titreşime sahip olan yakıtı tespit etmektir. Bu yüzden 5 farklı devir, 3 farklı eksen ve 6 farklı yakıt karışımlarının titreşim sinyalleri zaman tabanında analiz edilmiştir. Test motoru olarak tarımsal alanda kullanılan 13 BG gücünde tek silindirli traktör motoru kullanılmıştır. CTC ivmeölçerinin AC102-1A modeli titreşim sensörü olarak kullanılmıştır. Sinyal işleme ve istatistiksel yaklaşım ile veri analizi yapılmıştır. Ayrıca motor titreşim frekansı bütün motor devirlerinde baskın frekans sonuçlarda görülmüştür. Titreşim ivme RMS'lerindeki artışından dolayı yüksek motor devirlerinde titreşim daha fazla meydana geldiği görülmüştür. Ölçüm eksenini ve yakıt türünün motor titreşiminde önemli etkiye sahip olduğu görülmüştür. Düşey yöndeki ekseninde, diğer eksenlere göre daha fazla titreşim elde edilmiştir. En düşük titreşim B100, B50, B20 yakıt karışımlarında, en yüksek titreşim B15 ve B10 yakıt karışımlarında elde edilmiştir [22].

Gravalos ve diğ. araştırmalarında benzin etanol ve metanol ile karışımları ile beslenen buji ateşlemeli karbüratörlü bir motorda titreşim analizi yapılmıştır. Üç ekseninde (x,y,z) titreşim verileri alınmıştır. Deneyde kurşunsuz benzin ile etanol ve metanol %10 %20 ve %30 (E10, E20, E30, M10, M20 ve M30) karışımlarının kıyaslanması yapılmıştır. Motor test deneyleri 1000, 1300, 1600 ve 1900 d/d devirlerde yapılmıştır. Motor titreşim analizi güç spektrum yoğunluğu (PSD) yöntemi ile yapılmıştır. Deney sonuçları 1500 Hz gibi düşük frekanslarda benzin ile yüksek titreşim genliği elde edilirken 2400 Hz gibi yüksek frekanslarda metanol-benzin karışımları ile düşük titreşim genliği elde edilmiştir. Etanol- benzin karışımlarının titreşim genliği ise diğer

yakıt titreşim genliklerinin arasında bir değere sahip olduğu görülmüştür [23].

Chiatti ve diğ. çalışmalarında titreşim sinyallerini kullanarak doğru enjeksiyon zamanını ayarlamayı amaçlamışlardır. Deney motoru olarak 2 silindirli 4 zamanlı su soğutmalı Lombardini marka LDW442CRS model bir dizel motoru kullanılmıştır. Motor hızını ve krank açısını okuyan AVL marka 364C model optik enkoder kullanılmıştır. Silindir basınç verisi piezelektrik AVL marka GU13P model sensör, piezodirenç Kistler 4007BS5F tipi hava giriş sensörü ve su soğutmalı piezo-elektrik AVL QC43D egzoz çıkış sensörleri kullanılmıştır. Piezo-elektrik Kistler marka 406A2000 tipi enjeksiyon basınç hattı sensörü ve tek eksenli Endevco 7240C tipi titreşim sensörü kullanılmıştır. Deneyde dizel ile belli (B10, B20, B40) oranlarda karıştırılmış yakıtlar kullanılmıştır. 2400, 2700, 3300 d/d devirlerde ve % 60, %80, %100 yük şartlarında motor testi yapılmıştır. Silindir basınç verileri ile titreşim verilerinin krank açısına bağlı olarak analiz yapılmıştır. Bu analizde yanma parametrelerine karşılık gelen titreşim verisi üzerindeki genlikler belirlenmiştir. Koherens analizi yapılmıştır. Yük ve devir arttığında koherens analizinde yanma ile ilgili frekans bileşenleri daha dar bir bantta gerçekleştiği görülmüştür [24].

How ve diğ. çalışmalarında dizel yakıtı ile hindistan cevizinde üretilen biyodizel ve biyodizel karışımlarından (B10, B20, B30 ve B50) oluşan yakıtların motor performans, emisyon ve titreşim karakteristikleri üzerine etkileri incelenmişlerdir. Deneyler 4 silindirli, turbo şarjlı, Common Rail enjeksiyonlu bir motorda gerçekleştirilmiştir. Basınç sensörü olarak Kistler 6058A piezoelektrik basınç sensörü ve PCB tip 603C01 model ivmeölçer kullanılmıştır. Motor testleri sabit hızda (2000 d/d) 0,17, 0,34, 0,52, 0,69, 0,86 MPa motor yüklerinde yapılmıştır. Titreşim analizi, titreşim verilerinin RMS (root mean square) değerleri alınarak yapılmıştır. Bütün yüklerde dizel yakıtının RMS değerleri daha fazla çıkmıştır. En düşük titreşim enerjisi 0,86 MPa motor yükünde %13,7 ile B50 yakıtında elde edilmiştir [25].

Reddy ve Rao önceden ısıtılmış Jatropha metil ester (JME) yakıtı ile bir dizel motorunun yanma ve titreşim karakteristiklerini incelemişlerdir. Yüksek viskozite etkilerinden dolayı biyodizel kullanımı %20 ile sınırlandırılmıştır. Ayrıca sınırlamalar NO_x emisyonlarına bağlı olduğu ifade edilmiştir. Deney tek silindirli 4 zamanlı bir dizel motorunda yapılmıştır. İvmeölçer olarak DC-11 sensörü kullanılmıştır. Bu

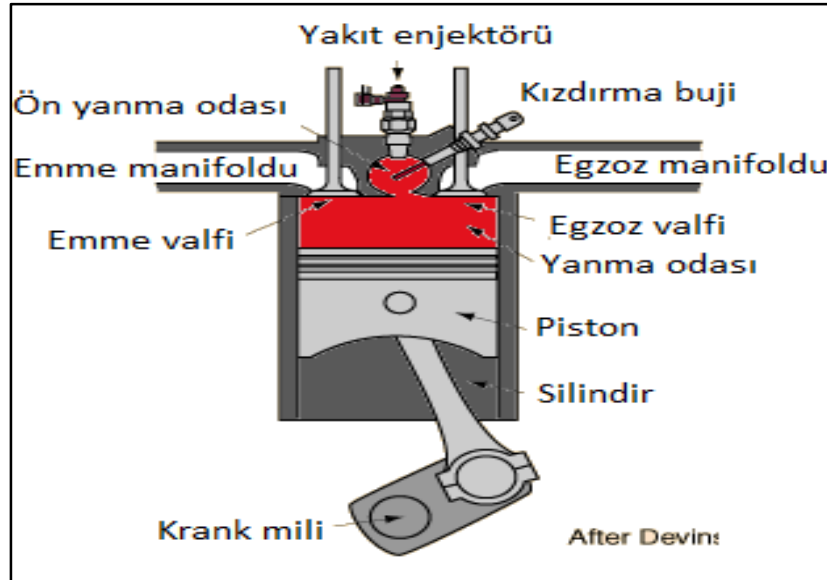
çalışmada tek silindirli bir motorda 1500 d/d sabit devride tutularak farklı yüklerde (yüksüz, 0,77, 1,54, 2,31 ve 2,7 kW) deneyler gerçekleştirilmiştir. Deney yakıtı 60, 70, 80, 90, 100 °C sıcaklıkta yakıtlar ısıtılarak deney yapılmıştır. FFT kullanarak frekans tabanında ve zaman tabanında verilerin analizi yapılmıştır. 60° kadar ısıtılmış biyodizel yakıtın dizel ve biyodizelden daha az titreşime sahip olduğunu tespit edilmiştir [26].

Yukarıda literatür incelendiğinde genellikle klasik FFT, PSD ve RMS değerleri alınarak motor titreşim analizleri yapılmıştır. Bu tez çalışmasında bu sinyal işleme yöntemleri kullanılmıştır.

2. DİZEL MOTORLAR

İçten yanmalı motorlarda bir işin oluşabilmesi için bir çevrim süresinde dört zamanın oluşması gerekmektedir. Bu dört zaman 720 derece krank açısında tamamlanmaktadır. Emme Zamanı: Bu zamanda hava silindir içine gönderilir. Bu zamanın başlangıcında piston ÜÖN'dadır. Yani silindir içinde pistonun üst kısmında minimum boşluk vardır. Piston aşağı inerken emme supapları açılır ve hava silindir içine dolar. Emme zamanı hava yanmanın gerçekleşeceği silindire çekildiği zamanı belirtir ve dört zamanlı içten yanmalı motorların çevriminin başlangıcıdır. Bu aşamada egzoz supapları kapalı konumdadır.

Sıkıştırma Zamanı: Piston AÖN'ya ulaştığında emme biter. Piston tekrar yukarı doğru hareket etmeye başlar. Bu sırada emme ve egzoz supaplarının kapalı olmasından dolayı emilen hava hacmi azalmaya başlar. Hacim azaldıkça basınç ve sıcaklıkta yükselme meydana gelir ve hava sıkıştırılmış olur. Şekil 2.1'de dizel motorunun sıkıştırma zamanı gösterilmektedir.



Şekil 2.1. Dizel motorun yapısı [69]

Ateşleme (Genişleme) Zamanı: Bu esnada supapların ikisi de kapalı konumdadır. Sıkışmış hava dizel motorlarda yüksek basınç ve sıcaklık altında kendiliğinden tutuşur ve yanma meydana gelir. Yanma sonucu açığa çıkan enerji ile piston aşağı doğru hareket eder. Bu sayede krank mili döndürülür ve doğrusal hareket dairesel harekete bu sayede dönüşür. Egzoz Zamanı: Pistonun ÜÖN'ya dönüşü esnasında egzoz supabı açıktır ve egzoz gazları silindir içerisinden atılır. Böylece motorda bir çevrim tamamlanmış olur.

2.1. Motor Titreşim Parametreleri

Motor titreşimi, yoldan gelen uyarılar, akışkanların titreşimi, piston hareketi, krank şaftının dönüşü ve silindir içerisindeki yanma sonucunda gaz kuvvetlerinin etkisi ile oluşmaktadır. Ayrıca motorlar birçok parçadan teşekkül ettiği için bu parçalarının hareketlerinden dolayı momentlerin palsler şeklinde olması sonucu dizel motor darbeleri çalışmaktadır. Motor titreşim karmaşık bir yapıya sahiptir. Çünkü farklı bileşenlerden ve gürültüden meydana gelen bir titreşim şeklidir. Motor titreşimi motorun kendi doğal frekansına yaklaştığında rezonans oluşması kaçınılmazdır. Mekanik rezonans zaman içinde farklı dış yükler (kuvvetler) etkisi altında kaldığında oluşabilmektedir [27]. Dört zamanlı motorda her silindirde iki krank çevrimi bir yanma fazından oluşmaktadır. Örneğin dört zamanlı 6 silindirli motorda krank mili çıkışında her devirde üç darbe olur. Motor devri ile yanma arasındaki ilişki aşağıdaki Tablo 2.1'deki gibidir.

Tablo 2.1. Motor titreşim parametreleri [27]

Krank şaftının nominal devri	n (devir/dak)
Krank şaftının bir devrinin süresi	$T_{\text{devir}} = \frac{60 \text{ (sn/dak)}}{n \left(\frac{\text{devir}}{\text{dak}} \right)}$
Bir çevrimdeki süre	$T_{\text{çevrim}} = 2T_{\text{devir}}$
Krank şaftının frekans çözünürlüğü	$F_{\text{devir}} = \frac{1}{T_{\text{devir}}}$
Çevrimin frekansı	$F_{\text{çevrim}} = \frac{1}{T_{\text{çevrim}}}$
Ateşleme frekansı	$F_{\text{ateşleme}} = \frac{(\text{silindir sayısı}) \times n \text{ (dev/dak)}}{2 \times 60 \left(\frac{\text{sn}}{\text{dak}} \right)}$
Silindir ateşleme frekansları arasındaki süre	$T_F = \frac{1}{F_F}$

2.2. Dizel Motorlarda Titreşim Kaynakları

Dizel motorlarda yanma, yanma odasına yakıtın püskürtülmeye başlandığı an itibari ile yanma sonu emisyon ürünlerinin atıldığı egzoz zamanı başlangıcına kadar süren zaman dilimi içinde fiziksel ve kimyasal olayların tamamıdır. Dizel motorlarında yanma, tutuşma gecikmesi, ani kontrolsüz yanma, kontrollü yanma ve son olarak art yanma gibi parametrelere bağlıdır. Bu parametrelerdeki farklılıklar yanma olayının doğrudan etkilemektedir [28].

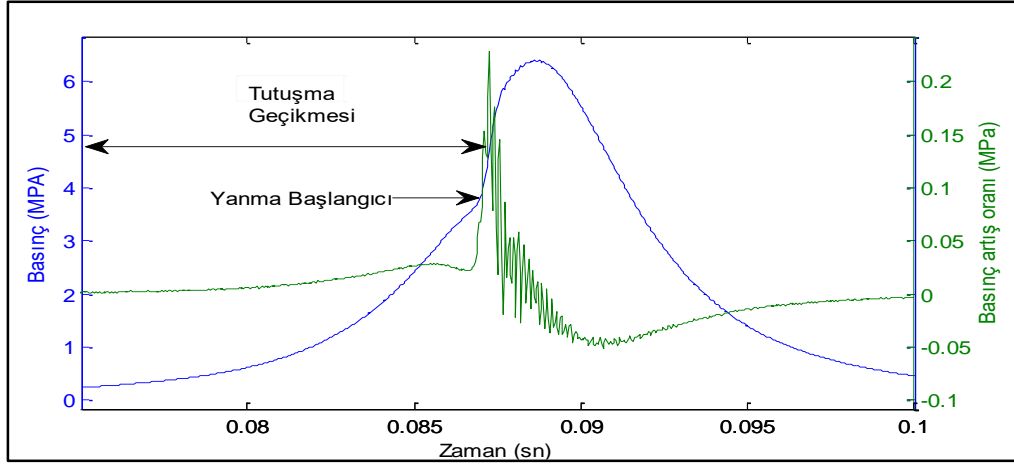
2.2.1. Silindir basınç değişimleri

Silindir basınç değişimleri, içten yanmalı motorlarda işletme ve yapısal parametrelere bağlı olarak farklılık göstermektedir. Silindir içerisinde yanma kaynaklı değişen silindir basıncı motor titreşimleri üzerinde oldukça etkilemektedir. Sıkıştırma oranı, püskürtme avans açısı ve yakıt türü silindir basıncı üzerinde etkili değişimlere neden olmaktadır. Silindir içerisine püskürtülen yakıtın yoğunluğu, viskozitesi ve setan sayısı gibi parametrelerin etkisiyle yanma karakteristiği değişmektedir. Yanma sırasında tutuşma gecikmesi periyodu uzadığında, yanma odasına daha fazla yakıt püskürtülür ve daha sonra yanma odasında yakıt ve buharlaşmış yakıt miktarı artar. Bu durum kontrolsüz yanma esnasında ani basınç artışının yükselmesine sebep olur. Biyodizel yakıtlarının genel olarak dizel yakıtlardan daha yüksek setan sayısına sahip olduğu bilinmektedir. Setan sayısının yüksek veya düşük olması yakıtın tutuşma süresini etkilemektedir. Setan sayısının yüksek olması tutuşmayı kolaylaştırmaktır. Tutuşma gecikmesinin kısılması silindir içerisindeki atomize olan, buharlaşan ve hava ile karışan yakıt daha iyi yanma gerçekleşmektedir. Yakıt olarak fakir karışımın yanması sonucu meydana gelen maksimum silindir basıncı azalmaktadır [28].

2.2.2. Silindir basınç artış oranı

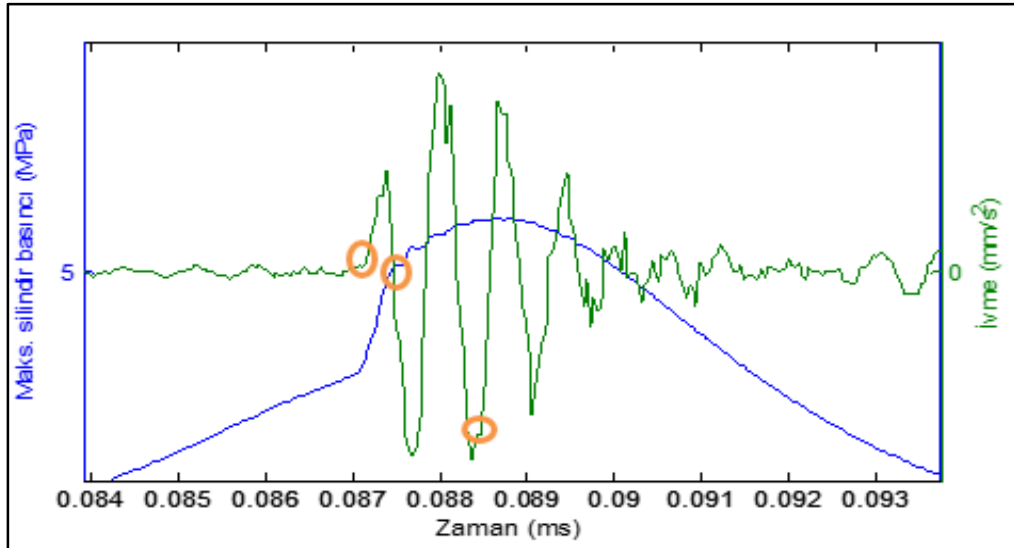
Yanmasız basınç; pistonun silindir içerisinde sadece git-gel hareketliyle bir basınç eğrisi oluşturur [29]. Yanma basıncı; yanmasız basınç eğrisine bakıldığında bir gecikme sonrası bir ani basınç artış hızı Şekil 2.2'de görülmektedir. Bu ani artış ani yanmadan dolayı oluşmaktadır. Ani yanma silindir içerisindeki karışımının ani olarak

farklı noktalardan yanabilir. Bu durum silindir içi basınç artış hızının artmasına neden olmaktadır.



Şekil 2.2. Silindir içerisindeki yanma olayı

Basınç artış hızının neden olduğu dürtüler motor bloğuna etki eden kuvvetler yüksek frekans içeriğine sahiptir. Genellikle uzun tutuşma gecikme süresi, yanma başlangıcında daha fazla yakıt olacağından dolayı basınç artış oranı yüksek olmaktadır. Genelde dizel motorlardaki basınç artış hızı normal olarak çalışan benzinli motorlardan daha fazla olmaktadır [29].



Şekil 2.3. Silindir basıncına bağlı olarak titreşim sinyali gösterimi

Dizel motorlarda yanma süreci dört farklı aşamadan oluşmaktadır.

- i. Enjeksiyon süresi: silindir içine püskürtmenin başlangıcı ve püskürtmenin bitişi arasındaki süredir.

- ii. Tutuşma gecikmesi: silindir içerisine yakıtın püskürtmesi ile ilk yanmanın görüleceği ana kadar geçen zaman dilimidir.
- iii. Ani yanma süresi: ilk yanma başladığında silindir içerisindeki yakıtın hızlı bir Şekilde yanması ile oluşan ani basınç artış oranının görüldüğü andır.
- iv. Son yanma fazı: maksimum silindir basıncı ile yanmanın tamamen bittiği zamandır.

Şekil 2.3'te silindir basıncı ile titreşim sinyalinin eğrileri verilmiştir. Bu Şekilde gösterilen titreşim sinyalinin üzerinde bulunan halkaların birincisi yanma başlangıcını, ikincisi basınç artış yerini ve sonuncusu ise maksimum basınç noktasının yerini göstermektedir. Burada basit olarak yaklaşım; gecikme sresinin azalması, yanma başlangıcında basınç artış hızının azaltılarak basınç eğrisinin doğal dürtü eğrisine yaklaştırmaktır [30].

3. İÇTEN YANMALI MOTORLARDA KULLANILAN ALTERNATİF YAKITLAR

Geleneksel yakıtlar petrol bazlı yakıtlardır. Petrol bazlı yakıtlar yüksek miktarda kirletici emisyon bileşenleri içermektedir. Özellikle sera gazı üretiminde petrol yakıtların etkisi çok fazladır. Teknoloji geliştikçe petrol bazlı yakıtlara alternatif yakıt ürünleri de gelişme göstermektedir. Bu yüzden günümüzde temiz ve doğal alternatif yakıtlara olan eğilim ve araştırma giderek artmaktadır. Ayrıca petrol ürünü yakıtların zamanla azalmasında dolayı farklı alternatif yakıtlar kullanılmaktadır. Etil alkol, metil alkol, bitkisel yağlar, LPG, doğalgaz, hidrojen ve elektrik gibi alternatif yakıtların araçlarda kullanımı daha çevreci sonuçlar vermektedir. Petrol ürünü yakıtlar farklı katkı maddeler veya alternatif yakıtlar ile karıştırılarak emisyon üretimi optimize edilmeye çalışılmaktadır. Örneğin petrol ürünü kurşun katkılı benzinin vuruntu direnci oldukça yüksektir. Alkoller kurşunlu benzinlerin daha vuruntulu ve kirletici etkilerini azaltmak için kullanılmaktadır. Teknolojik gelişmeler, motor öncesi modifikasyon, motor modifikasyonu ve motor sonrası (after treatment) modifikasyonu şeklinde farklı alanlarda gelişmelere ve değişimlere de yol açmaktadır. Yakıt özellikleri motor öncesi modifikasyonu olarak bilinmektedir [33,34]. Alternatif yakıtlardan biri de biyodizeldir. Birçok araştırmacı farklı biyodizel yakıtlar üreterek ve ürettikleri yakıtları farklı oranlarda dizel yakıtı ile karıştırarak dizel motorlarda yakıt olarak kullanılmış ve performans ve emisyon değerlerini incelemişlerdir [2, 31–36]. Biyodizel yakıtı üretiminde bitki ve bitki çekirdeği gibi birçok farklı ürünler kullanılmaktadır. Biyodizel üretiminde genellikle ürünler dört farklı kategoride gösterilmiştir [37].

- Yenilebilir bitkisel yağlar: Ayçiçek yağı, Kanola, Pirinç kepeği, Soya yağı, Hindistan cevizi, Mısır, Palm, Zeytin, Susam tohumu vb.
- Yenmeyen bitkisel yağlar: Jatropha, Pamuk, Mahua, Keten, Kenevir vb.
- Endüstriyel ve evsel atık yağlar
- Hayvansal yağlar: Tallow, Sarı yağ, Tavuk yağı vb.

3.1. Alternatif yakıtların Çevreye Etkileri

Geleneksel yakıtların içten yanmalı motorlarda yanma sonucu oldukça fazla kirletici emisyonlar ortaya çıkarmaktadır. Bu kirletici emisyonları azaltan alternatif yakıt geliştirilmesi son yıllarda öne çıkan konulardan biridir [38]. Genelde biyodizel, petrol bazlı dizel yakıtı ile karşılaştırıldığında setan sayısı, enerji içeriği, viskozite ve faz değişimleri gibi benzer karakteristik özelliklere sahiptir. Bu yüzden dizel yakıtlarla farklı oranlarda karıştırılarak dizel motorda herhangi bir değişiklik olmaksızın kullanılmaktadır [39]. En önemli avantajları düşük sera gazı emisyonları, yüksek yağlama ve setan sayısı gibi özellikler dizel yakıtı ile karşılaştırıldığında çok önemli farklar olduğu anlaşılmaktadır [40].

3.2. Alternatif Yakıtların Avantajları

Sıfır kurşun, sıfır aromatik, % 10 oksijen ve yanmayı kolaylaştıran setan sayısının yüksek olması biyodizel yakıtlarının önemli özelliklerindedir. Bu yüzden biyodizel hem daha çevreci hem de daha ekonomik olduğundan dolayı dizel yakıtına alternatif yakıt olarak düşünülmektedir [41].

Biyodizel, dizel motorlarında saf biyodizel ve biyodizel-dizel karışımları herhangi bir motor modifikasyonuna ihtiyaç duyulmadan kullanılmaktadır. Bundan dolayı biyodizel dizele alternatif yakıt olarak daha büyük ilgi görmektedir [42]. Biyodizel ve dizel-biyodizel karışımı kullanımı ile CO, PM, SO_x emisyonlarında azalma görülmektedir. Biyodizel, dizel yakıttan daha az egzoz gazı emisyonu salmaktadır [37]. Dizel yakıtla kıyaslandığında biyodizel kullanımıyla birlikte sülfür oksit ve sülfat emisyonuyla oluşan kirlilik olmamaktadır. Dizel yakıtlara göre biyodizel kullanımlarındaki karbon monoksit salınımı oldukça azalmaktadır [43].

Partiküllü ortamda meydana gelen solunum insan sağlığını olumsuz etkilemektedir. Dizel yakıtlara göre biyodizel kullanımlarında ortaya çıkan partikül miktarı azalmaktadır. Biyodizel kükürt muhteva etmediğinden kükürt dioksit emisyonu meydana gelmemektedir. Bu emisyon özellikleri ile kanserojen etkenleri azalmakta ve kanser riski yaklaşık % 90'a kadar düşmektedir [44]. Ayrıca biyodizel kükürt içermediğinden egzoz emisyonlarının azaltılmasında ve NO_x kontrolünde kullanılabilir. Bunun aksine geleneksel dizel yakıtı kükürt içerdiği için NO_x kontrol teknolojilerinde

kullanılmamaktadır. Asit yağmurlarına neden olan kükürt bileşenleri biyodizel yakıtlarda oldukça azdır. Biyodizel yakıtı, ozon tabakasına olumsuz etkileri dizel yakıtına kıyasla daha azdır [45,46]. Biyodizel, dizel yakıt kullanımından kaynaklanan ve insan sağlığını tehdit eden birçok çevresel etkiyi ortadan kaldırmaktadır.

3.3. Alternatif Yakıtların Dezavantajları

Isıl değer dizel yakıtı göre daha düşük olması motordaki yanma sonucunda bir miktar güç düşüşüne neden olmaktadır. Biyodizel yakıtları dizele göre soğuk hava şartlarından daha çabuk etkilenmektedir. Özellikle bulutlanma daha erken oluşmaktadır. Bu yüzden biyodizelin soğuk iklim bölgelerinde kullanımını sınırlandırıcı bir parametredir. Bunu önlemek için farklı oranlarda biyodizel- dizel karışımları oluşturulmaktadır [47].

NO_x emisyonları dizele göre biraz daha yüksektir. Yakıt tüketimi hacimsel olarak %11, ağırlık olarak % 5–6 daha fazladır. Tarım arazilerinde gıda üretimi için ayrılan arazilerin bir kısmının daha çok kar elde edileceği düşünülerek yağ bitkisi tarımına ayrılması nedeniyle az gelişmiş ülkelerde gıda fiyatlarında artış ve gıda temininde zorluk yaşanmasına yol açabileceği de düşünülmektedir [48].

4. TİTREŞİM TEORİSİ

Bir sabit referans eksenine göre bir yüzeyin veya cismin salınım hareketlerine titreşim adı verilir. Titreşim potansiyel enerjinin kinetik enerjiye, kinetik enerjinin potansiyel enerjiye dönüşmesi sonucu oluşur. Bu sebeple sistemlerde titreşimi oluşabilmesi için potansiyel ve kinetik enerjiyi depolayan elemanların olması gerekmektedir. Yay ve elastik elemanlar potansiyel enerjiyi kütle ve atalet elemanları ise kinetik enerjiyi depolar. Bir sistemin temel kinematik özelliklerini tanımlamak için yer değiştirme, hız ve ivme parametreleri kullanılmaktadır [49,50].

4.1. Yer Değiştirme

Bir $F(t)$ kuvvetin etkisi altında kalan kütle için, sıfır noktasına veya belli bir referans noktasına göre ötelenmesi yol veya yer değiştirme miktarı olarak ifade edilir. Birimi uzunluk boyutundadır [50].

$$x(t)=A\sin(\omega t+\varphi) \quad (4.1)$$

Yer değiştirme denkleminin iki kez türevi alınarak hız ve ivme denklemleri bulunur. Hız ve ivme denklemleri aşağıda verilmiştir [50].

4.2. Hız

Birim zamanda alınan yoldur. Matematiksel olarak yer değiştirmenin zamana göre değişimidir. Birimi m/s, mm/s, mikron/s, inç/s, mil/s olabilir [50].

$$\dot{x}(t)=\frac{dx}{dt}=v(t) \quad (4.2)$$

4.3. İvme

Hızda birim zamanda oluşan değişim miktarıdır. Birimi g, m/s², mm/s², mikron/s², inç/s² olabilir. $g=9,81 \text{ m/s}^2$ [50].

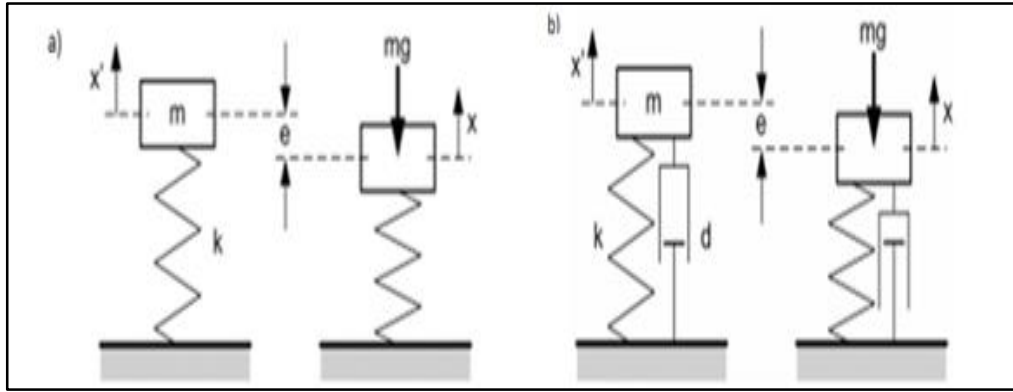
$$\ddot{x}(t)=\frac{d^2x}{dt^2}=a(t) \quad (4.3)$$

$x(t)$: zamana göre doğrusal yer değiştirme

$v(t)$: zamana göre doğrusal hız

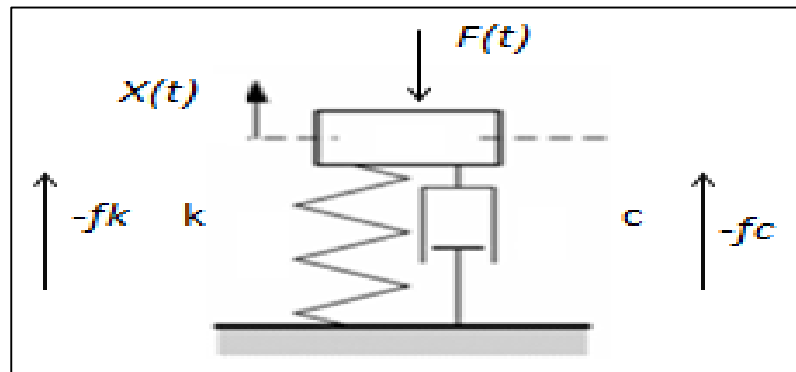
$a(t)$: zamana göre doğrusal ivme

Tek dereceli serbest yay-kütle-damper sistemi ve serbest cisim diyagramı aşağıda şekilde 4.1'te verilmiştir.



Şekil 4.1. Tek dereceli serbest sistemin serbest cisim diyagramı a) dampersiz b) damperli [50]

Şekildeki yay kinetik enerjiyi depolar. Yayın sertliği k ile gösterilir. Damper enerjiyi sönümler ve c ile gösterilir. Şekil 4.2'de görüldüğü gibi serbest cisim diyagramında görüldüğü gibi yay ve damper kütle üzerine kuvvet uygularlar. Bu kuvvetler cismin hareket yönüne ters olduğu için her zaman eksi işaretlidir. Bu kuvvetler aşağıdaki gibidir [51,52].



Şekil 4.2. Tek dereceli serbest sisteme etki eden kuvvetler [50]

$$fk = -kx(t)$$

(4.4)

$$f_c = -\dot{c}x(t) \quad (4.5)$$

Hook kanununa göre yayın uyguladığı kuvvet yayın yer değiştirme miktarı ile doğru orantılıdır. Damperin uyguladığı kuvvet kütle hızı ile doğru orantılıdır. Bu yaklaşım genel olarak kabul görmüş ve fiziksel sistemlere uygulandığında doğru sonuçlar aldığı görülmüştür. Yukarıda bahsedilen şekilde kütleye basit bir denge kuvveti uygulanabilir. Denklemler aşağıdaki gibidir [51,52].

$$F = ma(t) \text{ olduğundan } -f_c - f_k = ma(t) \quad (4.6)$$

$$\dot{x}(t) = \frac{dx}{dt} = v(t) \quad (4.7)$$

Denklem (4.7) düzenlenirse;

$$\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = 0 \quad (4.8)$$

Denklem (4.1)'de $x(t)$ yerine yazılırsa;

$$m\omega^2 A \sin(\omega t + \phi) = -kA \sin(\omega t + \phi) \quad (4.9)$$

Denklem (4.9) sadeleştirildiğinde;

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (4.10)$$

ω sistemin dampersiz doğal frekansı olarak bilinir.

A ve ϕ parametrelerinin doğru değerlerini belirlemek için iki ilk koşu gereklidir.

$x(0) = x_0$ ilk yer değiştirme

$\dot{x}(0) = v(0) = v_0$ ilk hız

$$A = \frac{\sqrt{\omega^2 x_0^2 + v_0^2}}{\omega} \quad (4.11)$$

$$\phi = \tan^{-1} \frac{\omega x_0}{v_0} \quad (4.12)$$

Denklemleri (4.11) ve (4.12) Denklem (4.1)'de yerine yazılırsa;

$$x(t) = \frac{\sqrt{\omega^2 x_0^2 + v_0^2}}{\omega} \sin\left(\omega t + \tan^{-1} \frac{\omega x_0}{v_0}\right) \quad (4.13)$$

Burada $t=0$ anında dışarıda bir kuvvet etki etmemektedir. Bu duruma serbest durum denir. Bu denklemin çözümü temel diferansiyel denklemler teorisinde iyi kurulmalıdır. İlk olarak;

$$x(t) = ae^{\lambda t} \quad (4.14)$$

Denklem (4.15) 1. ve 2. türevi alınır.

$$\dot{x}(t) = \lambda ae^{\lambda t} \quad (4.15)$$

$$\ddot{x}(t) = \lambda^2 ae^{\lambda t} \quad (4.16)$$

Denklemleri (4.15) ve (4.16) Denklem (4.8)'de yerine yazılırsa;

$$m\lambda^2 ae^{\lambda t} + c\lambda ae^{\lambda t} + k ae^{\lambda t} = 0 \quad (4.17)$$

Denklem (4.19) diskriminantı alınır;

$$\lambda_{1,2} = \frac{-c \pm \sqrt{c^2 - 4km}}{2m} \quad (4.18)$$

$c^2 - 4km$ Negatif, sıfır ve pozitif olmsk üzere üç şekilde incelenir. Bu şekilde sistemin damper seviyesi bulunur. $C_{cr} = 2\sqrt{km} = 2m\omega$ değeri denklemin sıfır yapan değerdir [52,54].

$$\zeta = \frac{c}{C_{cr}} = \frac{c}{2m\omega} \quad (4.19)$$

C yerine ζ yazılırsa;

$$\lambda_{1,2} = -\zeta\omega \pm \omega\sqrt{\zeta^2 - 1} \quad (4.20)$$

4.4. Titreşim parametreleri

4.4.1. Basit harmonik hareket

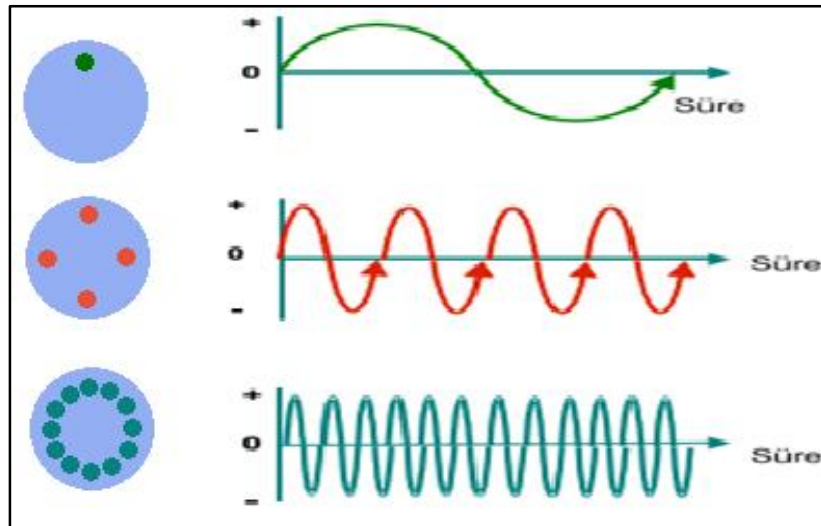
En basit titreşim türü harmonik titreşimdir. Harmonik titreşimde yer değiştirme ile zaman arasındaki ilişki şu ifade ile belirtilir:

$$x(t)=A\sin(\omega t \phi) \quad (4.21)$$

Burada A yer değiştirme genliğidir. Titreşim ve titreşim fazların gösterimi şekil 4.5’de verilmektedir. Titreşim hareketinde titreşimi belirleyen başlıca parametreler periyot (T), frekans (f), açısal frekans (ω), faz(ϕ) ve yer değiştirme genliği x(t) dir [49,50].

4.4.2. Dalga oluşumu

Dalga oluşumu grafiğinde, oluşan dalganın yatay eksenini zaman ve birimi saniyedir. Düşey eksen genliği ifade eder. Şekil 4.3’de görüldüğü gibi bir disk verilmiş olsun. Bu disk üzerinde üç farklı durum olsun. Birinci durumda diskte balansı bozacak tek bir kütle var. Bu kütle disk bir tur attığında bir vurutuya yol açar. Benzer şekilde diğer disklerde bir tur attığında birinde dört diğerinde ise 12 vurutuya neden olmaktadır [55].



Şekil 4.3. Dalga oluşumu [55]

4.4.3. Periyot

Titreşim hareketi kendini belli bir süre içinde tekrar etme süresi olarak düşünülebilir. Yani titreşimin tekrarlanma süresidir. Birimi saniyedir. T ile gösterilir [56].

4.4.4. Frekans

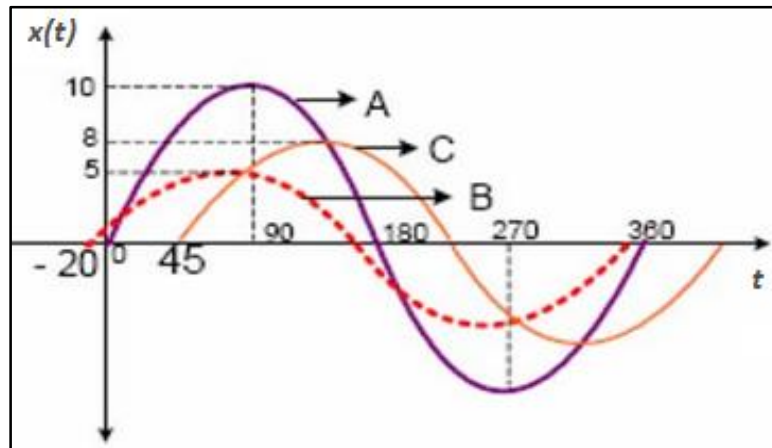
Titreşim hareketinin birim zamanda tekrarlanma sayısıdır. İki farklı şekilde ifade edilir. Titreşim hareketinin bir saniye süre içinde tekrarlanma sıklığıdır. Birimi hertz (Hz)'dir. Titreşim hareketinin bir dakika süre içinde tekrarlanma miktarıdır. Birimi RPM (Revolution per minute) olarak alınır. $d/d/60 = \text{Hz}$ olarak dönüşüm yapılabilir. Frekans ile periyot arasında $f=1/T$ bağıntısı vardır [50].

4.4.5. Açısal frekans

Dönme hareketi yapan bir cismin birim zamanda kat ettiği yolun radyan cinsinden değeridir. Birimi rad/s'dir, $\omega = 2\pi f$ ile ifade edilir [50].

4.4.6. Faz

Şekil 4.4'de görüldüğü gibi örnek sinyalin faz durumları gösterilmektedir. Örneğin bir kayalığa seslenildiğinde belli bir süre ses tekrar geri yansır. Bu gecikmeye faz açısı denebilir. Birimi derece veya radyandır. $0-360^\circ$ veya $0-2\pi$ arasında değerler alır.



Şekil 4.4. Farklı faz durumları [70]

Dönen cisimlerde faz açısı hesaplanırken, referans noktasından itibaren dönüş yönünün tersi pozitif yön olarak ifade edilir.

Faz, dengesiz bir rotorda yerleştirilecek kütlenin yerinin belirlenmesinde, dengesizlik, eksen kaçıklığı, gevşeklik ve diğer makina arızalarının birbirlerinden ayırt edilmesinde önemli rol oynamaktadır [50].

A: referans sinyal

B: eksi faz

C: pozitif faz

4.4.7. Genlik

Titreşimin şiddetini ifade eder. Eğri üzerindeki sıfır noktası ile tepe noktası arasındaki mesafedir. Birimi uzunluk boyutundadır. Genlik tepe değeri, tepeler arası değeri, RMS ve ortalama olmak üzere dört farklı şekilde adlandırılır ve Şekil 4.5’de gösterilmektedir [50]. RMS değeri sonraki bölümde anlatılacaktır.

4.4.7.1. Tepe değeri

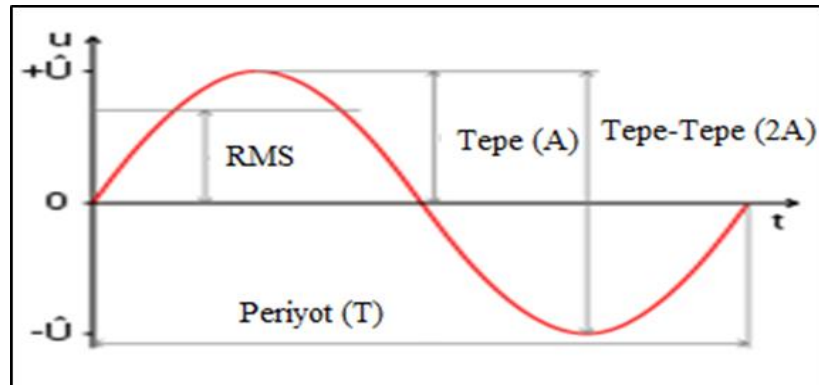
(A) Sıfır noktasına göre maksimum titreşimleri ifade eder [50].

4.4.7.2. Tepeler arası değeri

(2A) Pozitif ve negatif yöndeki maksimum titreşimleri ifade eder [50].

4.4.7.3. Ortalama

Bir sinyalin iki zaman 0-t aralığında aldığı değerlerin aritmetik ortalamasıdır [50].



Şekil 4.5. Genlik değerlerinin gösterimi [71]

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_0^t x(t) \quad (4.22)$$

$x(t)$ =sinyal

N =örnek sayısı

x = ortalama sinyal değer

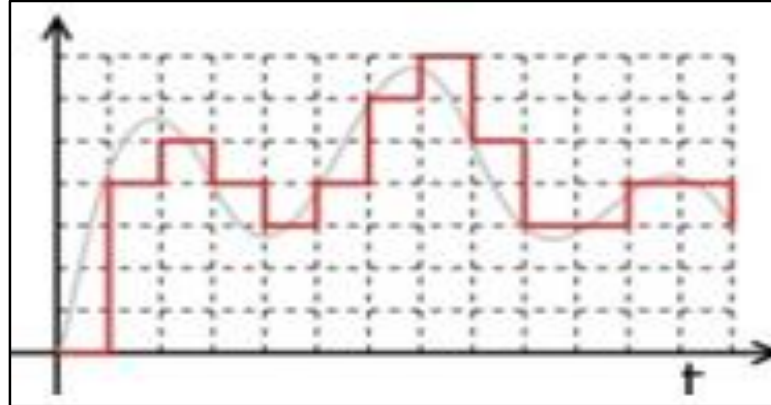
5. VERİ TOPLAMA VE SİNYAL İŞLEME

5.1. Veri Toplama

Sinyal işlemede veri toplama çok önemli bir aşamadır. Örneklenmiş zaman tabanlı sinyaller ve bu sinyallerin frekans tabanına dönüşümü ile ilgilenirken sonuçların doğruluğunun ve geçerliliğinin sağlanmasını yapan birçok kavram vardır. Elde edilen sinyalin karakteristiğini belirleyen parametreler bu bölümde anlatılacaktır.

5.1.1. Niceleme

Analog-dijital dönüştürücüler (ADC) analog sinyalini dijital sinyale örnekleyen, depolayan ve görüntüleyen gerçek zamanda analiz eden bir yazılım cihazıdır.



Şekil 5.1 Sinyalin niceleme görünümü [72]

Şekil 5.1’de görüldüğü gibi analog değerleri gerçek zamanda sürekli olduğundan her zaman dilimine karşılık gelen bir analog değeri vardır. Analog değerlerinin tamamını dijitalle çevirmek çok zor, karmaşık ve maliyetli bir süreçtir. Bundan dolayı analog değerleri üzerinden belirli zaman aralıkları ile sinyal örneklenir. Analog sinyallerinin çıkışı için tam ölçekli voltaj aralığı kullanılır. Genellikle voltaj aralıkları 0-10 V (tek kutuplu) veya +5 -5 V (çift kutuplu) şeklindedir. Bu aralıkların devreye uygun olmadığı zaman devre zarar görebilir. ADC’lerden alınan dijital sinyalin boyutuna çözünürlük denir ve bit ile ifade edilir. Örneğin ADC’den 12 bitlik veri alındığımda ölçek $2^{12}=4096$ kadar bölünmektedir [57].

$$\Delta A_{\text{sinyal}} = \frac{F_s}{2^N} \quad (5.1)$$

ΔA_{sinyal} : Sinyalin genliğindeki en ufak değişim

F_s : Tam ölçekli voltaj aralığı

N : ADC deki bit değeri

5.1.2. Örneklemeye frekansı

Analog sinyallerin voltajı sürekli değişir. Sensörler genellikle bir fiziksel olayın çıkış sinyallerini ölçmek için kullanılır. Bu analog sinyaller niceleme veya analog-sayısal dönüştürücü (ADC) olarak bilinen bir işlem ile örneklenir veya ayrık sayısal sinyale bilgisine dönüştürür. Örneklemeye, sürekli analog sinyalin bir ayrık genlikli örneklemeye fonksiyonu ile çarpıldığı bir işlem olarak düşünülebilir. Sonuçta sinyal bir ayrık zamanlıdır. Yani genlik değerleri zamanda eşit bir şekilde yer kaplamaktadır [57].

Örneklenmiş sinyalde değerler arasındaki (örneklemeye periyodu da denir) zaman örneklemeye frekansına ile ilgilidir. Örneklemeye periyodu formülü aşağıda verilmiştir.

$$F_s = \frac{1}{\Delta t} \quad (5.2)$$

F_s : Örneklemeye frekansı veya oranı

Δt : örneklemeye periyodu

Doğru örneklemeye bilgisi elde etmek için uygun örneklemeye frekansı seçiminde dikkatli olmak gerekir. Shannon's örneklemeye Teoremine göre örneklemeye frekansı seçilirken ölçüm sinyalinin en az iki katı alınmalıdır.

$$F_s > 2f_{\text{max}} \quad (5.3)$$

$\frac{F_s}{2}$: Nyquist frekansı

f_{max} : maksimum frekans değeri

Örneklemeye frekansı teoride ölçüm sinyalin en az iki katı alındığını söylene de uygulamada iki katından daha fazla olduğunda doğru bilgi elde edilmektedir. En az

çözülebilir frekans veya frekans çözünürlüğü ölçüm periyodunun uzunluğu ile belirlenir.

$$\Delta f = \frac{1}{T} \quad (5.4)$$

Δf : frekans çözünürlüğü

T : ölçüm periyodu

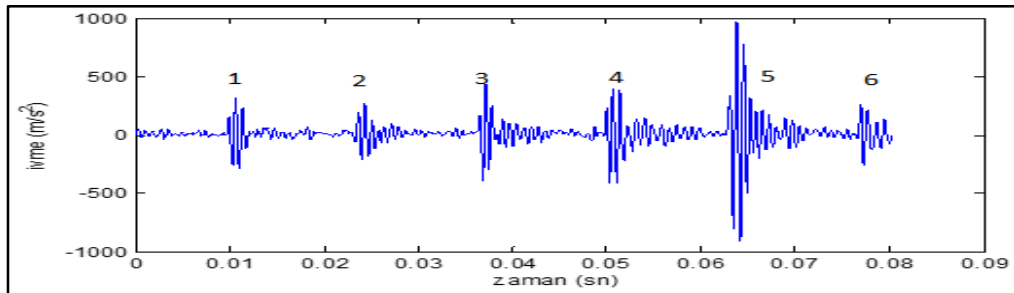
Denklemden de açıkça görülmektedir ki verilen frekansı çözünmesi için, ölçüm periyodu bu frekansta en az bir tam çevrimi yakalaması için yeterli uzunlukta olmalıdır [57,58].

5.2. Sinyal İşleme

Veri toplama kadar sinyal işleme de çok önemlidir. Titreşim verileri uygun bir yöntem ile belirlenmelidir. Belirlenen bu yöntem, titreşim sinyalleri analizi edilirken daha doğru sonuçlar elde edilmesine yardımcı olmalıdır. Motor titreşimi incelenirken X,Y,Z yönlerinde veri toplanabilir. Bu yönlerdeki toplanan verilerin hassasiyeti farklı bileşenlere göre değişmektedir. Motor titreşiminde mekanik ve yanma olaylarından kaynaklı farklı genliklerde ivmelenmeler oluşmaktadır. Bu oluşumları görebilmek için ivmeölçerlerin motor üzerindeki konumları çok önemli görülmektedir.

5.2.1. Zaman tabanında analiz

Zaman tabanı analizinde ölçüm sinyallerini zamanın bir fonksiyonu olarak gösterir. Genellikle ham veriyi zaman tabanında yorumlamak oldukça zordur. Şekilde 5.2’de zaman tabanında titreşim ivme verileri görülmektedir.



Şekil 5.2. Zaman tabanında sinyalin gösterimi

5.2.2. Ortalama karekök değeri (Rms)

Sinyalin zaman tabanında RMS analizi yapılmaktadır. RMS analizi, sinyalinin enerji içeriği hakkında bilgiler vermektedir.

$$x_{\text{RMS}} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i^2} \quad (5.5)$$

x_{RMS} : sinyalin RMS değeri

N : örnek sayısı

x_i : i. veri örneği

RMS analizinin uygulanması ve sonuçlarının yorumu kolay olmasından dolayı önemli bir avantaja sahiptir. Ancak RMS analizi sinyalin genel karakteristiği hakkında bilgi vermemektedir. Çünkü RMS analizi sadece sinyalin genliği hakkında bilgi verir [54], [57–59, 61, 62].

5.2.3. Fourier analizi

Fourier kuramına göre bir $y(t)$ fonksiyonu aşağıdaki gibi sonsuz sayıda sinüs ve kosinüs terimlerinin toplamından oluşan trigonometrik bir seri ile gösterilebilmektedir.

$$y(t) = \frac{1}{2} a_0 + a_1(\cos\omega t) + a_2(\cos\omega t) + a_3(\cos\omega t) \dots \\ + b_1(\sin\omega t) + b_2(\sin\omega t) + b_3(\sin\omega t) + \dots \quad (5.6)$$

$$y(t) = \frac{1}{2} a_0 + \sum_{k=1}^{\infty} (a_n \cos k\omega t + b_n \sin k\omega t) \quad (5.7)$$

Bu seriye Fourier Serisi denir. Burada n indisi harmonik, a_0 , a_k ve b_0 , b_k bu harmoniklere ait Fourier katsayıları olup ω açısal frekanstır. Verilen bir $y(t)$ fonksiyonunun Fourier serisi açılımı analizine harmonik analizi denir. Açısal frekansı aşağıdaki gibidir.

$$\omega = \frac{2\pi}{T} \quad (5.8)$$

Denklem (5.7) parçalanırsa;

$$y(t) = \frac{1}{2}a_0 + \sum_{k=1}^{\infty} (c_k \cos k\omega t + \phi) \quad (5.9)$$

$$a_k = \frac{2}{T} \int_0^T y(t) \cos(k\omega t + \phi) dt \quad (5.10)$$

$$b_k = \frac{2}{T} \int_0^T y(t) \sin(k\omega t + \phi) dt \quad (5.11)$$

Şeklinde yazılabilir. Burada c_n genel teriminde $y(t)$ fonksiyonun k . harmonik fonksiyonu ϕ ise faz açısı denir. Burada harmonik genliği ve faz açısı ;

$$\phi_n = \tan^{-1} \frac{-b_k}{a_k} \quad (5.12)$$

$$c_k = (a_k^2 + b_k^2)^{\frac{1}{2}} \quad (5.13)$$

Olarak ifade edilir.

5.2.4. Fourier dönüşümü

Fourier dönüşümü genellikle bir fonksiyonu zaman tabanından frekans tabanına dönüştürmek için kullanılır. Fourier dönüşümü, bir takım sinüzoidal fonksiyonların toplamından meydana geldiği düşünülen $f(t)$ fonksiyonunu bileşenlerine ayırarak her bir bileşenin genlik değerinin bulunmasına yarar. Zaman tabanındaki bir sinyalin frekans tabanındaki ifadesine o sinyalin spektrumu denir. Zaman tabanındaki bir dizi genlik değeri ile ifade edilen bilginin frekans tabanındaki gösterimi, genlik ve faz spektrumu ile ifade edilir. Genliklerin frekans fonksiyonu olarak ifade edilmesine genlik ve faz açılarının fonksiyonu olarak ifade edilmesine ise faz spektrumu denir. Genliklerin karelerinin frekans fonksiyonu olarak ifade edilmesine güç yoğunluğu spektrumu denir. Bir periyodik fonksiyon sinüzoidal bileşenlerinin toplamı olarak gösterilir. Fourier dönüşümü fourier serilerinin genelleştirilmiş halidir. Dönüşüm denklemi aşağıdaki gibidir.

$$Y(f) = \int_{-\infty}^{\infty} y(t) e^{-j2\pi ft} dt \quad (5.14)$$

ifade edilir [59, 61–64].

5.2.5. Hızlı fourier dönüşümü

Ayrık Fourier Dönüşümünün doğrudan hesaplanmasında her bir $Y(k)$ değeri için N adet bir dizinin ayrık zamanlı Fourier dönüşümü AFD ile alınmak istendiğinde N^2 karmaşık çarpma ve $N(N-1)$ karmaşık toplama yapmak gerekmektedir. N dizi uzunluğu uzadıkça AFD' sini almak oldukça zor ve işlem yapmak zaman almaktadır. AFD'nin simetri ve periyod özelliğinden faydalanarak FFT algoritması üretilmiştir. Bir sinyalin frekans spektrumunun matematiksel olarak elde edilmesi için 2π ile periyodik olan ayrık-zamanlı frekansın bir periyodu olmasına dikkate edilmelidir [62, 64].

5.2.6. Kısa-zaman fourier dönüşümü (KZFD)

Fourier Dönüşümü, $y(f)$ frekanslı bileşen zamanın herhangi bir anda olması integrasyonu değiştirmeyecektir. Çünkü f frekanslı bileşenin t_1 ya da t_2 anında olması integrasyon sonucunu değiştirmeyecektir. Fourier Dönüşümü, yalnızca belirli bir aralıktaki frekans bileşeninin var olup olmadığını belirlemektedir (Fourier Dönüşümü ile işaretin sadece spektral analizi elde edilir). Kısa Süreli Fourier Dönüşümünde durağan olmayan işaret, zamanda durağan kabul edilerek küçük pencerele bölünüp işlem yapılmaktadır. Yani, Fourier Dönüşümünden farklı olarak, küçük pencerele bakılarak pencere içinde kalan işaretin durağan olduğu kabul edilir. Fourier dönüşümleri lineer spektrum olarak da ifade edilir.

Kısa Süreli Fourier Dönüşümünü;

$$Y(f) = \int_{-\infty}^{\infty} y(t) e^{-j2\pi ft} dt \quad (5.15)$$

şeklinde ifade edilir [59–61, 63].

5.2.7. Pencere fonksiyonu

Pencere fonksiyonları sinyal işlemede periyodik sinyallerde kullanılır. Periyodik sinyallerde sızma denilen bir durum söz konusudur. Bu periyodik sinyallerin sızmalarını önlemek için pencere fonksiyonu kullanılır. Kısa zamanlı Fourier ile çarpılır ve aşağıdaki gibi ifade edilir [60].

$$w(n)=\begin{cases} 1 & 0 \leq n \leq N-1 \\ 0 & \text{diğer} \end{cases} \quad (5.16)$$

Örnek olarak Hanning pencere fonksiyonu;

$$\text{Hanning}=w(n)=\begin{cases} 0,5+0,5 \cos \frac{2\pi n}{N-1}, & |n| \leq \frac{N-1}{2} \\ 0 & \text{diğer} \end{cases} \quad (5.17)$$

$$Y(f)=\int_{-\infty}^{\infty} y(t)e^{-j2\pi ft} dt * w(n) \quad (5.18)$$

$w(n)$ = pencere fonksiyonu

$Y(f)$ =zaman tabanındaki sinyalin frekans dönüşümü

5.2.8. Güç spektrumu

Güç spektrum, Fourier spektrumu ve eşleniği ile çarpımı olarak tanımlanan bir fonksiyondur.

$$S_{xx}(m)=\frac{1}{N}|X_m|^2 \quad m=0, 1, 2, \dots, N-1 \quad (5.19)$$

Olarak ifade elde edilir.

S_{xx} =Sinyalin güç spektrum

Bu değer lineer spektrumun karekök büyüklüğüne eşdeğer gerçekte bir değerdir. Güç spektrum analizi hesaplamasında faz bilgisi içermez. Bu spektrum genlik ve frekans bilgisini içeren analiz yöntemidir [57, 59, 62, 64].

5.2.9. Çapraz güç spektrumu

Çapraz güç spektrumu giriş ve çıkış sinyallerinin arasındaki kolerasyonu belirlemektedir.

$$S_{xy}(m) = \frac{1}{N} (|X_m|^2 * |Y_m|^2) \quad m=0, 1, 2, \dots, N-1 \quad (5.20)$$

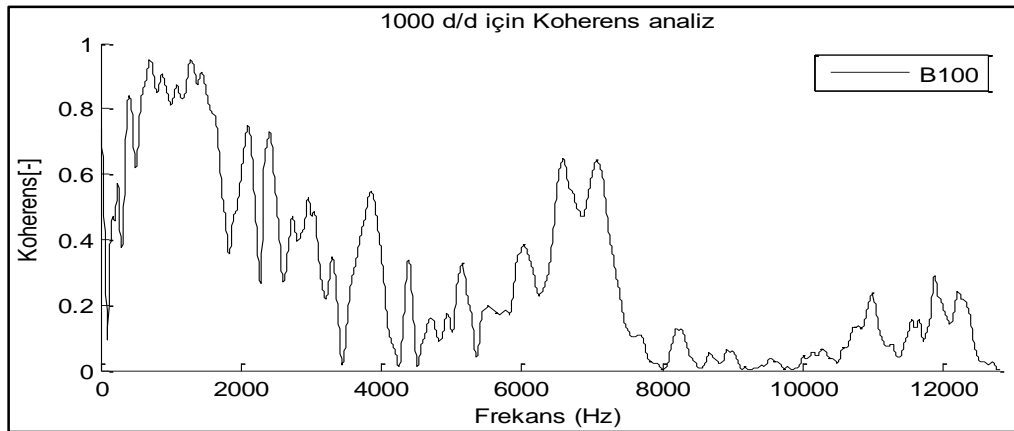
S_{xy} =çapraz güç spektrumu

Çapraz güç spektrum analizi hesaplamasında faz bilgisi içermez. Bu spektrum genlik ve frekans bilgisini içeren analiz yöntemidir [57, 59, 62, 64].

5.2.10. Koherens fonksiyonu

Koherens frekans tabanında iki sinyal arasındaki doğrusal ilişkinin derecesini gösterir. Koherens fonksiyonu sinyale 0 ve 1 arasında genlik değeri atar. Sıfıra yakın frekanslar iki sinyal arasında herhangi bir ilişkinin olmadığını gösterir. Bire yaklaştıkça iki sinyalin aralıklarındaki ilişkinin % 100'e yakın bir ilişki olduğunu ifade etmektedir. Koherens değeri alınırken aşağıdaki hususlara dikkat edilmesi gerekir;

- i. Bire yakın Koherens tepki değeri, giriş ile doğrusal ilişki olduğunu gösterir.
- ii. Gürültü sinyalleri koherens değerini azaltan etkidir.
- iii. Giriş ile tepki arasında lineer olmayan bir durum varsa, bu durumda koherens değeri azalır.
- iv. Giriş sinyallerindeki dış etkiler nedeniyle koherens değeri bozulabilir.



Şekil 5.3. Basınç verisi ile titreşim verisinin koherensi

$$C_{x,y}(f) = \frac{S_{xy}}{S_{xx} \times S_{yy}} \quad (5.21)$$

Şekil 5.3'te verilen koherens belirli frekans aralıklarında giriş sinyali ile çıkış sinyalleri arasındaki ilişkiyi gösteren fonksiyon çeşididir. Koherens fonksiyonu giriş ve çıkış sinyallerinin çapraz güç spektrumun (S_{xy}), giriş (S_{xx}) ve çıkış (S_{yy}) sinyallerinin oto güç spektrumlarının çarpımına bölünmesi ile elde edilir. Koherens fonksiyonu 41 farklı çevrimin ortalaması alınarak hesaplanmıştır [59, 64, 65].

6. MATERYAL VE METOT

Bu bölümde Kocaeli Üniversitesi BAP birimi tarafından desteklenen 2009/45 nolu proje kapsamında kurulan deney sistemini oluşturan bileşenler ve deneysel çalışmanın şartları detaylı bir şekilde verilmiştir. Deney sisteminin bileşenleri motor test sistemi ve veri toplama sisteminden oluşmaktadır. Motor test sistemi 6 silindirli Ford kargo motoru ve hidrolik dinamometreden oluşmaktadır. Veri toplama sistemi bir adet silindir basınç sensörü ve bir adet tek yönlü ivmeölçerden oluşmaktadır. Silindir basınç ve titreşim sinyalleri, eşzamanlı olarak NETdB cihazı ile alınmıştır. NETdB cihazında örnekleme frekansı 25600 Hz olarak belirlenmiştir. Daha sonra alınan bu veriler MATLAB paket programı kullanılarak analiz edilmiştir.

6.1. Motor Testlerinde Kullanılan Yakıtlar

Testlerde yakıt olarak kullanılan biyodizel, Kocaeli il merkezinde bulunan bir pastaneden alınan atık bitkisel yağdan üretilmiştir. Kocaeli Üniversitesi Alternatif Yakıtlar Araştırma-Geliştirme ve Uygulama Birimi tarafından pilot tesiste atık yağdan biyodizel üretilmiştir.

Biyodizel yakıtının özellikleri Kocaeli Üniversitesi Alternatif Yakıtlar Araştırma-Geliştirme ve Uygulama Birimi'nde belirlenmiştir. Testlerde kullanılan yakıtlar Tablo 6.1'de verildiği gibi farklı oranlarda karıştırılarak elde edilmiştir. Tablo 6.2'de üretilen biyodizel yakıtının özellikleri verilmiştir.

Tablo 6.1. Testlerde kullanılan yakıt karışım oranları

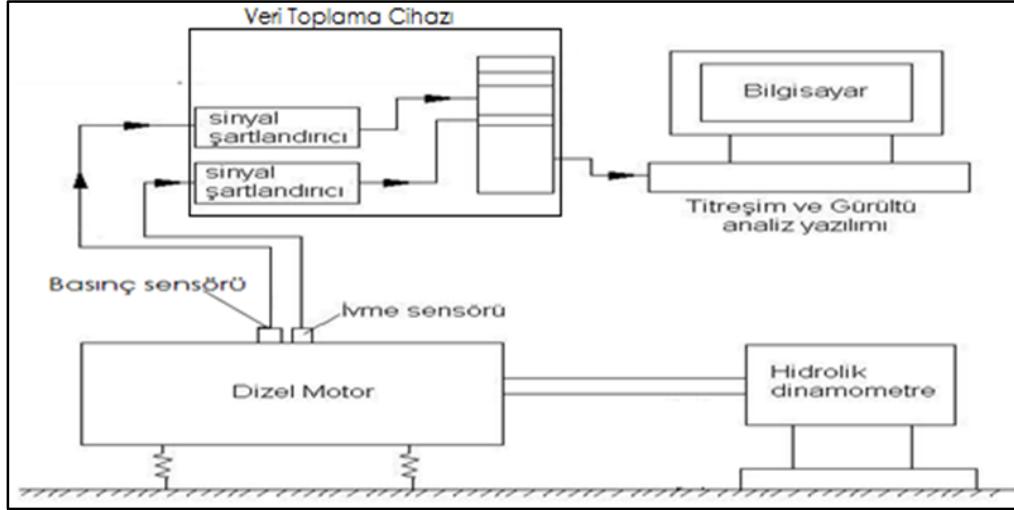
Yakıt Türü	B20	B50	B100	M
Karışım Oranı				
Dizel yakıtı	80	50	0	100
Biyodizel yakıtı	20	50	1000	0

Tablo 6.2. Atık bitkisel yağdan üretilen biyodizelin özellikleri

Özellikler	Birim	EN 14214 Biyodizel	Dizel
Yoğunluk (15°C)	kg.m ⁻³	889,4	860-900
Vizkozite (40°C)	mm ² .s ⁻¹	5,0	3,5 – 5,0
Parlama noktası	°C	163	101 min.
Asit değeri	mg KOH.g ⁻¹	0,15	0,5 maks.
Isıl değeri	kJ.kg ⁻¹	39576	44800
İyot Sayısı	g 1,100g ⁻¹	119,8	120 maks.
Kükürt İçeriği	ppm	6,3	10 maks
Setan sayısı	--	54	51 min

6.2. Motor Titreşim Testleri

Kocaeli Üniversitesi BAP birimi tarafından desteklenen 2009/45 nolu proje kapsamında motor testleri yapılmıştır. Bu kapsamda Ford Cargo model dört zamanlı, altı silindirli, direk püskürtmeli, turbo beslemeli bir dizel motor kullanılmıştır. Tablo 6.3'te testlerde kullanılan motorun teknik özellikleri verilmiştir. Motor testleri 100 Nm sabit yükte 1000, 1250, 1500, 1750 ve 2000 d/d hızlarda ve 1500 d/d sabit hızda 100, 200, 300 Nm motor yüklerinde gerçekleştirilmiştir. Testlerde kullanılan yakıtlar, hacimsel olarak %20 (B20) ve %50 (B50) oranlarında karıştırılmış dizel-biyodizel karışımları, (B100) saf biyodizel ve dizel yakıtıdır. Şekil 6.1'de deneylerde kullanılan motor test sisteminin şematik görünüşü verilmiştir. Her bir test şartında silindir gaz basıncı sinyali ve titreşim sinyali toplanmıştır.



Şekil 6.1. Motor test sistemi şematik görünüşü

Tablo 6.3. Testlerde kullanılan motorun teknik özellikleri

Motor	6 lt Ford Kargo
Tipi	Direkt püskürtmeli, doğal emişli, 4 zamanlı, su soğutmalı
Silindir sayısı	6
Silindir çapı	104,80 mm
Strok (Kurs)	114,90 mm
Sıkıştırma oranı	15,9: 1
Püskürtme pompası	Mekanik regülâtörlü sıra tipi pompa
Püskürtme basıncı	197 bar
Enjektör delik çapı ve sayısı	0,3 mm, 4 delikli
Maksimum güç	81 kW / 2600 d/d
Maksimum moment	335 Nm / 1500 d/d
Püskürtme sırası	1-5-3-6-2-4
Rölanti devri	625–675 d/d

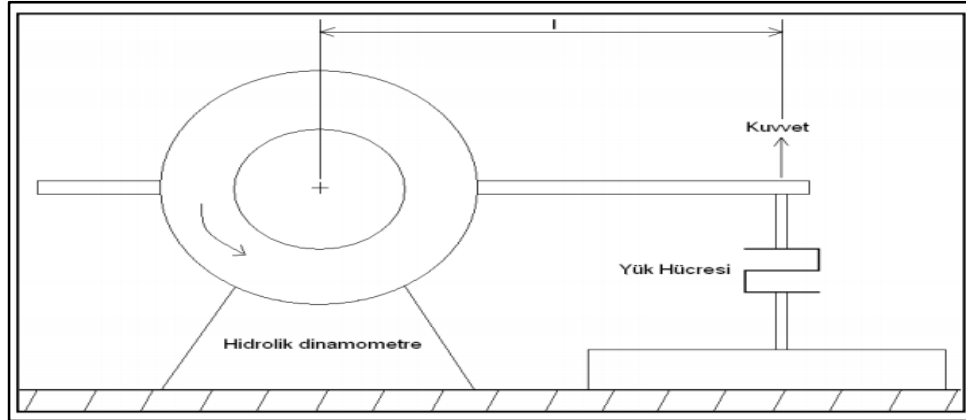
6.3. Motor Momenti

Motorun iş yapabilme yeteneğinin iyi bir göstergesi olan ve krank miline uygulanan döndürme momenti (tork) olarak tanımlanan motor momenti mekanik, hidrolik, elektrikli ve elektromanyetik dinamometreler kullanılarak ölçülebilmektedir. Motor testlerinde motor moment ölçümü için hidrolik dinamometre kullanılmıştır.



Şekil 6.2. Hidrolik dinamometre sistemi

Hidrolik dinamometre stator ve rotor kısımlarından oluşmaktadır. Bu tür dinamometrelerde dönen kısımdaki mekanik enerji çark etrafında dolaşan suyun miktarı ve debisi kontrol edilerek motor yükleme işlemi gerçekleştirilmektedir. Su ile aynı zamanda soğutma işlemi de yapılmaktadır. Rotor ile motor volanı bir kardan mili kullanılarak birbirlerine bağlanmışlardır. Motor testlerinde kullanılan dinamometre sistemi ve şematik resmi, sırasıyla, Şekil 6.2 ve Şekil 6.3’de gösterilmiştir.



Şekil 6.3. Hidrolik dinamometrenin şeması

Testler sırasında yük hücresinde ölçülen kuvvet F (N) ve kuvvet (moment) kolu (l) kullanılarak motorun ürettiği moment aşağıdaki gibi hesaplanabilir;

$$\tau = F \cdot l \quad (6.1)$$

Bu formüldeki l uzunluğu, F kuvvetinin etki ettiği nokta ile rotor merkezi arasındaki uzaklıktır.

6.4. Sensörler

Kuvars kristal silindir şeklindedir ve iki temel piezo-elektrik etki bulunmaktadır. Birincisi enine ikincisi ise boyuna etkidir. Enine etkide sensörün kristal, yapısına y düzleminde bir kuvvet uygulanır ve x düzleminde gerilim elde edilir. Boyuna etkide ise kristalin x düzlemine kuvvet uygulanmakta yine x düzlemi üzerinden gerilim elde edilmektedir. Kuvars kristal silindir şeklinde kesilmektedir. Silindir basıncı arttığı zaman kuvars kristal yanma odasındaki metal diyafram tarafından sıkıştırılmaktadır. Bu sıkıştırmadan dolayı silindirin iç ve dış yüzeyleri arasında gerilim oluşur. Oluşan bu gerilim, kristalin üzerindeki kuvvetle orantılı olarak piko kulomp (pC) olarak ölçülür. Bu özellik, piezo-elektrik olarak adlandırılır.

Şekil 6.4'te görüldüğü gibi basınç sensörünün motor üzerinde gösterilmiştir. Basınç sensörü, kristalin üzerindeki kuvvetle orantılı olarak pC cinsinden yük üretmektedir. Bu yük değeri, sinyal şartlandırıcıda işlenerek istenilen çıkış voltajı (+/- 10 V olmak üzere) alınabilir. Bu voltaj değerinin mutlak basınca çevrilmesi için, emme zamanında piston AÖN'da iken silindir basıncının atmosfer basıncına eşit olduğu kabul edilir. Mutlak basınç, herhangi bir krank açısında (θ) çıkış voltajından yararlanılarak aşağıdaki formülle hesaplanabilir.

$$P_{\theta} = C \times (E_{\theta} - E_{AÖN}) + P_{AÖN} \quad (6.2)$$

Burada $E_{AÖN}$, piston alt ölü noktada iken sinyal şartlandırıcı çıkışındaki voltaj değeridir. , herhangi bir krank açısındaki voltaj değerini, P_{θ} $E_{AÖN}$ ise piston alt ölü noktadaki basınç değerini ifade eder. C ise sinyal şartlandırıcının çıkış voltajı ile basınç arasındaki oranı belirleyen bir katsayıdır. Örneğin sinyal şartlandırıcıda 0-250 bar ölçüm aralığı ve +/- 10 V'luk bir çıkış ayarı istenildiğinde 25 bar için 1 V'luk çıkış gerilimi, 250 bar için de 10 V'luk bir çıkış elde edilir. Bu ayarlama sonucuna bağlı olarak C katsayısı 25 olarak hesaplanır. Tablo 6.4'te testlerde kullanılan basınç sensörünün teknik özellikleri verilmiştir.



Şekil 6.4. Basınç sensörünün motor üzerinde gösterimi

Tablo 6.4. Basınç sensörünün teknik özellikleri

Basınç Sensörü	Kistler 6061-B
Ölçüm Aralığı	0-250 bar
Hassasiyet ve Doğrusallık	0-250 bar(50 °C) -10 pC/bar ve +/- %0,3
Kararlı Çalışma Aralığı (°C)	0-350 °C
Doğal Frekans	90 kHz
Aşırı Yükleme	300 bar

İvmeölçerler, yaygın olarak birçok alanda mutlak hareket ölçümlerinde, şok ve titreşim ölçümlerinde kullanılabilir. Yüksek hassasiyete sahip ivmeölçerler motorlu taşıtların birçok sistemlerinde kullanılan ve arıza teşhisi için hassas titreşim sinyallerinin elde edilmesinde kullanılan en önemli ölçüm elemanlarından biridir. Titreşim verilerinin doğru bir şekilde toplanabilmesi için ivmeölçerin yerleştirilme yönüne çok dikkat edilmelidir. Ayrıca ivmeölçerler sistem içerisindeki titreşimi kontrol edip, bu titreşimin istenilen aralıkta olup olmadığını kontrol eder. İvmeölçerler çeşitli yöntemlerle çalışmaktadır. Bu sensörlerin yaygın bir şekilde kullanılanları piezo-elektrik ve kapasitif ivmeölçerlerdir. Piezo-elektrik ivmeölçerler içerisindeki mikroskobik kristaller maruz kaldıkları gerilme sonucunda maruz kaldıkları gerilmelerle orantılı olarak gerilim üretir. Üretilen bu gerilim değeri, daha evvelden tanımlanmış olan gerilim değeri ile kıyaslanır. Bu değeri, sinyal şartlandırıcıda işlenerek istenilen çıkış voltajı (+/- 10 V olmak üzere) alınabilir.



Şekil 6.5. İvmeölçerin motor üzerinde gösterimi

Bu voltaja karşılık gelen değer ivme değeri (m/s^2) olarak ölçülmüş olur. Şekil 6.5'te testlerde kullanılan ivmeölçerin motor üzerinde sabitlenmiş hali görülmektedir. Tablo 6.5'te ivmeölçerin teknik özellikleri verilmiştir.

Tablo 6.5. İvmeölçerin teknik özellikleri

İvme Sensörü	ICP 352C03
Hassasiyet	1,02 mV/(m/s^2)
Ölçüm Aralığı	$\pm 4900 m/s^2$ pk
Frekans Aralığı	0,5-10.000 Hz
Rezonans Frekansı	≥ 50 kHz
Çözünürlüğü	0,005 m/s^2 rms
Sıcaklık Aralığı	-54-+121 °C

6.5. Veri Toplama Sistemi

NetdB cihazı bir çok fonksiyonu içerisinde barındıran bir cihazdır. Bu cihaz hem veri toplama hem de veri işleme özelliğine sahip bir cihazdır. NetdB12 cihazı 12 kanala sahiptir ve gerçek zamanlı veri toplamaktadır. 60 GB'lık hard disk ile verileri anlık olarak kendi sistemine depolamaktadır. WİFİ özelliği sayesinde PDA'lar ile bağlantı olanağı sunmaktadır. Şekil 6.6'da veri toplama cihazı gösterilmiştir. Tablo 6.6'de veri toplama cihazının teknik özellikleri verilmiştir.



Şekil 6.6. NETdB 12 veri toplama cihazı

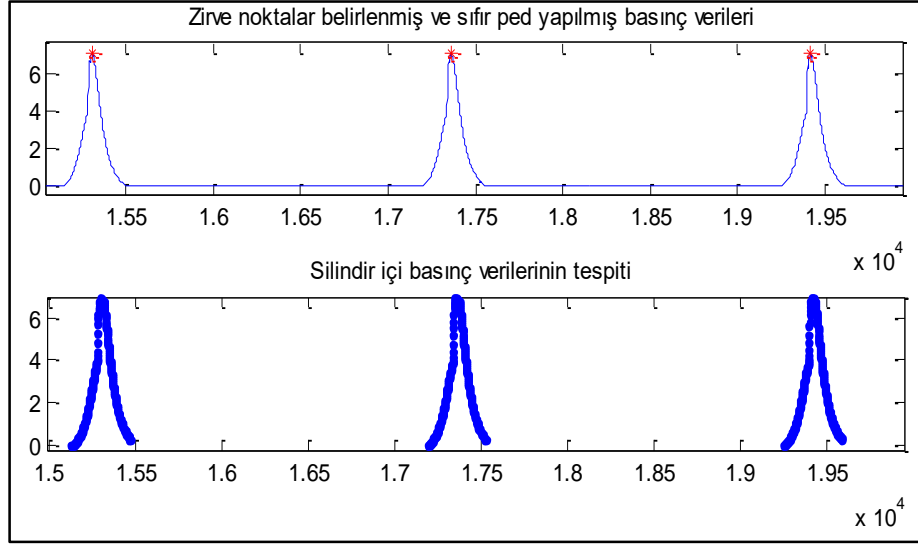
Tablo 6.6. NETdB 12 veri toplama cihazının teknik özellikleri

Kanallar	BNC bağlantılı
Çözünürlük	24 bit
Bağlantı	AC / DC / AC ICP
-20dB	14,1 V peak (10V RMS)
0dB	1,41 V Peak (1V RMS)
+20dB	141 mV peak (100 mV RMS)
Sinyal gürültü oranı : tam ölçek	>105 dB RMS
Örnekleme frekansı	12,8 kHz, 25,6 kHz veya 51,2 kHz
Tepe	15V
Giriş Voltajı	12V -14V-3,5A
Pille Çalışma Süresi	2 saat
Boyutları	85mm x 250 mm x 263 mm
Ağırlık	3,5 kg
Tetikleme Modu	BNC TTL (1.8V tetikleme gücü)

6.6. Sinyal İşleme Prosedürü

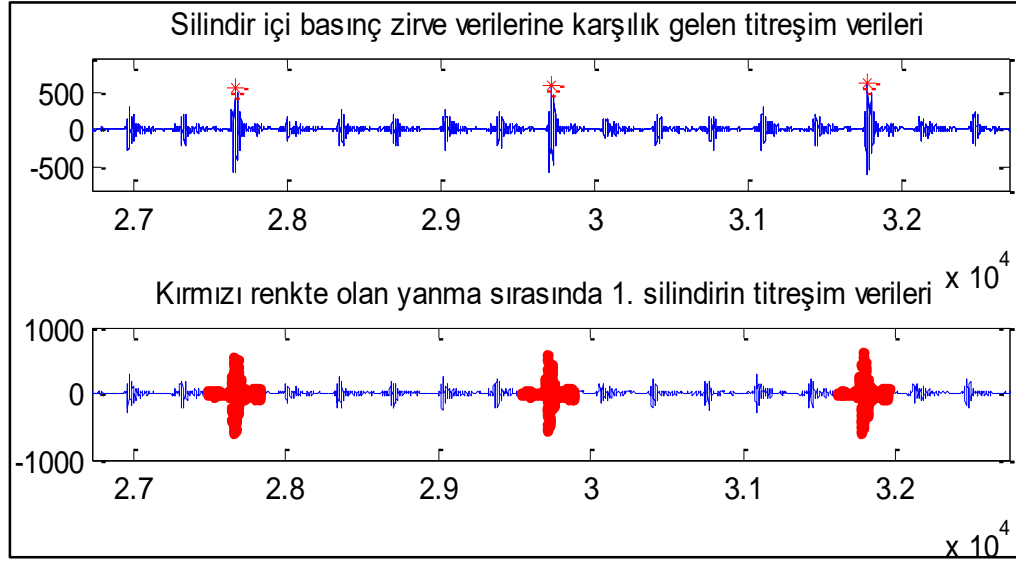
Bu tez çalışmasında silindir basıncı ve titreşim sinyalleri incelenmiştir. Bunun için test motorunun 1. silindirinden elde edilen silindir basıncı ve titreşim verilerinden faydalanılmıştır. Her iki veri 25600 Hz sabit örnekleme frekansına sahiptir. Titreşim verileri silindir basınç verileri dikkate alınarak işlenmiştir. Çünkü basınç verileri silindir içindeki yanma olayının nasıl gerçekleştiği hakkında bilgi içermektedir. Titreşim verileri basınç verilerinin indislerine göre alınmıştır.

Bu yüzden Şekil 6.7'de gösterildiği gibi basınç verilerinin zirve noktalarını belirleyerek sıfır ped (zero pad) yöntemi ile eksi değerler sıfırlanmıştır. Basınç verilerinin zirve noktalarına karşılık gelen titreşim verileri tespit edilmiştir. Bu titreşim verileri üzerinden analiz yapılmıştır.



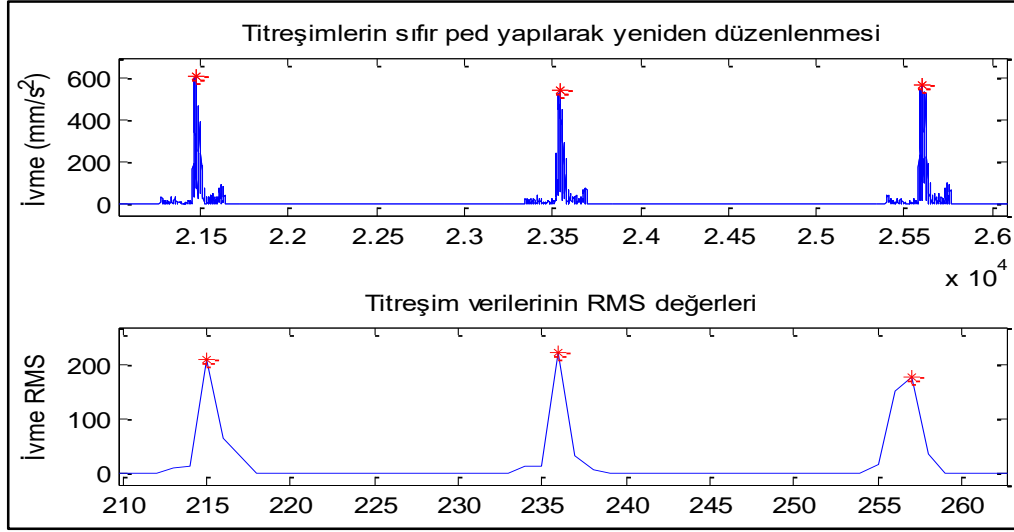
Şekil 6.7. Maksimum silindir basınç verilerinin işlenmesi

Şekil 6.8’de görüldüğü gibi titreşim verileri belirlenmiş ve zaman tabanında çizilmiştir. Zaman tabanında titreşim verilerinin Şekil 6.9’un ikinci kısmında görüldüğü gibi kırmızı renkte görülen değerlerin RMS değerleri alınmıştır. Bütün motor devri ve yükü için bu şekilde RMS analizi yapılmıştır.



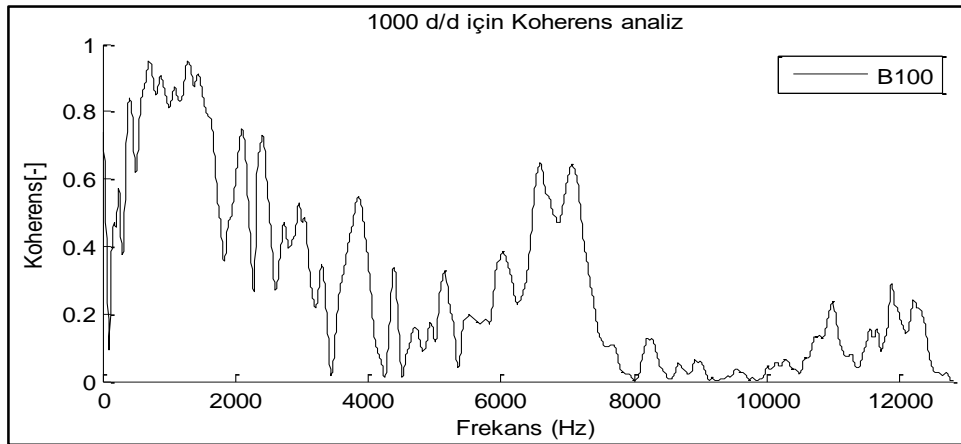
Şekil 6.8. 1. Silindirde yanma esnasında oluşan titreşim verilerinin alınması

Koherens analizi giriş ve çıkış verilerinin uyumlu olup olmadığını göstermektedir. Bunun için aynı indislerdeki basınç ve titreşim verilerinin koherens analizi yapılmıştır. Koherens analizinde giriş değeri olarak basınç değeri ve çıkış değeri olarak titreşim verileri alınmıştır.

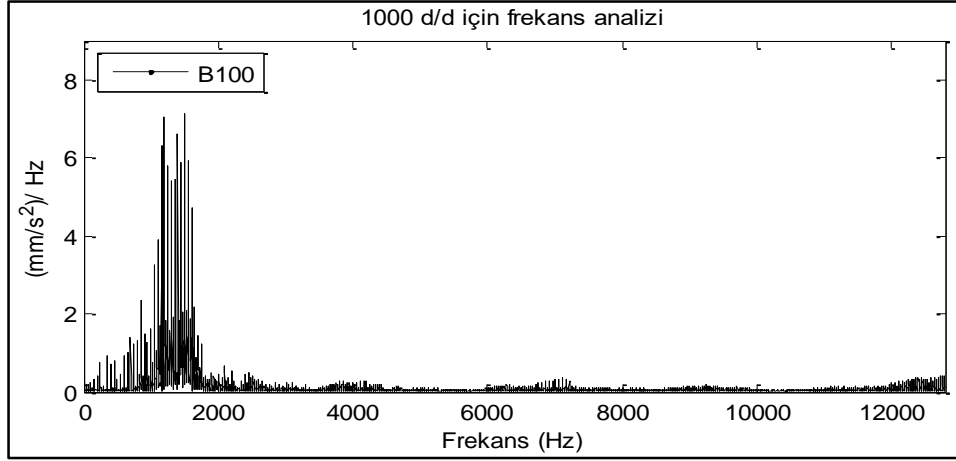


Şekil 6.9. Titreşim verilerinin işlenmesi

Koherens analizi sonucuna bakılarak uygun kesme frekans değerleri belirlenmiştir. Farklı bantlarda motorun farklı parçalarının yaydığı enerji bulunmaktadır. Bu farklı bantlarda enerjilerin hangisini yanma ile ilgili olduğunu giriş yani basınç verileri ile titreşim verileri arasındaki koherens analizi sonucunda daha belirginleşmektedir. Koherens analizi sadece belli bir banttaki frekansların yanma ile ilgili olduğunu gösterilmiştir. Şekil 6.10'da gösterildiği gibi koherens analizi sonucunda 450-2550 Hz frekans bantlarında uyum yaklaşık olarak %100 görülmektedir. Şekil 6.11'de görüldüğü gibi B100 yakıtının titreşim verileri frekans tabanında gösterilmektedir. Frekans analizinde görüldüğü gibi 0-2,5 kHz, 6-8 kHz ve 11-12 kHz bandında enerji yoğunluğu olduğu görülmüştür.



Şekil 6.10. Koherens analizi gösterimi



Şekil 6.11. B100 yakıtının titreşim verisini frekans tabanında gösterimi

6.7. İstatistiksel Analizi

İstatistiksel analiz yöntemi olarak tek yönlü ANOVA yöntemi uygulanmıştır. İstatistik analizi yapmadan önce bütün silindir basınç ve titreşim RMS değerlerinin MATLAB programında pik noktaları bulunup SPSS programına aktarılmıştır. Her bir basınç pik değerine karşılık gelen titreşim RMS değerleri yakıtlara göre gruplandırılmıştır. İlk olarak silindir basınç değişimlerinin istatistiki sonuçları (Ortalama, Standart sapma, Standart hata, Ortalamalar için %95 güven aralığı, Minimum değer, Maksimum değer) alınmıştır. Öncelikle tek yönlü ANOVA testini yapmadan varyans homojen testine bakılmıştır. Daha sonra tek yönlü ANOVA testinde gruplar arasında istatistiksel açıdan bir fark olup olmadığına bakılmıştır. İstatistiksel farklılık var ise Post hoc analizi farkın hangi grupları arasında olduğunu gösteren bir analiz yöntemidir. Tablo 6.7’de görüldüğü gibi varyans homojen testine bakılırken önemlilik değeri yani p değeri 0,05 altında ya da üstünde olup olmadığına bakılır. Eğer varyans homojen testinde önemlilik değeri ($p < 0,05$) küçük ise varyans homojenliği yoktur.

Tablo 6.8’de görüldüğü gibi ANOVA testinde fark olduğunda ise Post hoc analizi yapılır. Herhangi bir istatistiki açıdan fark yoksa Post hoc analizi yapılmamaktadır. Post hoc analizi yapılırken varyans homojenliği testine dikkat edilmesi gerekmektedir. Post hoc analizinde karşılaştırmalı yöntemler kullanılır. Bu çalışmada varyansların eşitliği sağlandığında Tukey test istatistiği tercih edilmiştir. Varyanslar eşit değilse Tamhane’s T2 test istatistiği kullanılmıştır. Eğer varyans homojen testinde önemlilik değeri ($p < 0,05$) büyükse varyans homojenliği vardır.

Tablo 6.7. Varyans homojenliği testinin gösterimi

Varyans Homojenliği Testi				
Basınç				
Levene Statistic	df1	df2	Sig.	
0,388	3	160	0,762	

Varyans homojenliği sağlamayan gruplarda homojen olmayan varyans testi istatistiği seçilmelidir. Varyans homojenliği sağlayan işlemlerde ise varyans eşitliği olan test istatistiği seçilmelidir.

Tablo 6.8. Basınç verilerinin ANOVA Testi

	Karekklerin toplamı	df	Karekök ortalaması	F	Sig.
Gruplar arası	0,397	3	0,132	16,211	0,002
Grup içi	1,306	160	0,008		
Toplam	1,704	163			

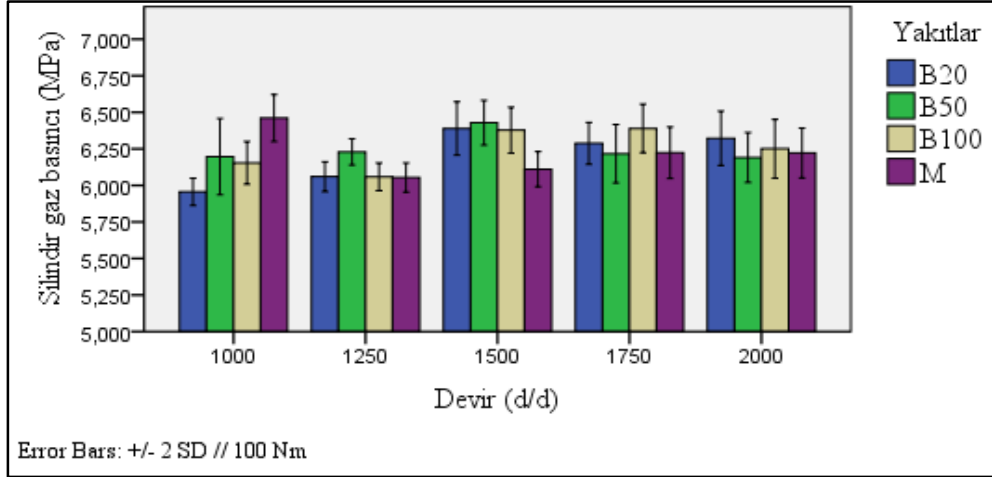
7. BULGULAR VE TARTIŞMA

7.1. Yanma Parametreleri

7.1.1. Silindir basınç değişimleri

Dizel motorlarda yanma, yanma odasına yakıtın püskürtülmeye başlandığı an itibari ile yanma sonu emisyon ürünlerinin atıldığı egzoz zamanı başlangıcına kadar süren zaman dilimi içinde fiziksel ve kimyasal olayların tamamıdır. Dizel motorlarında yanma dört aşamada incelenmektedir. Bu aşamalar tutuşma gecikmesi, ani kontrolsüz yanma, kontrollü yanma ve son olarak art yanma diye ifade edilir. Yanma sırasında tutuşma gecikmesi periyodu uzadığında, yanma odasına daha fazla yakıt püskürtülür ve daha sonra yanma odasında yakıt ve buharlaşmış yakıt miktarı artar. Bu durum kontrolsüz yanma esnasında ani basınç artışının yükselmesine sebep olur. İçten yanmalı motorlarda bu hadise dizel motor vuruntusu olarak ifade edilmektedir [28].

Silindir basınç değişimleri, içten yanmalı motorlarda işletme ve yapısal parametrelere bağlı olarak farklılık göstermektedir. Silindir içerisinde yanma kaynaklı değişen silindir basıncı motor titreşimleri üzerinde oldukça etkilidir. Sıkıştırma oranı, püskürtme avans açısı ve yakıt türü silindir basınçları üzerinde etkili değişimlere neden olmaktadır. Silindir içerisine püskürtülen yakıtın yoğunluğu, viskozitesi ve setan sayısı gibi parametrelerin etkisiyle yanma karakteristiği değişmektedir. Biyodizel yakıtlarının genel olarak dizel yakıtlardan daha yüksek setan sayısına sahip olduğu bilinmektedir. Setan sayısının yüksek veya düşük olması yakıtın tutuşma süresi üzerinde etkisi büyüktür. Setan sayısının yüksek olması tutuşmayı kolaylaştırmakta ve böylece tutuşma gecikmesi süresini kısaltarak silindir basınç değişimini etkilemektedir. Tutuşma gecikmesinin kısalması silindir içerisindeki atomize olan, buharlaşan ve hava ile karışan yakıtın miktarının azalmasına neden olmaktadır. Yakıt olarak fakir karışımın yanması sonucu meydana gelen maksimum silindir basıncı azalmaktadır [32].



Şekil 7.1. Farklı motor devirlerinde yakıtların silindir gaz basıncı

Bu kısımda silindir içi maksimum basınçların motor devri ve yükü için homojen varyans testi, ANOVA testi ve son olarak Post hoc testi yapılarak yakıt grupları arasında istatistiksel açıdan fark olup olmadığı tespiti yapılmıştır. Şekil 7.1’de farklı devirlerde ve yakıtta silindir içi basınç değerlerinin değişkenlik gösterdiği görülmektedir. Biyodizel yakıtlarının silindir gaz basıncı dizel yakıtından daha fazla çıkmıştır. Bu durum biyodizel yakıtının içerdiği oksijen miktarı, yakıt tüketimi, kaynama noktası gibi özelliklerine bağlı olduğu söylenebilir. Yakıtların setan sayıları oldukça yakın değerlerdedir. Fakat biyodizel yakıtlarının yoğunluk ve viskozite değerleri daha yüksektir. Bu yüzden biyodizel yakıtlarının dizel yakıtından biraz daha erken püskürtülmeye başlar ve yanma süresi uzar. Bundan dolayı silindir içi basınç değerleri biyodizel yakıtlarının dizel yakıtına göre daha yüksek olduğu görülmüştür [66].

Tablo 7.1. 1000 d/d motor hızında yakıtların silindir gaz basıncı (MPa)

Yakıt	1000 d/d için basınç değerleri			Ortalamalar için 95% Güven Aralığı		Min.	Maks.	M yakıtına göre % Değişim
	Orta.	Std Sapma	Std Hata	Alt sınır	Üst sınır			
				B20	5,955			
B50	6,196	0,1306	0,0204	6,154	6,237	5,916	6,549	4
B100	6,150	0,0750	0,0117	6,127	6,174	6,004	6,342	4,8
M	6,460	0,0801	0,0123	6,436	6,485	6,271	6,680	

Tablo 7.1’de 1000 d/d motor hızında yakıtların silindir basınç istatistik değerleri gösterilmektedir. Motor 1000 d/d hızında iken basınç ortalamalarının ($p < 0,05$) küçük olduğundan dolayı varyansları eşit değildir. Bu yüzden ANOVA analizi yapılırken Post hoc Tamhane’s T2 test istatistiği yöntemi tercih edilmiştir. Yakıt grupları arasında

istatistiksel olarak önemli farklılıklar bulunmuştur ($p=0,01$). M yakıtı ile diğer B20, B50, B100 yakıtları arasında anlamlı fark olduğu görülmüştür (sırasıyla ort: 0,505, 0,264, 0,310, $p=0,012$, 0,018, 0,01). Bu durumda silindir içerisinde çok düzensiz yanma olaylarının meydana geldiği söylenebilir. M yakıtının silindir basıncı motor hızı 1000 d/d iken biyodizel yakıtlarına göre oldukça yüksek çıkmıştır. Tablo 7.1’de görüldüğü gibi M yakıtına göre silindir basıncının en fazla değişimi %7,8 ile B20 yakıtında elde edilmiştir.

Tablo 7.2. 1250 d/d motor hızında yakıtların silindir gaz basıncı (MPa)

1250 d/d için basınç değerleri								
Yakıt	Orta.	Std Sapma	Std Hata	Ortalamalar için 95% Güven aralığı		Min.	Maks.	M yakıtına göre % Değişim
				Alt sınır	Üst sınır			
B20	6,064	0,050	0,007	6,042	6,074	5,960	6,205	0,08
B50	6,222	0,044	0,007	6,214	6,243	6,139	6,340	4,06
B100	6,060	0,047	0,007	6,043	6,073	5,976	6,183	0,08
M	6,052	0,049	0,007	6,037	6,068	5,986	6,182	

Tablo 7.2’de 1250 d/d motor hızında yakıtların ortalama silindir basıncı istatistik değerleri gösterilmektedir. Yakıtların ortalama basınç değerleri arasında ($p=0,991$) olduğu için varyans eşitliğine sahiptir. Post hoc Tukey test istatistiği yöntemi kullanılarak yapılmıştır. Bu analizde yakıt grupları arasında istatistiksel olarak önemli bir farklılık olduğu gözlenmiştir. M yakıtı ile B50 yakıtı arasında önemli fark olduğu tespit edilmiştir ($p=0,012$, ort: -0,169). Buna ek olarak B50 yakıtı ile diğer B20 ve B100 biyodizel yakıtları arasında önemli bir fark elde edilmiştir (sırasıyla ort: 0,157, 0,161, $p=0,009$, 0,002). Tablo 7.2’de görüldüğü gibi B50 yakıtı M yakıtında % 4,06 ile en fazla ortalama silindir basıncı elde edilmiştir. Bu durumda yakıt yanma karakteristiklerinde değişkenlik gösterdiği görülmüştür.

Tablo 7.3. 1500 d/d motor hızında yakıtların silindir gaz basıncı (MPa)

1500 d/d için basınç değerleri								
Yakıt	Orta.	Std Sapma	Std Hata	Ortalamalar için		Min.	Maks.	M yakıtına göre % Değişim
				95% Güven Aralığı				
				Alt sınır	Üst sınır			
B20	6,389	0,0914	,0142	6,360	6,417	6,234	6,638	4,55
B50	6,428	0,0762	0,0119	6,404	6,452	6,256	6,566	5,2
B100	6,377	0,0785	0,0122	6,352	6,402	6,244	6,561	4,36
M	6,111	0,0602	0,0094	6,0923	6,130	5,949	6,229	

Tablo 7.3'te 1500 d/d motor hızında yakıtların silindir basınç istatistik değerleri gösterilmektedir. Motor 1500 d/d hızında yakıtların olduğu için varyans eşitliğine sahip olduğu görülmüş ve Post hoc Tukey test istatistiği yöntemi kullanılmıştır. M yakıtının diğer yakıt grupları ile istatistiksel olarak önemli bir farka sahip olduğu tespit edilmiştir (sırasıyla ort: -0,278, -0,317, -0,266). Tablo 7.3'de görüldüğü gibi silindir basıncı M yakıtına göre en fazla değişim % 5,2 ile B50 yakıtında elde edilmiştir.

Tablo 7.4. 1750 d/d motor hızında yakıtların silindir gaz basıncı (MPa)

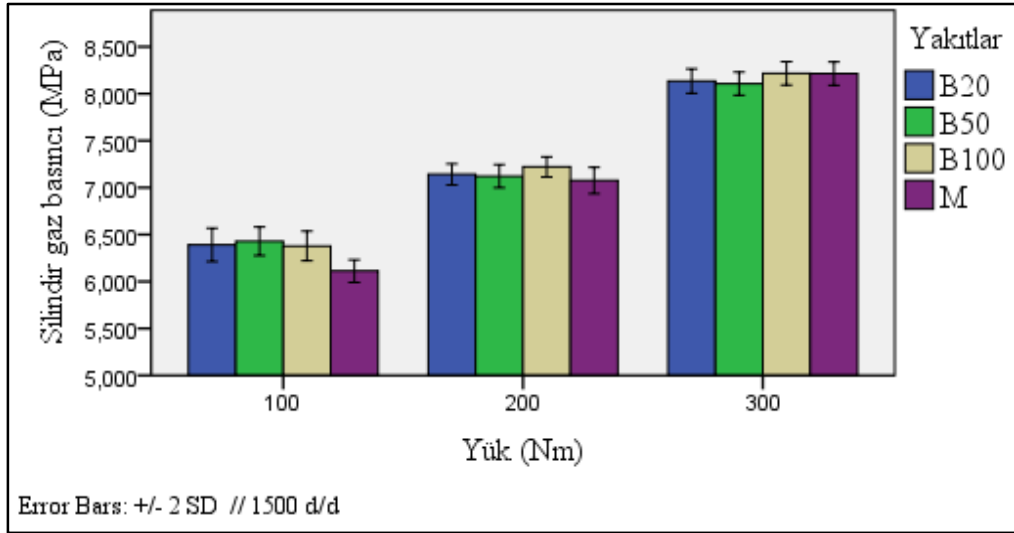
1750 d/d için basınç değerleri								
Yakıt	Orta.	Std Sapma	Std Hata	Ortalamalar için		Min.	Maks.	M yakıtına göre % Değişim
				95% Güven Aralığı				
				Alt sınır	Üst sınır			
B20	6,287	0,0713	0,0111	6,264	6,309	6,146	6,418	1,07
B50	6,216	0,0997	0,01554	6,184	6,247	6,059	6,458	0,06
B100	6,388	0,0831	0,0129	6,365	6,417	6,238	6,595	2,75
M	6,2170	0,1109	0,0868	6,193	6,248	6,040	6,517	

Tablo 7.4'te 1750 d/d motor hızında yakıtların silindir basınç istatistik değerleri verilmiştir. Yakıt grupları arasında varyans eşitliğine sahip olduğu tespit edilmiştir. Post hoc Tukey test istatistiği yöntemi kullanılmıştır. Yakıtlar arası önemli farklılıklar olduğu görülmüştür. Post hoc analizinde M yakıtının B20 ve B100 yakıtları arasında benzerlik olmadığı tespit edilmiştir (sırasıyla ort:-0,070 -0,171, p=0,003, 0,012). Ayrıca B100 yakıtının diğer biyodizel yakıtları arasında önemli farklılık elde edilmiştir (sırasıyla ort: 0,101, 0,188, p=0,003, 0,009). Tablo 7.4'de görüldüğü gibi M yakıtına göre en fazla değişim %2,75 ile B100 yakıtında elde edilmiştir.

Tablo 7.5. 2000 d/d motor hızında yakıtların silindir gaz basıncı (MPa)

Yakıt	Orta.	Std Sapma	Std Hata	Ortalamalar için		Min.	Maks.	M yakıtına göre % Değişim
				95% Güven Aralığı				
				Alt sınır	Üst sınır			
B20	6,322	0,0928	0,0144	6,293	6,351	6,130	6,526	1,68
B50	6,190	0,0853	0,0133	6,163	6,217	5,992	6,378	0,43
B100	6,250	0,0994	0,0155	6,218	6,281	6,137	6,539	0,53
M	6,217	0,0828	0,0129	6,191	6,244	6,058	6,408	

Tablo 7.5'te 2000 d/d motor hızında yakıtların silindir basınç istatistik değerleri verilmiştir. Yakıt grupları arasında varyans eşitliğine sahip olduğu tespit edilmiştir. Post hoc Tukey test istatistiği yöntemi kullanılmıştır. M yakıtı B20 yakıtı arasında bir benzerlik bulunamamıştır (ort: -0,104, p=0,019). Bunun dışında B20 yakıtı ile B50 ve B100 yakıtları arasında önemli farklılık elde edilmiştir (sırasıyla ort: 0,131, 0,072, p=0,021, ,0,003). Tablo 7.5'te belirtildiği gibi M yakıtına göre en fazla değişim %1,68 ile B20 yakıtında elde edilmiştir.



Şekil 7.2. Farklı motor yüklerine göre silindir gaz basıncı

Şekil 7.2'de görüldüğü gibi 1500 d/d sabit motor hızında farklı yüklerde silindir basınçları verilmiştir. 1500 d/d sabit motor hızda 100, 200, 300 Nm yükleri ile silindir basınçları incelenmiştir. Dizel yakıtına göre biyodizel yakıtların silindir basıncı daha yüksektir. Bunun nedeni biyodizel yakıtlarının ısı değeri dizel yakıtından düşüktür. Bu yüzden aynı yükü karşılayabilmesi için biyodizel yakıtlarında daha fazla tüketilir.

Silindir içerisine daha fazla yakıt girmesi silindir basıncının artmasına neden olmuş olabilir. Yakıtlar arasındaki fark yanma olayı, yanma hızı ve yanma başlangıcı gibi farklılıklarından kaynaklanmış olabilir.

Tablo 7.6. 100 Nm motor yükünde yakıtların silindir gaz basıncı (MPa)

100 Nm için basınç değerleri								
Yakıt	Orta.	Std Sapma	Std Hata	Ortalamalar için		Min.	Maks.	M yakıtına göre % Değişim
				95% Güven Aralığı				
				Alt sınır	Üst sınır			
B20	6,389	0,0914	0,0142	6,360	6,417	6,234	6,638	4,55
B50	6,428	0,0762	0,0119	6,404	6,452	6,256	6,566	5,2
B100	6,377	0,0785	0,0122	6,352	6,402	6,244	6,561	4,36
M	6,111	0,0602	0,0094	6,092	6,130	5,949	6,229	

Tablo 7.6'da 100 Nm motor yükünde yakıtların silindir basınç istatistik değerleri gösterilmiştir. Motor 100 Nm yükte yakıtların $p > 0,05$ olduğu için varyans eşitliğine sahip olduğu görülmüştür. Post hoc Tukey test istatistiği yöntemi kullanılmıştır. M yakıtının diğer yakıt grupları ile istatistiksel olarak fark olduğu gözlenmiştir (sırasıyla ort: -0,278, -0,317, -0,266, $p=0,01$, 0,02, 0,025). Tablo 7.6'da görüldüğü gibi M yakıtına göre silindir basıncında en fazla değişim % 5,2 ile B50 yakıtında elde edilmiştir.

Tablo 7.7. 200 Nm motor yükünde yakıtların silindir gaz basıncı (MPa)

200 Nm için basınç değerleri								
Yakıt	Orta.	Std Sapma	Standart. Hata	Ortalamalar için		Min.	Maks.	M yakıt göre % Değişim
				95% Güven Aralığı				
				Alt sınır	Üst sınır			
B20	7,141	0,0561	0,0087	7,123	7,15905	7,026	7,289	1,06
B50	7,121	0,0616	0,0096	7,101	7,14062	7,038	7,251	0,63
B100	7,220	0,0540	0,0084	7,203	7,23721	7,127	7,343	2,03
M	7,076	0,0702	0,0109	7,059	7,09871	6,936	7,264	

Tablo 7.7'de 200 Nm motor yükünde yakıtların silindir basınç istatistik değerleri gösterilmiştir. Yakıtların ortalama basınç değerlerinin varyans homojen testine göre ($p=0,256$) olduğu varyans homojenliğine sahiptir. Bu yüzden Post hoc Tukey test yöntemi tercih edilmiştir. M yakıtının B20, B50 ve B100 yakıtların ortalama silindir basınçları arasında istatistiksel olarak önemli bir farklılığa sahiptir (sırasıyla ort: -

0,064, -0,044, -0,143, p=0,013, 0,006, 0,008). Ayrıca B100 yakıtı ile B20 ve B50 biyodizel yakıtları arasında istatistiksel olarak bir fark olduğu tespit edilmiştir (0,078, 0,098, p=0,017, 0,007). Tablo 7.7’de görüldüğü gibi M yakıtına göre silindir basıncında en fazla değişim % 2,03 ile B100 yakıtında elde edilmiştir.

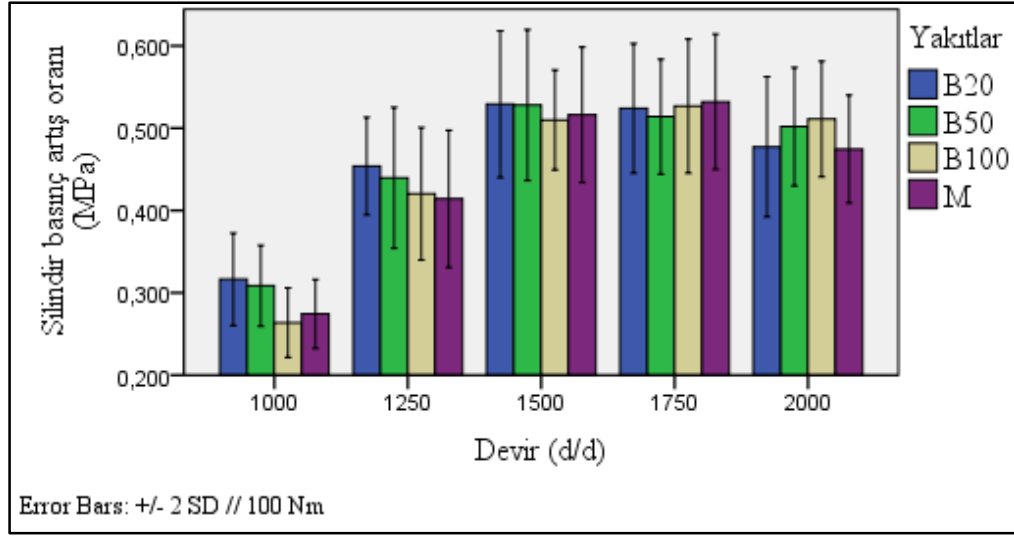
Tablo 7.8. Yakıtların 300 Nm motor yükünde silindir gaz basıncı (MPa)

300 Nm için basınç değerleri								
Yakıt	Orta.	Std Sapma	Std Hata	Ortalamalar için		Min.	Maks.	M yakıtına göre % Değişim
				95% Güven Aralığı				
				Alt sınır	Üst sınır			
B20	8,135	0,064876	0,010132	8,114	8,155	7,997	8,286	0,96
B50	8,106	0,061551	0,009613	8,087	8,126	7,972	8,243	1,31
B100	8,216	0,062523	0,009764	8,196	8,235	8,071	8,325	0,02
M	8,214	0,062329	0,009734	8,194	8,234	8,073	8,322	

Tablo 7.8’de 300 Nm motor yükünde yakıtların silindir basınç istatistik değerleri gösterilmiştir. Motor 300 Nm iken yakıtların p=0,925 olduğu için varyans eşitliğine sahip olduğu gözlenmiş ve Post hoc Tukey test istatistiği kullanılmıştır. Basınç ortalamalarının yakıt grupları arasında istatistiksel olarak önemli bir farklılığa sahip olduğu görülmüştür. M yakıtının B20 ve B50 yakıtlarının ortalama silindir basınçları arasında önemli bir farklılığa sahip olduğu tespit edilmiştir (sırasıyla ort: 0,079, 0,107, p=0,023, 0,011). B100 ve M arasında (p=0,999) olduğu için istatistiksel farklılığa sahip değildir. Bu yakıtların arasında istatistiksel olarak önemli farklılık elde edilmiştir. Tablo 7.8’de görüldüğü gibi M yakıtına göre en fazla değişim %1,31 ile B50 yakıtında görülmüştür.

7.1.2. Silindir basınç artış oranı

Dizel motorlarda motor hızı, motor yükü, hava giriş sıcaklığı, turbo şarj, yakıt tipi, püskürtme açısı ve sıkıştırma oranı gibi parametreler basınç artış hızında değişimlere neden olan parametrelerdir. Bu çalışmada yakıt türlerine göre silindir basınç artış değişimi incelenmiştir. Şekil 7.3’de görüldüğü gibi farklı yakıtların silindir basınç artış oranı verilmiştir. Silindir içerisindeki yanma ile birlikte ani basınç artışı meydana gelmektedir. Bu basınç artış oranının maksimum olduğu nokta yanma başlangıcı olarak bilinmektedir. Silindir basınç artış oranı titreşim ve vuruntu olayının meydana gelmesine neden olan önemli bir parametredir.



Şekil 7.3. Yakıtların farklı devirlerde basınç artış oranı

Tablo 7.9’da 1000 d/d motor hızında silindir basınç artış oranlarının istatistik değerleri verilmiştir. Yakıt gruplarının varyans homojenliğine sahip olduğu görülmüştür. Yakıt grupları arasında ANOVA testinde önemli farklılık olduğu saptanmıştır. Bu yüzden Post hoc analizinde Tukey testi uygulanmıştır. M yakıtı diğer yakıtlar ile kıyaslandığında, B20 ve B50 yakıtları arasında önemli farklılıklar bulunmuştur (sırasıyla $p=0,008$, $0,009$ ort: $0,040$, $0,032$). Bu durum 1000 d/d hızda yakıtların daha düzensiz bir yanma olduğunu göstermiştir. M yakıtına göre silindir basıncında en fazla değişim % 14,9 ile B20 yakıtında elde edilmiştir.

Tablo 7.9. 1000 d/d motor hızında silindir basınç artış oranı (MPa)

1000 d/d için silindir basınç artış oranı değerleri								
Yakıt	Orta.	Std sapma	Std. hatası	Ortalamalar için 95% Güven Aralığı		Min	Maks	M yakıtına göre % Değişim
				Alt sınır	Üst sınır			
B20	0,316	0,0280	0,0043	0,3075	0,3253	0,25	0,38	14,9
B50	0,308	0,0246	0,0038	0,3007	0,3163	0,25	0,37	12
B100	0,262	0,0217	0,0034	0,2559	0,2696	0,22	0,32	40,7
M	0,275	0,0194	0,0030	0,2694	0,2817	0,24	0,31	

Tablo 7.10’da 1250 d/d motor hızında silindir basınç artış oranlarının istatistik değerleri verilmiştir. Varyans homojenliği testinde farklılık olmadığı görülmüştür. ANOVA testinde yakıt grupları arasında farklılıklar olduğu tespit edilmiştir. ANOVA analizinde Post hoc Tukey testi uygulanmıştır. M yakıtı ile B20 ve B50 yakıtları arasında istatistiksel olarak önemli farklılık elde edilmiştir ($p=0,007$ sırasıyla ort: -

0,403, -0,025). Silindir içerisindeki yanma olayının kararlı olmadığı görülmüştür. Tablo 7.10’da görüldüğü gibi M yakıtına göre en fazla değişim % 9,9 ile B20 yakıtında elde edilmiştir.

Tablo 7.10. 1250 d/d motor hızında silindir basınç artış oranı (MPa)

1250 d/d için silindir basınç artış oranı değerleri								
Yakıt	Orta.	Std sapma	Std. hatası	Ortalamalar için		Min	Maks	M yakıtına göre % Değişim
				95% Güven Aralığı				
				Alt sınır	Üst sınır			
B20	0,454	0,029	0,004	0,44	0,46	0,38	0,53	9,9
B50	0,438	0,042	0,006	0,42	0,45	0,32	0,53	6
B100	0,420	0,040	0,006	0,40	0,43	0,28	0,47	1,7
M	0,413	0,042	0,006	0,40	0,42	0,31	0,51	

Tablo 7.11’de 1500 d/d motor hızında silindir basınç artış oranlarının istatistiksel değerleri verilmiştir. Varyans homojenliği testine göre farklılıklar gözlenmiştir. ANOVA testi uygulanmış gruplar arasında istatistiksel olarak farklılık gözlenmemiştir. Silindir basınç artış oranlarında çok fazla fark olmadığı görülmüştür. Ancak M yakıtına göre en fazla değişim % 2,53 ile B50 yakıtında elde edilmiştir.

Tablo 7.11. 1500 d/d motor hızında silindir basınç artış oranı (MPa)

1500 d/d için silindir basınç artış oranı değerleri								
Yakıt	Orta.	Std sapma	Std. hatası	Ortalamalar için		Min	Maks	M yakıtına göre % Değişim
				95% Güven Aralığı				
				Alt sınır	Üst sınır			
B20	0,5291	0,044	0,006	0,5150	0,5431	0,45	0,63	2,49
B50	0,5293	0,045	0,007	0,5149	0,5437	0,45	0,63	2,53
B100	0,5100	0,030	0,004	0,5004	0,5195	0,45	0,57	1,2
M	0,5162	0,041	0,006	0,5032	0,5292	0,44	0,60	

Tablo 7.12’de 1750 d/d motor hızında silindir basınç artış oranlarının istatistiksel verileri verilmiştir. Varyans homojenliği testine göre varyansların eşit olduğu görülmüştür. ANOVA testi yapılmış ve yakıt grupları arasında benzerlik olduğu tespit edilmiştir. Silindir basınçlarında çok fazla fark olmadığı görülmüştür. M yakıtına göre en fazla değişim % 3,3 oranında B50 yakıtında elde edilmiştir.

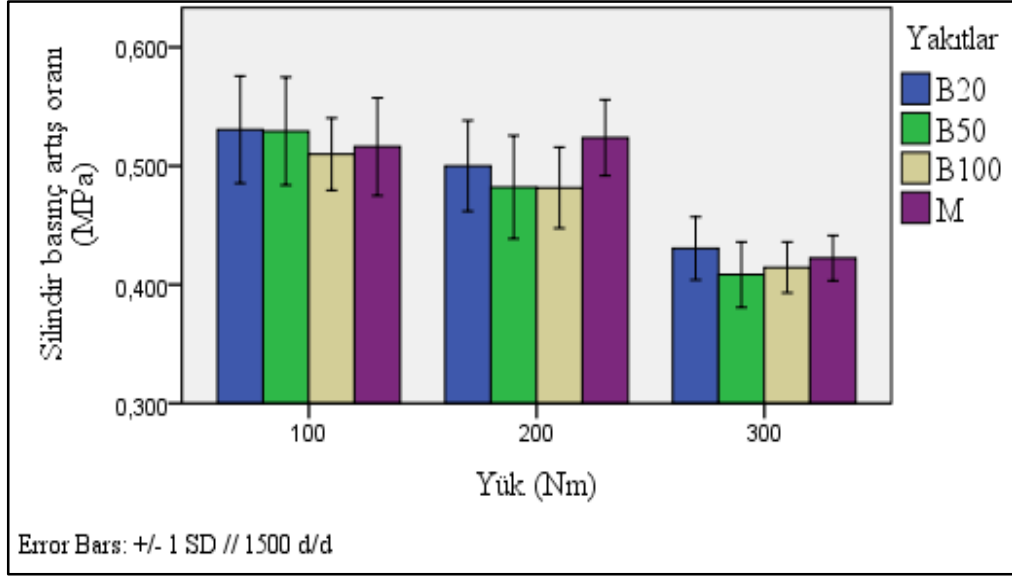
Tablo 7.12. 1750 d/d motor hızında silindir basınç artış oranı (MPa)

1750 d/d için silindir basınç artış oranı değerleri								
Yakıt	Orta.	Std sapma	Std. Hatası	Ortalamalar için		Min	Maks	M yakıtına göre % Değişim
				95% Güven Aralığı				
				Alt sınır	Üst sınır			
B20	0,5240	0,039	0,006	0,5116	0,5365	0,45	0,60	1,4
B50	0,5140	0,034	0,005	0,5029	0,5250	0,44	0,59	3,3
B100	0,5275	0,040	0,006	0,5148	0,5403	0,45	0,61	0,7
M	0,5314	0,041	0,006	0,5184	0,5445	0,43	0,62	

Tablo 7.13’de 2000 d/d motor hızında silindir basınç artış oranlarının istatistiksel verileri verilmiştir. Varyans homojenliği analizi yapılmış ve varyansların eşit olduğu tespit edilmiştir. Gruplar arasındaki farklılığı belirlemek için ANOVA analizi uygulanmıştır. Yakıtların silindir basınç artış oranları arasında istatistiki olarak önemli farklılık elde edilmiştir. M yakıtı B50 ve B100 yakıtları ile kıyaslandığında önemli farklılığın olduğu saptanmıştır (sırasıyla ort: -0,027, -0,035 p=0,0050, 0,003). Tablo 7.13’de görüldüğü gibi M yakıtına göre en fazla değişim %7,5 ile B100 yakıtında elde edilmiştir.

Tablo 7.13. 2000 d/d motor hızında silindir basınç artış oranı (MPa)

2000 d/d için silindir basınç artış oranı değerleri								
Yakıt	Orta.	Std sapma	Std. hatası	Ortalamalar için		Min	Maks	M yakıtına göre % Değişim
				95% Güven Aralığı				
				Alt sınır	Üst sınır			
B20	0,4773	0,0425	0,0066	0,4639	0,4907	0,29	0,57	0,6
B50	0,5019	0,0359	0,0056	0,4905	0,5132	0,44	0,57	5,7
B100	0,5101	0,0351	0,0054	0,4990	0,5212	0,45	0,58	7,5
M	0,4746	0,0331	0,0051	0,4641	0,4851	0,41	0,56	



Şekil 7.4. Farklı motor yüklerinde basınç artış oranı

Şekil 7.4’te yakıtlara bağlı olarak farklı motor yüklerinde silindir basınç artış oranları verilmiştir. Tablo 7.14’te 200 Nm yükte silindir basınç artış oranlarının istatistik verileri sunulmuştur. Varyans homojenliği testi yapılmış ve varyansların eşit olmadığı tespit edilmiştir. Yakıt grupları arasında farklılık olup olmadığını belirlemek için ANOVA testi yapılmış ve gruplar arasında farklılık saptanmıştır. ANOVA analizinde Tamhane’s T2 Post hoc testi yapılmıştır. M yakıtı ile B20, B50 ve B100 yakıtları karşılaştırıldığında önemli farklılıklar olduğu tespit edilmiştir (sırasıyla ort:0,023, 0,041, 0,042 p=0,018, 0,002). M yakıtına göre en fazla değişim %8,05 B100 ile yakıtında elde edilmiştir.

Tablo 7.14. 200 Nm motor yükünde silindir basınç artış oranı (MPa)

Yakıt	Orta.	Std sapma	Std. hatası	Ortalamalar için 95% Güven Aralığı		Min	Maks	M yakıtına göre % Değişim
				Alt sınır	Üst sınır			
				B20	0,5000			
B50	0,4821	0,0431	0,0067	0,4684	0,4959	0,29	0,56	7,96
B100	0,4816	0,0349	0,0053	0,4709	0,4924	0,43	0,56	8,05
M	0,5238	0,0319	0,0050	0,5137	0,5339	0,47	0,61	

Tablo 7.15’te 300 Nm yükte silindir basınç artış oranlarının istatistik verileri sunulmuştur. Varyans homojenliği testine göre varyansların eşit olmadığı görülmüştür. ANOVA analizi ile yakıt grupları arasında farklılık olduğu belirlenmiş

ve Tamhane's T2 Post hoc testine uygulanmıştır. M yakıtı ile B20, B50 ve B100 yakıtları arasında önemli farklılıklar bulunamamıştır. B20 yakıtı ile B50 ve B100 yakıtları arasında önemli farklılık elde edilmiştir (sırasıyla ort: 0,022, 0,016 p=0,021 0,003). M yakıtı diğer yakıtlar ile kıyaslandığında en fazla fark % 1,9 B20 yakıtında elde edilmiştir.

Tablo 7.15. 300 Nm motor yükünde silindir basınç artış oranı (MPa)

300 Nm için silindir basınç artış oranı değerleri								
Yakıt	Orta.	Std sapma	Std. hatası	Ortalamalar için 95% Güven Aralığı		Min	Maks	M yakıtına göre % Değişim
				Alt sınır	Üst sınır			
B20	0,4305	0,0265	0,0041	0,4221	0,4389	0,39	0,50	1,9
B50	0,4084	0,0276	0,0043	0,3997	0,4171	0,36	0,47	3,3
B100	0,4145	0,0214	0,0033	0,4077	0,4213	0,37	0,46	1,84
M	0,4223	0,0191	0,0029	0,4163	0,4284	0,38	0,48	

7.2. Yakıt Türünün Titreşime Etkileri

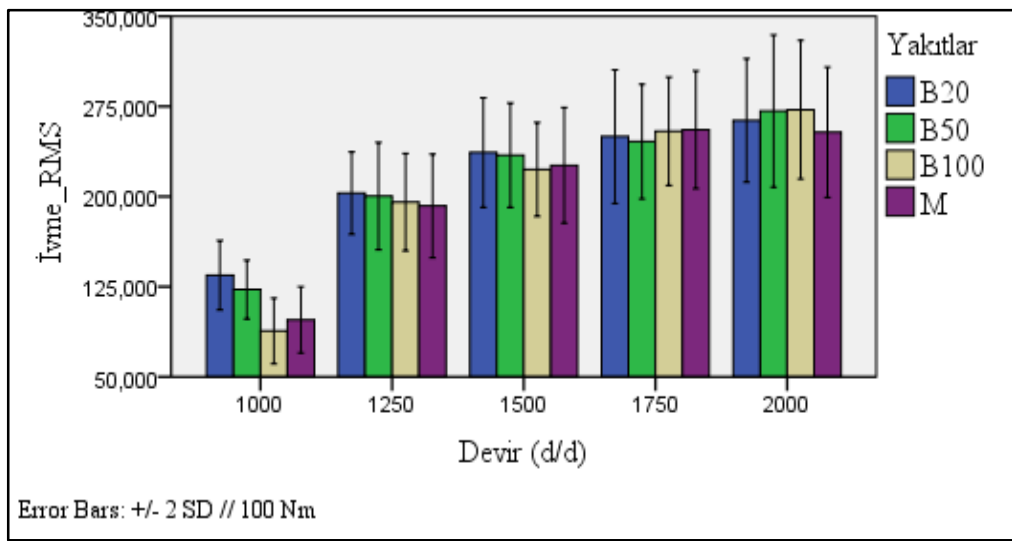
Yakıtların motor titreşimlerine etkileri farklı motor devri ve yükü şartlarında incelenmiştir. Kullanılan yakıtın setan sayısı dizel motorlar için oldukça önemli yakıt özelliklerinden biridir. Tutuşma gecikmesini etkileyen en önemli parametrelerden biri setan sayısıdır. Tutuşma gecikmesinin kısalması setan sayısına bağlıdır. Setan sayısı arttıkça tutuşma gecikmesi kısalmaktadır. Tutuşma gecikmesi yakıtın yanmasını etkilediği için titreşimi de etkilemektedir. Setan sayısının yüksek olması bazı sorunlara neden olmaktadır. Setan sayısı yüksek olması durumunda yakıtın püskürtülme olur olmaz yakıt yanar ve yanma enjeksiyon içerisine ulaşır. Bu durumda enjeksiyonlarda tıkanma meydana gelir. Bu yüzden setan sayısının optimum seviyede olması oldukça önemlidir. Tutuşma gecikmesi zamanının optimum seviyede olmadığı durumda motor vuruntulu çalışabilir.

7.2.1. Motor devirlerine göre yakıtların titreşime etkileri

Titreşimler yakıt özelliklerine bağlı olarak değişmektedir. Biyodizel yakıtların setan sayısı dizel yakıtından daha fazladır. Biyodizel hacimsel olarak arttıkça yakıtın setan sayısı artmaktadır. Ancak dizel motorlarda benzinli motorlarda olduğu gibi yanma aynı şekilde olmaz. Dizel motorda yanma, yanmış alandan yanan alana enerji ve kütle

aktarımı neticesinde yanma belli yönde ve hızda olmamaktadır. Yakıtın setan sayısının yüksek olması yanmayı olumsuz etkileyebilir. Bu durum silindir içinde vuruntuya dolayısıyla motordaki titreşim seviyesinin bir miktar artmasına neden olmaktadır. Şekil 7.5’de görüldüğü gibi motor devrilerine göre yakıtların titreşim RMS değerleri verilmiştir.

Bu bölümde, motor titreşim RMS değerlerinin motor devri ve yükü için varyans homojenliği, ANOVA ve son olarak Post hoc testi yapılarak yakıt grupları arasında istatistiksel açıdan fark olup olmadığı tespiti yapılmıştır.



Şekil 7.5. Farklı devirlerde titreşim RMS değerleri

Tablo 7.16 ‘da 1000 d/d motor hızında titreşim RMS değerlerinin istatistiksel değerleri verilmiştir. Yakıt grupları varyans farkının olmadığı ancak ortalamalar arasında farkın önemli bir seviyede olduğu görülmüştür. Bu durumda Post hoc Tukey test istatistiği analizi yapılmıştır. M yakıt ile B20, B50 ve B100 yakıtları arasında önemli bir farklılık olduğu tespit edilmiştir (sırasıyla ort: 36,6, 24,7 ve 9,95, $p=0,003$, $0,0012$). RMS değerleri arasında fark, yakıtların tutuşma gecikmesi süresi ve yanma hızlarından kaynaklanmış olabilir. M yakıtına göre RMS değerindeki en fazla değişim %36,7 ile B20 yakıtında elde edilmiştir.

Tablo 7.16. 1000 d/d motor hızında titreşim RMS değerleri (m/s²)

1000 d/d için ivme RMS değerleri								
Yakıt	Orta.	Std sapma	Std. hatası	Ortalamalar için		Min	Maks	M yakıtına göre % Değişim
				95% Güven Aralığı				
				Alt sınır	Üst sınır			
B20	134,51	14,409	2,250	129,96	139,06	97,56	161,63	36,7
B50	122,64	12,182	1,902	118,80	126,49	96,92	149,25	22,6
B100	87,94	13,517	2,111	83,67	92,20	56,54	114,00	12
M	98,34	13,464	2,128	94,04	102,65	75,36	123,35	

Tablo 7.17’de 1250 d/d motor hızında titreşim RMS değerlerinin istatistiki değerleri verilmiştir. Varyans homojenliği testinde benzerlik olduğu görülmüştür. ANOVA testi yapılmış ve yakıt grupları arasında istatistiksel olarak farklılık görülmemiştir. Tablo 7.17’de M yakıtına en fazla değişim % 5,7 ile B20 yakıtında elde edilmiştir.

Tablo 7.17. 1250 d/d motor hızında titreşim RMS değerleri (m/s²)

1250 d/d için ivme RMS değerleri								
Yakıt	Orta.	Std sapma	Std. hatası	Ortalamalar için		Min	Maks	M yakıtına göre % Değişim
				95% Güven Aralığı				
				Alt sınır	Üst sınır			
B20	202,86	16,89	2,638	197,53	208,20	157,20	230,19	5,7
B50	200,28	22,29	3,482	193,24	207,32	139,01	235,84	5,4
B100	195,33	20,25	3,163	188,93	201,72	144,70	234,42	1,8
M	191,92	21,72	3,392	185,06	198,78	136,85	223,78	

Tablo 7.18’de 1500 d/d motor hızında titreşim RMS değerlerinin istatistiksel değerleri verilmiştir. Titreşim RMS değerleri varyans homojenliği testinde farklılık gözlenmemiştir. ANOVA testine yapılmış yakıt grupları arasında istatistiksel olarak farklılık olduğu saptanmıştır. Post hoc analizinde Tukey analizi uygulanmıştır. B20 ile B100 yakıtları arasında istatistiksel olarak farklılık tespit edilmiştir (ort:-14,10 p=0,022). M yakıtına göre en fazla değişim %6 ile B20 yakıtında elde edilmiştir.

Tablo 7.19’de 1750 d/d motor hızında titreşim RMS değerlerinin istatistiksel değerleri verilmiştir. Varyans homojenliği testine göre farklılık görülmemiştir. ANOVA analizinde yakıt grupları arasında istatistiki olarak benzerlik görüldüğü için Post hoc analizi yapılmamıştır. M yakıtına göre en fazla değişim %3,9 ile B50 yakıtında elde edilmiştir.

Tablo 7.18. 1500 d/d motor hızında titreşim RMS değerleri (m/s²)

1500 d/d için ivme RMS değerleri								
Yakıt	Orta.	Std sapma	Std. hatası	Ortalamalar için		Min	Maks	M yakıtına göre % Değişim
				95% Güven Aralığı				
				Alt sınır	Üst sınır			
B20	236,64	22,784	3,558	229,45	243,83	173,55	268,50	6
B50	234,36	21,705	3,386	227,51	241,22	175,73	268,13	3,6
B100	222,54	19,520	3,043	216,38	228,70	162,80	252,00	1,5
M	225,91	24,024	3,752	218,334	233,49	164,52	258,29	

Tablo 7.19. 1750 d/d motor hızında titreşim RMS değerleri (m/s²)

1750 d/d için ivme RMS değerleri								
Yakıt	Orta.	Std sapma	Std. Hatası	Ortalamalar için		Min	Maks	M yakıtına göre % Değişim
				95% Güven Aralığı				
				Alt sınır	Üst sınır			
B20	249,85	27,769	4,336	241,09	258,62	193,78	295,20	2,3
B50	245,73	23,856	3,725	238,20	253,26	183,37	288,09	3,9
B100	254,13	22,246	3,474	247,11	261,16	200,00	294,92	0,6
M	255,78	24,778	3,869	247,96	263,60	194,06	301,89	

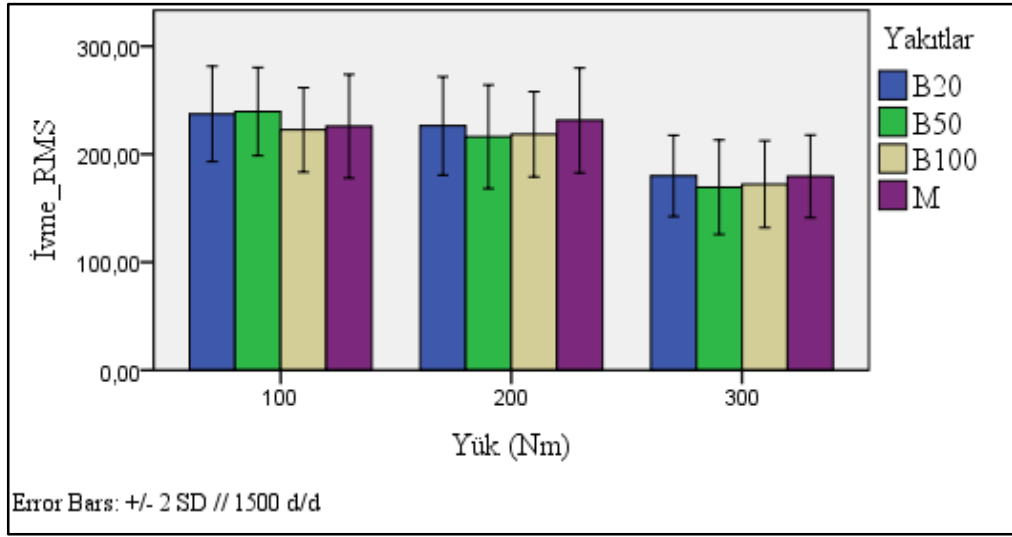
Tablo 7.20’de 2000 d/d motor hızında titreşim RMS değerlerinin istatistiksel verileri sunulmuştur. Yakıt grupları arasında homojen varyans testine göre benzerlik görülmüştür. ANOVA analizine göre yakıt grupları arasında farklılık tespit edilememiştir. Bu yüzden Post hoc Tukey testi istatistiği analizi yapılmıştır. M yakıtı ile kıyaslandığında B50 ve B100 yakıtları arasında istatistiksel bakımdan önemli farklılık tespit edilmiştir (sırasıyla ort: -17,26, -17,44 p=0,034, 0,031). M yakıtına göre en fazla değişim %6,8 ile B50 ve B100 yakıtlarında elde edilmiştir.

Tablo 7.20. 2000 d/d motor hızında titreşim RMS değerleri (m/s²)

2000 d/d için ivme RMS değerleri								
Yakıt	Orta.	Std sapma	Std. hatası	Ortalamalar için		Min	Maks	M yakıtına göre % Değişim
				95% Güven Aralığı				
				Alt sınır	Üst sınır			
B20	263,30	25,704	4,014	255,18	271,41	204,18	312,61	3,7
B50	271,17	31,691	4,949	261,16	281,17	205,85	336,94	6,8
B100	271,35	28,958	4,522	262,21	280,49	203,85	326,81	6,8
M	253,90	27,336	4,269	245,28	262,53	203,86	300,61	

7.2.2. Motor yüklerine göre yakıtların titreşime etkileri

Motor titreşimini etkileyen parametrelerden biri de motor yüküdür. Biyodizel yakıtların ısı değeri daha düşük olduğu için daha fazla yakıt tüketilir. Aynı motor yükünü elde etmek için yakıt türleri arasındaki yakıt tüketimleri değişiklik göstermektedir. Silindir içerisine alınan yakıt miktarının artması silindir gaz basıncının artmasına da neden olmaktadır. Fakat motor yükü arttıkça yüksek basınç ve sıcaklık artmasından dolayı silindir içerisindeki ani basınç artış oranında düşme meydana gelir. Bu durum nedeniyle motor titreşimlerinde azalma olmuş olabilir. Şekil 7.6'de görüldüğü gibi motor yüküne göre titreşim RMS değerleri verilmiştir.



Şekil 7.6. Farklı motor yüklerine göre titreşim RMS değerleri

Tablo 7.21'da belirtildiği gibi 200 Nm motor yükünde titreşim RMS değerleri istatistiksel olarak verilmiştir. Yakıt gruplarının varyans homojenliği test edilmiş ve benzerlik görülmüştür. Yakıt grupları arasında istatistiksel olarak herhangi bir benzerlik görülmediği için Post hoc yapılarak gruplar arası farklılıklar tespit edilmiştir. M yakıtı ile kıyaslandığında B50 yakıtı arasında istatistiksel olarak önemli farklılık tespit edilmiştir (ort: 15,15, p=0,016). M yakıtına göre en fazla değişim % 6,5 ile B50 yakıtında elde edilmiştir.

Tablo 7.21. 200 Nm motor yükünde titreşim RMS değerleri (m/s²)

200 Nm için ivme RMS değerleri								
Yakıt	Orta.	Std sapma	Std. hatası	Ortalamalar için 95% Güven Aralığı		Min	Maks	M yakıtına göre % Değişim
				Alt sınır	Üst sınır			
B20	226,25	22,79	3,55	219,06	233,45	168,46	256,99	2,18
B50	216,14	23,97	3,74	208,57	223,71	155,32	249,80	6,5
B100	218,48	19,74	3,08	212,25	224,72	169,40	252,20	5,5
M	231,29	24,29	3,79	223,62	238,96	170,32	269,52	

Tablo 7.22’de belirtildiği gibi 300 Nm motor yükünde titreşim RMS değerleri verilmiştir. Yakıt gruplarının varyans homojenliği test edilmiş ve benzerlik tespit edilmiştir. ANOVA testine göre istatistiksel olarak yakıt grupları arasında önemli farklılık görülmemiştir. M yakıtı ile karşılaştırıldığında değişimi en fazla %8,64 ile B50 yakıtında elde edilmiştir.

Tablo 7.22. 300 Nm motor yükünde titreşim RMS değerleri (m/s²)

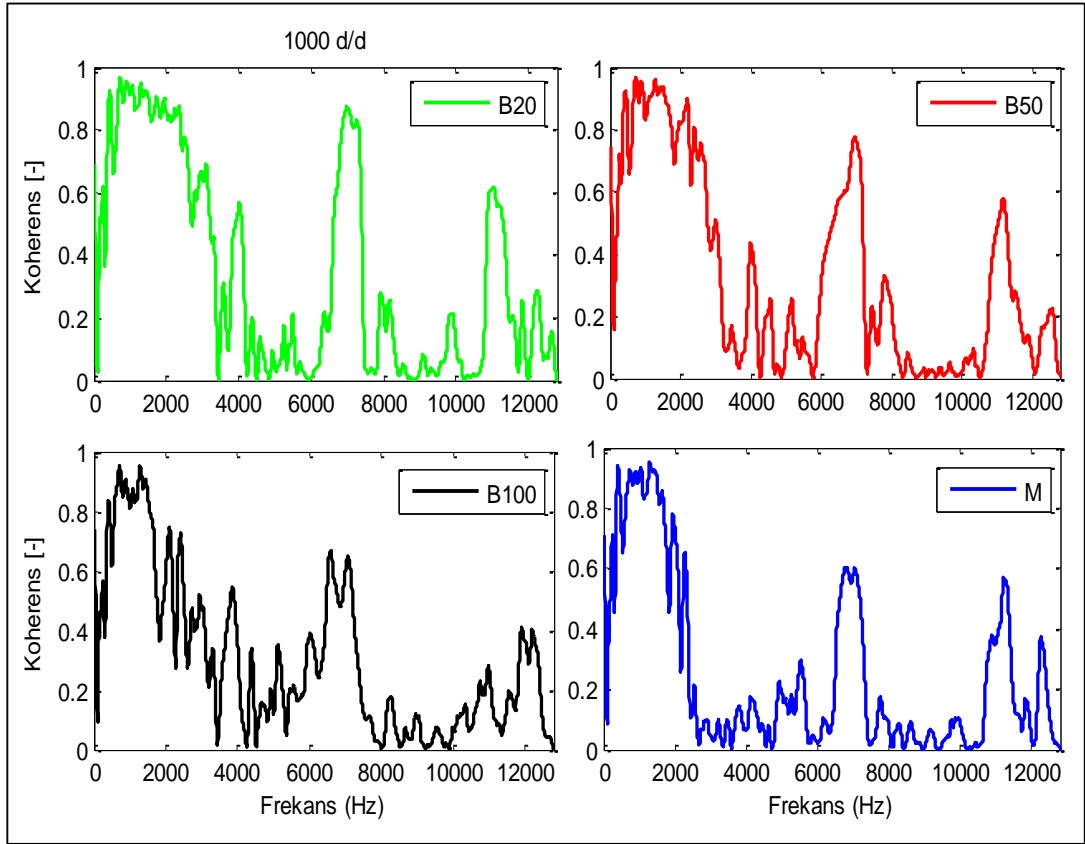
300Nm için ivme RMS değerleri								
Yakıt	Orta.	Std sapma	Std. hatası	Ortalamalar için 95% Güven Aralığı		Min	Maks	M yakıtına göre % Değişim
				Alt sınır	Üst sınır			
B20	176,73	18,752	2,928	170,81	182,65	119,15	223,11	1,33
B50	161,67	20,812	3,250	155,10	168,24	123,68	201,70	8,64
B100	160,25	14,153	2,210	155,79	164,72	125,41	186,20	8,11
M	174,41	18,225	2,846	168,66	180,16	135,17	212,32	

7.3. Koherens Analizi

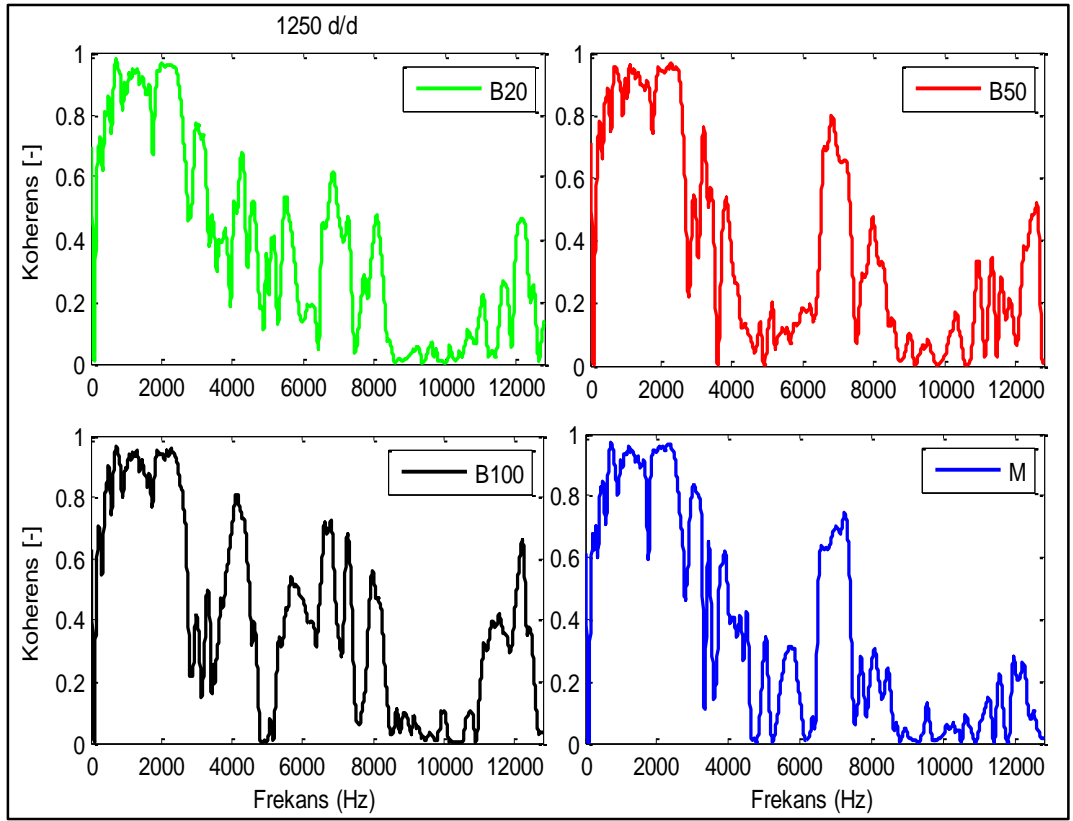
Bu kısımda motor yük ve devirlerine göre koherens analizi yapılmıştır. Koherens analizinde giriş sinyali olarak basınç ve çıkış sinyali olarak motor blok titreşim sinyali verilmiştir. Koherens analizinde Hanning pencere fonksiyonu kullanılmıştır. Pencere boyutu, motor çevrim uzunluğunun 1/6’sı olarak seçilmiştir. Koherens analizi giriş ve çıkış sinyallerinin hangi frekanslarda uyumlu olup olmadığını göstermektedir. Bu her iki sinyalin hangi frekanslarda oluşuyorsa o frekanslarda güçlü bir uyum ortaya çıkmaktadır. Koherens analizi 0-1 arasında sinyallerin uyum durumunu inceler. Koherens analizinde 1’ yakın olan sinyallerin birbirleri ile % 100 uyumlu ve 0’a yakın sinyallerin ise tamamen uyumsuz olduğunu göstermektedir.

7.3.1. Motor devri için koherens analizi

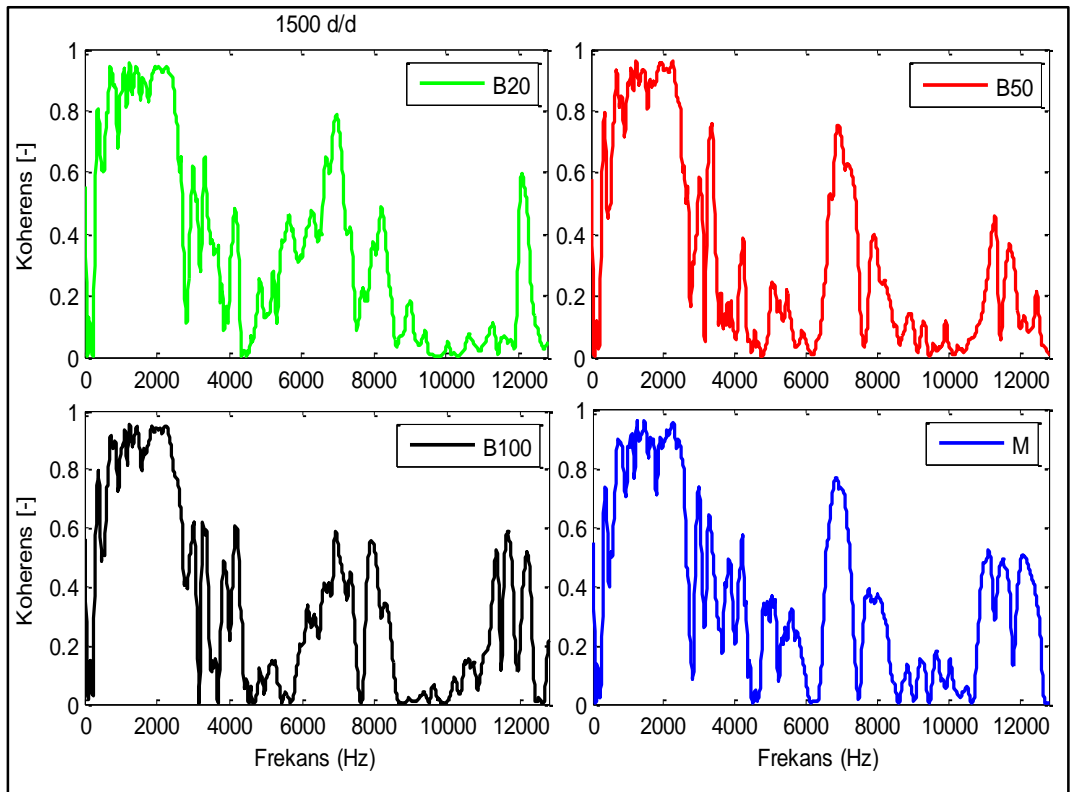
Motor 100 Nm yükünde beş farklı hızda koherens analizi Şekil 7.7-7.11 arası grafiklerde verilmiştir. Test motoru 450-2550 Hz frekansları arasında oldukça yüksek korelasyon göstermiştir. Bu çalışma aralığında püskürtme, patlama ve yanma gibi farklı motor parametreleri içermektedir. Dizel motorunun titreşiminin iyileştirilmesi bu frekans bandında da görüldüğü üzere püskürtme stratejileri, yanma karakteristiği ve motor blok yapısını güçlendirilmesi gerekmektedir.



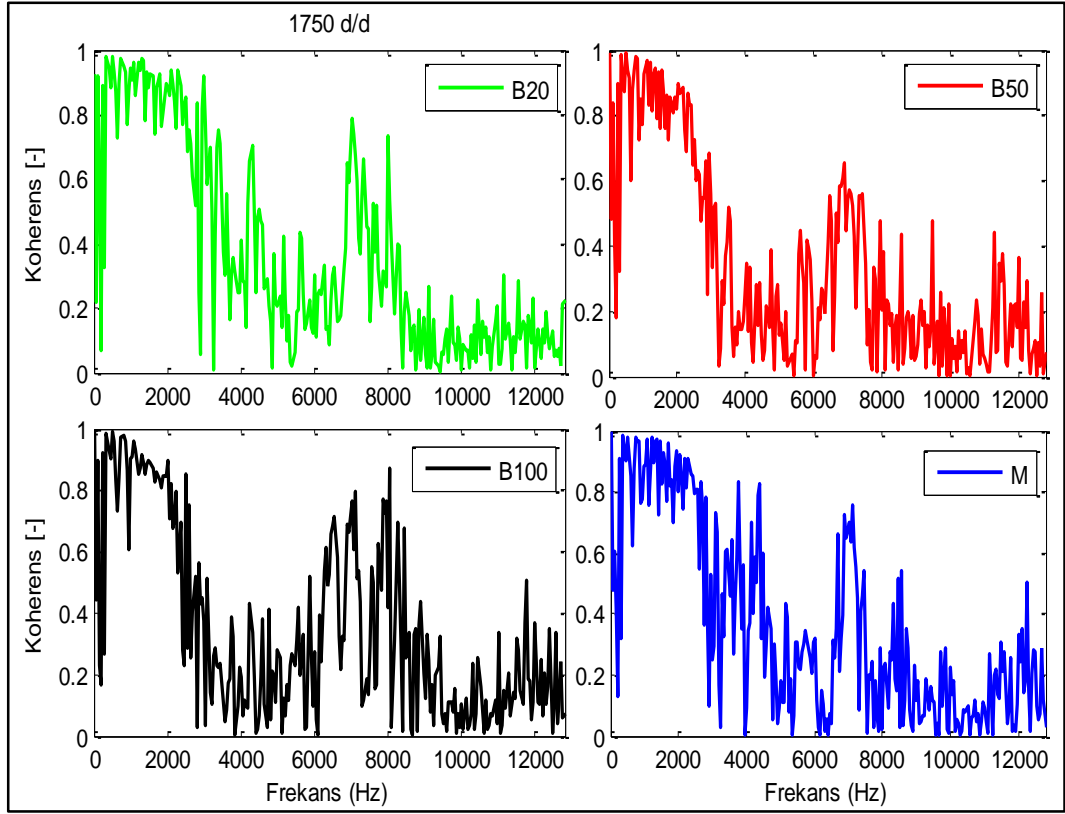
Şekil 7.7. 1000 d/d ve 100 Nm motor çalışma koşullarında koherens analizi



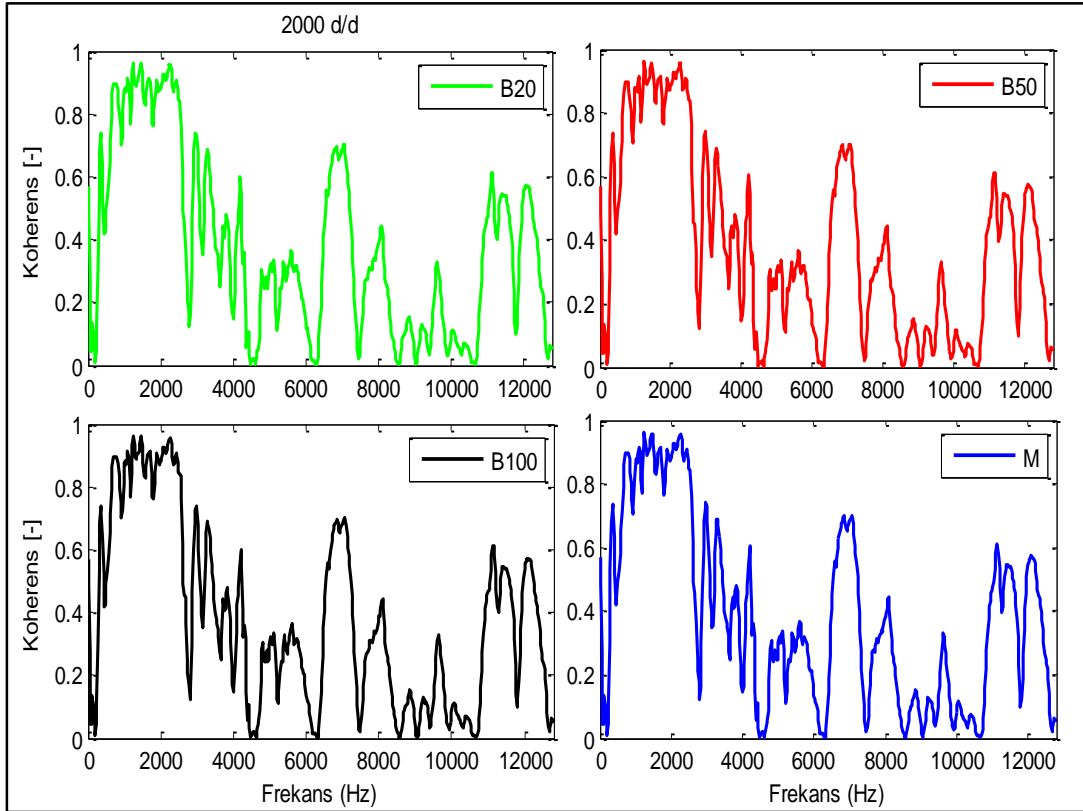
Şekil 7.8. 1250 d/d ve 100 Nm motor çalışma koşullarında koherens analizi



Şekil 7.9. 1500 d/d ve 100 Nm motor çalışma koşullarında koherens analizi



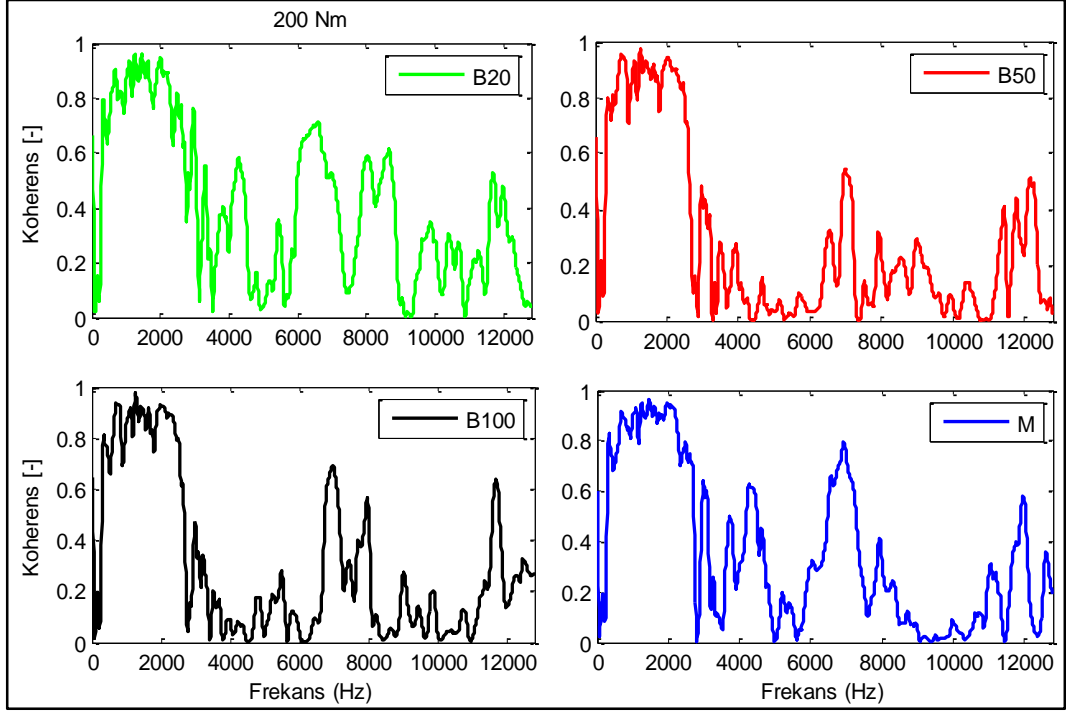
Şekil 7.10. 1750 d/d ve 100 Nm motor çalışma koşullarında koherens analizi



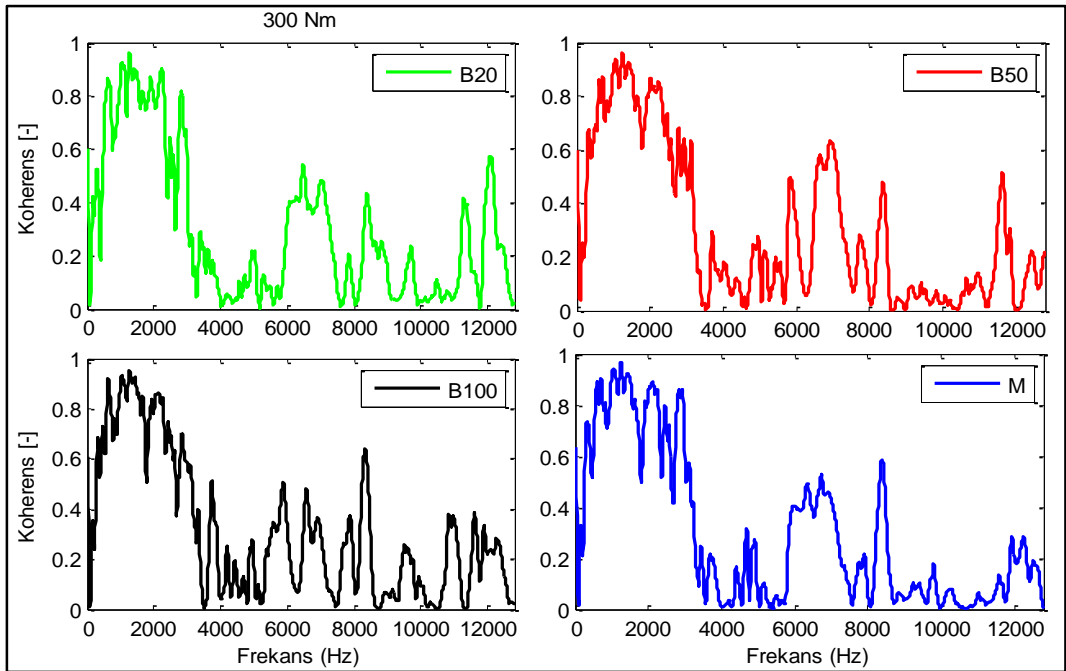
Şekil 7.11. 2000 d/d ve 100 Nm motor çalışma koşullarında koherens analizi

7.3.2. Motor yükü için koherens analizi

1500 d/d motor sabit hızda ve 100-300 Nm motor yüklerinde koherens analizi Şekil 7.12 ve Şekil 7.13’de verilmiştir.



Şekil 7.12. 1500 d/d ve 200 Nm motor çalışma koşullarında koherens analizi



Şekil 7.13. 1500 d/d ve 300 Nm motor çalışma koşullarında koherens analizi

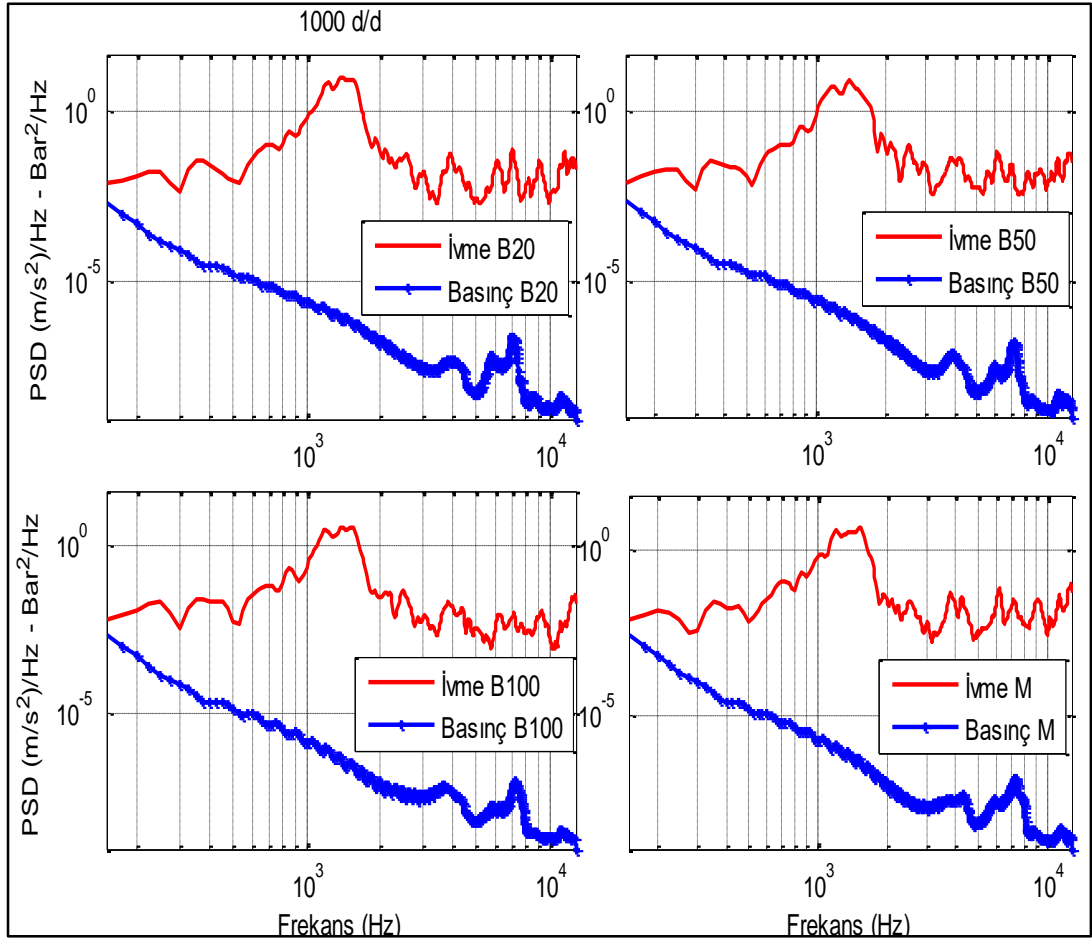
Dizel motorun silindir basıncı ile ivmeölçer sinyallerinin yüksek uyum içerdiği frekans bandında motor hızına ve yüküne bağlı olarak çok fazla değişim olmadığı görülmüştür.

7.4. Frekans Analizi

Frekans analizinde (PSD) güç spektrum yoğunluğu yöntemi kullanılmıştır. Motor titreşimleri mekanik ve yanma kaynaklı olaylardan meydana gelmektedir. Frekans analizinde titreşimlere etki eden bileşenlerin hangi frekansta ve genlikte olduğu görülmektedir. Titreşim verileri aynı örnekleme frekans (25600 Hz) ile farklı motor hızlarında (1000, 1250, 1500, 1750, 2000 d/d) ve farklı motor yüklerinde (100, 200, 300 Nm) toplanmıştır. Frekans analizinde 41 farklı çevrim verisi kullanılarak yapılmıştır. Motor yanma sırası 1-5-3-6-2-4 şeklindedir. Motor belirli şartlarda çalıştırıldığında farklı frekanslar çevresinde (1400-6250-11650 Hz) yoğun enerji olduğu görülmüştür. Motorun yapısal rezonans değeri yaklaşık 1400 Hz civarında, ortalama basınç artışı 6250 Hz ve basınç değişim dalgacıkları 11650 Hz çevresinde meydana gelmiştir [67,68]. Yüksek frekanslarda titreşim genliklerinde çok az değişiklikler olmuştur. Farklı yakıtlar kullanılmış titreşim ve silindir basınç sinyallerinin frekans tabanında analizi yapıldığında 450-2550 Hz bandının baskın frekans aralığı olduğu gözlenmiştir. Bu frekans bant aralığı dizel motorun yanma parametrelerinin oluşturduğu etkilerdir. Enjeksiyon, patlama ve yanma olayları bu parametrelerdendir.

7.4.1. Motor devri için frekans analizi

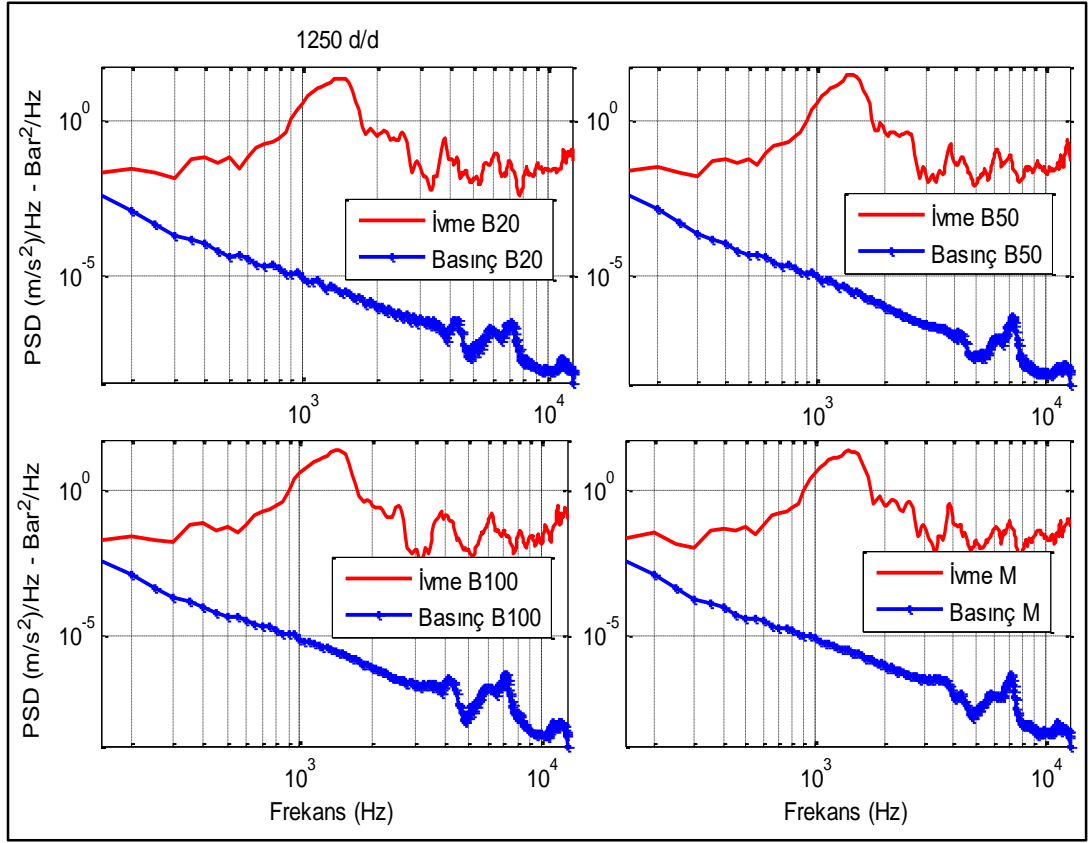
Şekil 7.14'da görüldüğü gibi titreşim ve basınç verilerinin frekans analizi verilmiştir. Ateşleme frekansı 1000 d/d motor hızında 50 Hz ve supap frekansı 100 Hz olmakla birlikte 450-2550 Hz frekansı bantlarında baskın frekans genlikleri görülmektedir. Frekans analizinde B20 yakıtının genlik değeri diğer yakıtlardan daha fazla olduğu tespit edilmiştir. En fazla genlik B20 yakıt ile 1400 Hz'de $18,57 (m/s^2)^2$ olarak bulunmuştur. M yakıtında ise genlik 1538 Hz $8,85 (m/s^2)^2$ olarak bulunmuştur. Burada M yakıtının silindir içerisindeki yanma olayının ötelendiği görülmüştür.



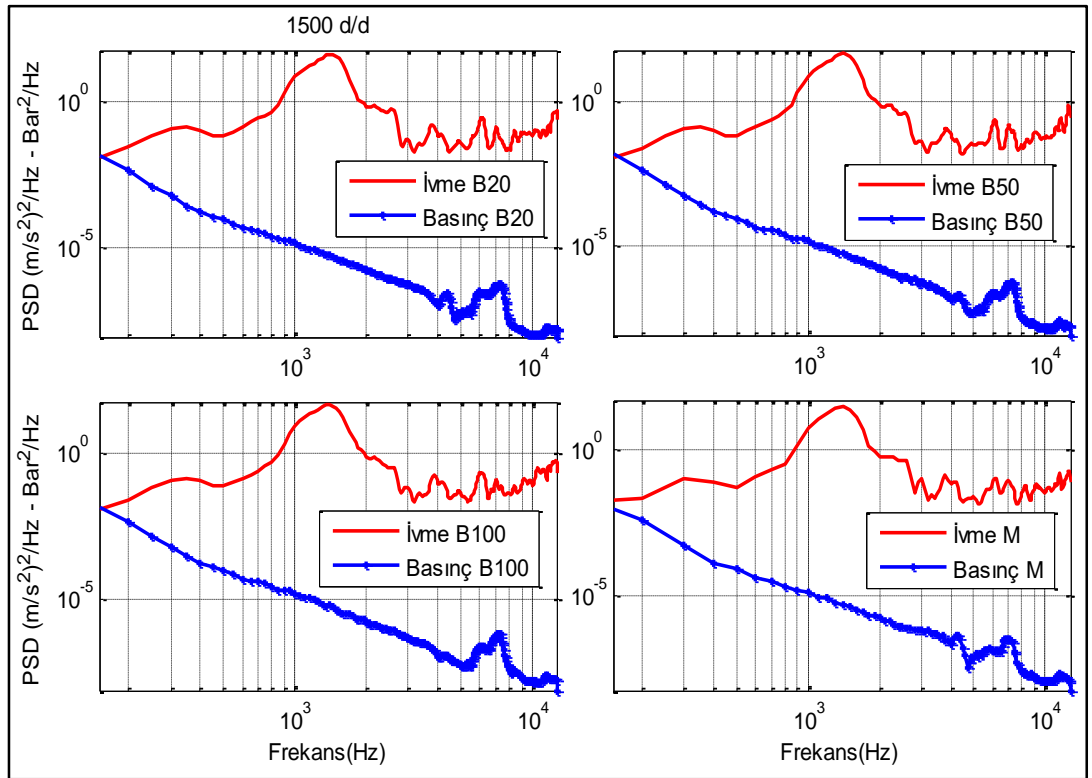
Şekil 7.14. 1000 d/d için titreşim ve basınç verilerinin PSD analizi

Şekil 7.15’de görüldüğü gibi 1250 d/d motor hızında titreşim ve basınç verilerinin frekans analizi gösterilmiştir. 1250 d/d motor hızında ateşleme frekansı 62,5 Hz ve supap frekansları 125 Hz olarak bulunmuştur. Yakıtların 1388 Hz çevresinde baskın genliğe sahip olduğu görülmüştür. En fazla titreşim genliği $29 (m/s^2)^2$ olarak B50 yakıtında olduğu görülmüştür.

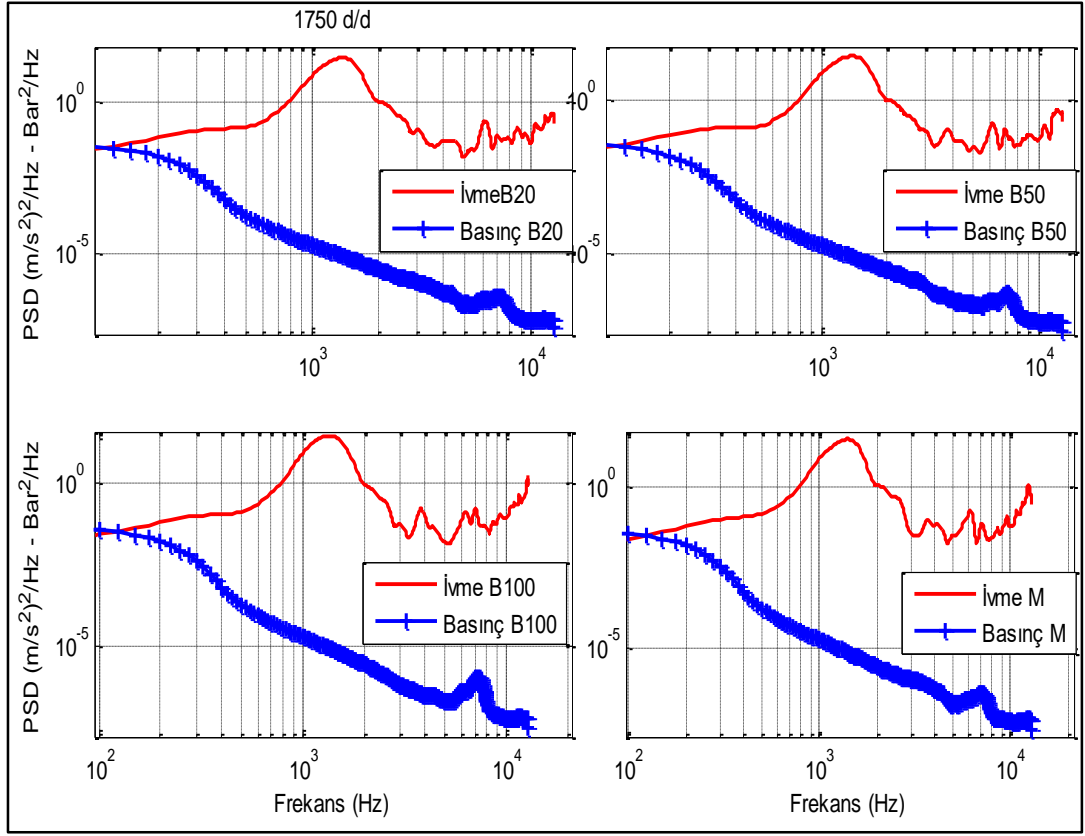
Şekil 7.16’de 1500 d/d motor hızında titreşim ve basınç verilerinin frekans analizi verilmiştir. Koherens analizine göre motor çalışma frekansları yaklaşık 0-2500 Hz arasında olduğu görülmüştür. 1500 d/d için ateşleme frekansı 75 Hz ve supap frekansı 150 Hz olarak bulunmuştur. Yakıtların 1363 Hz çevresinde baskın genliğe sahip olduğu görülmüştür. En fazla titreşim genliği $48 (m/s^2)^2$ olarak B100 yakıtında olduğu görülmüştür.



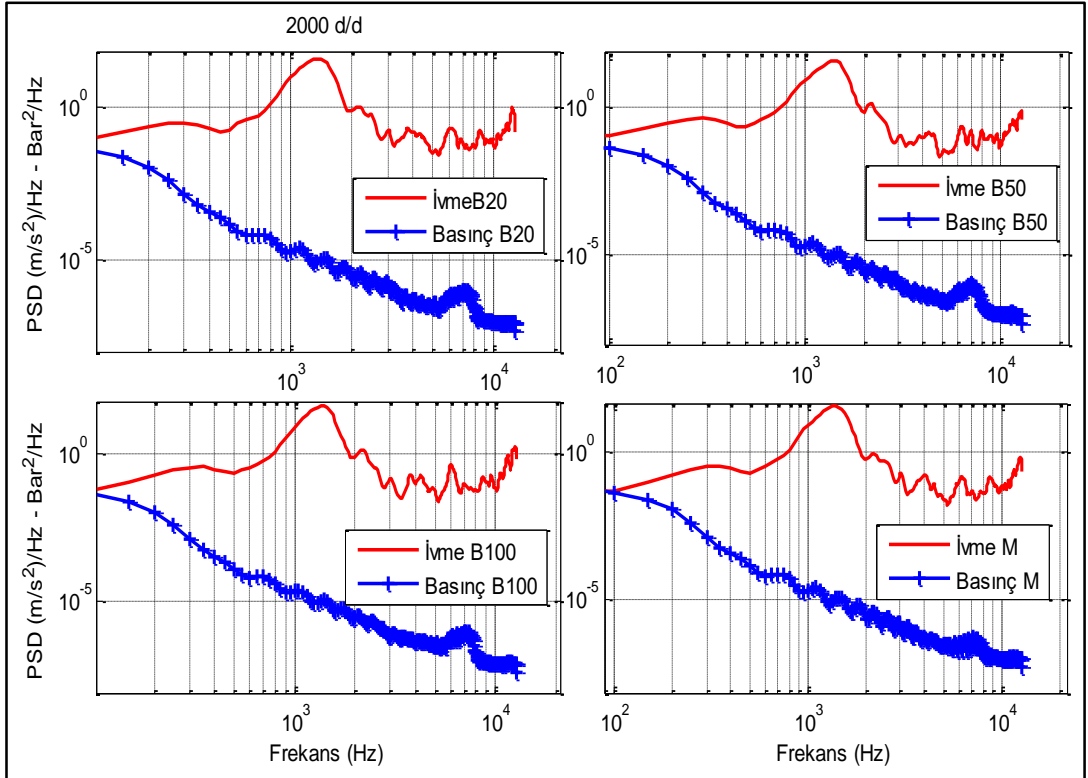
Şekil 7.15. 1250 d/d için titreşim ve basınç verilerinin PSD analizi



Şekil 7.16. 1500 d/d için titreşim ve basınç verilerinin PSD analizi



Şekil 7.17. 1750 d/d için titreşim ve basınç verilerinin PSD analizi



Şekil 7.18. 2000 d/d için titreşim ve basınç verilerinin PSD analizi

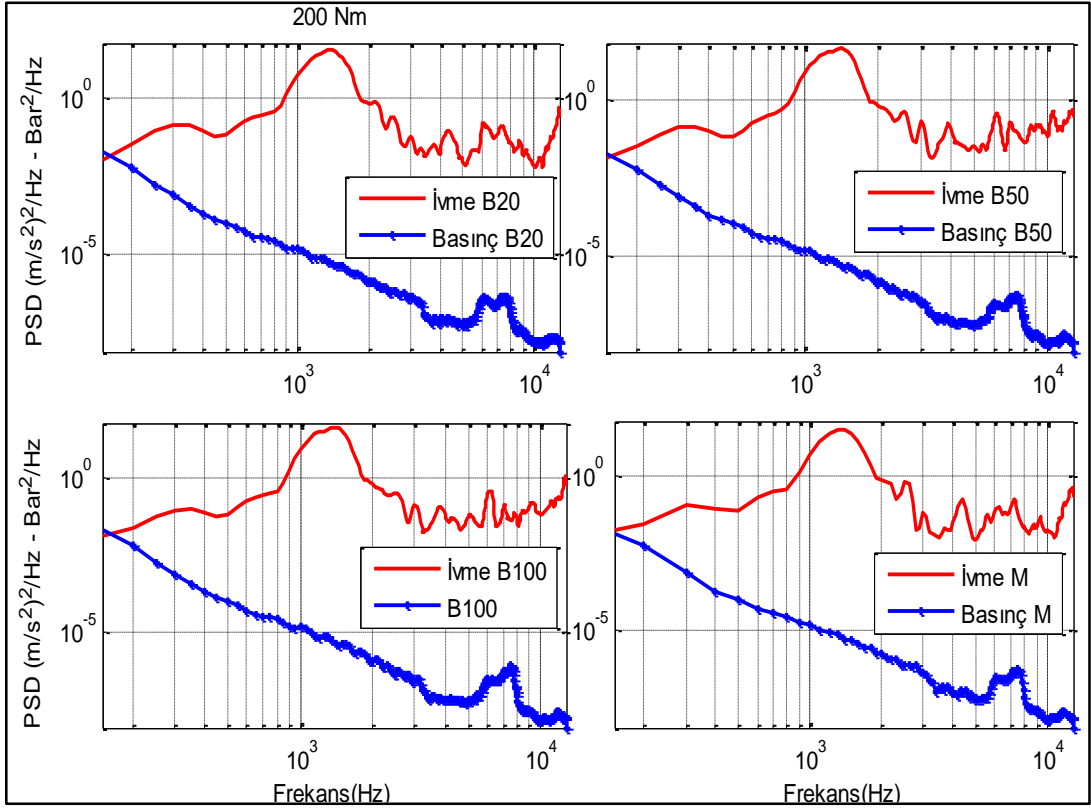
Şekil 7.17’de 1750 d/d motor hızında titreşim ve basınç verilerinin ve frekans analizi verilmiştir. Motor devri yükseldikçe yanma kaynaklı titreşime ek olarak mekanik olayların etkisinin arttığı görülmüştür. Ateşleme frekansı 87,5 Hz ve supap frekansı 175 Hz olarak bulunmuştur. Baskın frekans 1363 Hz çevresinde gerçekleşmiştir. Yakıt genlikleri arasında gözle görülür fark bulunamamıştır.

Şekil 7.18’de 2000 d/d motor hızında titreşim ve basınç verilerinin frekans analizi verilmiştir. Ateşleme frekansı 100 Hz ve supap frekansı 200 Hz olarak bulunmuştur. Baskın frekans 1375 Hz çevresinde gerçekleşmiştir. Yakıt genlikleri arasında gözle görülür fark bulunamamıştır. En fazla titreşim genliği $78,37 (m/s^2)^2$ ile B100 yakıtında elde edilmiştir. 2000 d/d motor hızında yanma kaynaklı titreşimlerin yanında mekanik kaynaklı titreşimlerin de oldukça fazla etki ettiği görülmüştür. Çünkü motor devri mekanik bir olay olduğunda titreşim genliklerine etkisi oldukça fazladır. Motor devrinin artmasıyla titreşim genliklerinin arttığı gözlenmiştir. Frekans analizinde görüldüğü gibi 2500 Hz’den sonraki frekanslarda mekanik titreşimlerin etkisi gözlenmiştir.

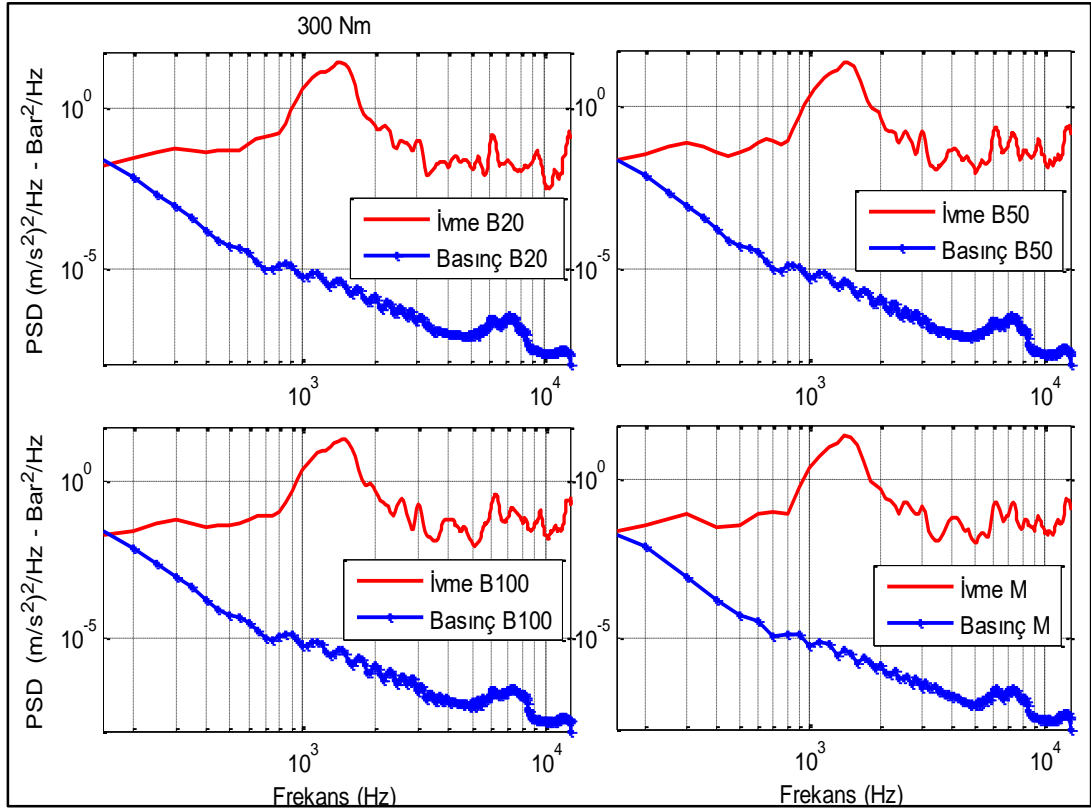
7.4.2. Motor yükü için frekans analizi

Şekil 7.19’da 200 Nm motor yükünde titreşim ve basınç verilerinin frekans analizi verilmiştir. Bu durumda motor frekansı sabit tutulmuş fakat motor yükü değiştirilmiştir. 1500 d/d için ateşleme frekansı 75 Hz ve supap frekansı 150 Hz olarak bulunmuştur. 200 Nm motor yükünde B100 ve B50 yakıtları 1400 Hz’de $39,45(m/s^2)^2$ genliğe sahip olduğu görülmüştür. M yakıtının ise 1400 Hz’de $31,16 (m/s^2)^2$ genliğe sahip olduğu görülmüştür. Motor frekansı sabit olduğu için motor yükü arttıkça genliklerde azalma olduğu görülmüştür.

Şekil 7.20’de 300 Nm motor yükünde titreşim ve basınç verilerinin frekans analizleri verilmiştir. Spektrum analizinde yakıtların genliği arasında çok fazla fark çıkmamıştır. Titreşim genliği en fazla (1500 Hz) $28,35 (m/s^2)^2$ ile B20 yakıtında elde edilmiştir.



Şekil 7.19. 200 Nm için titreşim ve basınç verilerinin PSD analizi



Şekil 7.20. 300 Nm için titreşim ve basınç verilerinin PSD analizi

8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Taşıt üzerinde hissedilen titreşimlerin büyük bir kısmı içten yanmalı motorlardan kaynaklanır. İçten yanmalı motorların en önemli problemlerinden biri titreşim ve gürültüdür. Motor titreşimlerini oluşturan bileşenlerden bazıları şöyledir; pistonu etkileyen değişken gaz kuvvetleri, parçaların atalet dengesizliği ve supap mekanizmasıdır. Titreşimin sebep olduğu ısınma, sürtünme ve darbe gibi fiziksel olaylar, taşıt sistemlerinde arızalanmalara neden olabilmektedir. Bu arızalar titreşim analizi ile belirlenmektedir. Farklı motor bileşenleri tarafından oluşturulan motor titreşimleri farklı frekanslara sahiptir. Titreşim spektrum analizi titreşim bileşenlerinin ayırımını belirlemek için kullanılır. Titreşim spektrum analizi herhangi bir titreşim verisinin hangi frekans ve genlikte olduğunu ortaya koyan bir analiz yöntemidir. Bu çalışmada Kocaeli Üniversitesi BAP birimi tarafından desteklenen 2009/45 nolu proje kapsamında elde edilen basınç ve titreşim verileri işlenmiştir. Ford Kargo model dört zamanlı, altı silindirli, direk püskürtmeli, turbo şarjlı deney motoru kullanılmıştır. Yakıt olarak dizel, biyodizel ve %20 ve %50 hacimsel oranda dizel-biyodizel karışımları kullanılarak farklı motor devir ve yüklerinde silindir gaz basıncı ve titreşim verileri alınmış ve motor titreşimleri incelenmiştir.

Farklı motor devirlerinde yakıtların yanmaya etkileri;

M yakıtının silindir gaz basıncı biyodizel ve biyodizel karışımlara göre daha düşük çıktığı gözlemlenmiştir. Buna bağlı olarak silindir basınç artış oranı M yakıtının diğer yakıtlara göre daha düşük olduğu görülmüştür. ANOVA analizi yakıtların silindir gaz basınçları arasındaki farkı tespit etmede faydalı olmuştur. ANOVA analizindeki farklılıklar yanma olayının kararlı olmamasına bağlanabilir. Silindir gaz basıncında M yakıtına göre en fazla değişim %7,8 ile B20 yakıtında elde edilmiştir.

Farklı motor yüklerinde yakıtların yanmaya etkileri;

Motor yükü arttıkça silindir gaz basıncının da arttığı görülmüştür. Motor yüklerini karşılayabilmeleri için daha fazla yakıt tüketilir. Buna binaen silindir içerisinde basınç ve sıcaklık artar. Bunun aksine silindir basınç artış oranlarında ise düşüş meydana gelmiştir. Motor 300 Nm yükünde iken en yüksek silindir gaz basıncı 8,216 MPa ile B100 yakıtında elde edilmiştir. Silindir gaz basınçlarında en büyük değişim 100 Nm motor yükünde M ile B20 (%4,55) yakıtları arasında elde edilmiştir.

Motor devrinin motor titreşimi üzerine etkileri;

Titreşim RMS değeri herhangi bir titreşim sinyalinin etkin enerji miktarını belirtmektedir. Motor devrine göre titreşimlerde dizel yakıtı ile biyodizel ve biyodizel karışımları arasında önemli farklılık görülmüştür. Silindir basınç artış oranları motor titreşimleri üzerinde oldukça etkili olduğu görülmüştür. Motor devir arttıkça silindir basınç artış oranının artmasından dolayı motor titreşiminin de arttığı görülmüştür. Motor 1000 d/d iken titreşim RMS değeri olarak M yakıtına göre en fazla değişim %36 ile B20 yakıtında elde edilmiştir. En fazla RMS değeri ($263,3 \text{ m/s}^2$) B20 yakıtı ile 2000 d/d devrinde elde edilmiştir.

Motor yükünün motor titreşimi üzerine etkileri;

Titreşim RMS değerlerinde motor yükü arttıkça lineer olarak azalma meydana gelmiştir. Bunun nedeni motor yükü arttıkça silindir basınç artış oranının azalması olabilir. M yakıtına göre en fazla değişim %8,64 ile B50 yakıtında elde edilmiştir. Motor 100 Nm yükünde iken en fazla ($236,64 \text{ m/s}^2$) RMS değeri B20 ile elde edilmiştir.

Koherens analiz sonuçları;

Koherens analizi için giriş olarak silindir gaz basıncı ve çıkış olarak titreşim sinyalleri değerlendirilmiştir. Silindir basınç sinyalleri ile titreşim sinyalleri 450-2550 Hz arasındaki frekans bandında yaklaşık olarak %100 ilişkili olduğu saptanmıştır. Motor devri ve yüküne bağlı olarak çok fazla değişim olmadığı görülmüştür. Bütün yakıtlar birbirlerine yakın yanma eğilimleri göstermiştir. Yanma hızlarında çok yüksek fark görülmemiştir.

Güç spektrumu yoğunluk analizi sonuçları;

Yanma kaynaklı ve mekanik kaynaklı sebepler motor titreşimini oluştururlar. Devir ve yüklere göre PSD grafikleri çizdirilmiş ve baskın frekans aralığı 850-1800 Hz arasında olduğu görülmüştür. Ayrıca 4000 Hz, 6000 Hz ve 11000 Hz frekansları çevresinde enerji yoğunluğu görülmüştür. Motor devirleri arttıkça bu frekans aralıklarındaki genliklerde de artış olduğu görülmüştür. Motor 2000 d/d hızında en fazla titreşim genliği $78,37 \text{ (m/s}^2\text{)}^2$ ile B100 yakıtında elde edilmiştir.

Motor yüküne göre ise yük arttıkça genliklerde azalma olduğu görülmüştür. Motor yükü 100 Nm iken en fazla titreşim genliğinin $48 \text{ (m/s}^2\text{)}^2$ olarak B100 yakıtında olduğu görülmüştür.

Öneriler;

Motor silindirinin dikey yönünden elde edilen titreşim sinyali ile silindir içi basınç sinyali motorun yanma kaynaklı karakteristik özelliklerini belirlemede kullanılabilir. Titreşim verileri ile yanma karakteristikleri belirlenirken motorun yakıt tüketim değerleri de alınabilir. Yakıt tüketim miktarına bağlı olarak titreşim analizleri yapılabilir. Buna binaen motor performans ve motor ısı verimleri de incelenebilir. Bunları yaparken motor yanmalı ve yanmasız olarak iki farklı aşamada çalıştırılarak kapsayıcı bir analiz yapılabilir. Böylece motor üzerindeki etkilerin daha iyi analizi yapılabilir. İleriki çalışmalarda farklı alternatif yakıtlarla çalışan motorların titreşim analizleri yapılabilir. Örneğin alkollü yakıtlar (etanol,metanol vb.), doğal gaz, LPG yakıtı, dimetil eter ve farklı biyodizel yakıtları kullanarak motor titreşim analizleri yapılabilir. Farklı yakıt püskürtme stratejileri üzerinde çalışmalar yapılabilir. Ayrıca bütün çalışmalarda krank açısına bağlı olarak veriler alınmalı ve buna göre analizler yapılmalıdır.

KAYNAKLAR

- [1] Lim S., Teong L. K., Recent trends, opportunities and challenges of biodiesel in Malaysia: An overview, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2010, **14**(3), 938–954.
- [2] Mohsin R., Majid Z. A., Shihnan A. H., Nasri N. S., Sharer Z., Effect of biodiesel blends on engine performance and exhaust emission for diesel dual fuel engine, *Energy Conversion and Management*, 2014, **88**, 821–828.
- [3] Bhansali S. S., Shirgire N. D., Analysis of Vibration in Diesel Engine Considering Combustion Gas Forces: Using Grey Cast Iron Material, *International Journal on Recent and Innovation Trends in Computing and Communication*, 2002, **2**(3), 604–611.
- [4] Antoni J., Daniere J., Guillet F., Effective Vibration Analysis Of IC Engines Using Cyclostationarity. Part 1: A Methodology For Condition Monitoring, *Journal of Sound and Vibration*, 2002, **257**(5), 815–837.
- [5] Antoni J., Daniere J., Guillet F., Randall R.B., Effective Vibration Analysis Of IC Engines Using Cyclostationarity. Part 2: New Results On The Reconstruction Of The Cylinder Pressures, *Journal of Sound and Vibration* 2002, **257**(5), 839–856.
- [6] Geng Z., Chen J., Hull B. J., Analysis of engine vibration and design of an applicable diagnosing approach, *International Journal of Mechanical Sciences*, 2003, **45**, 1391–1410.
- [7] Carlucci A. P., Chiara F. F., Laforgia D., Block Vibration As Indicator of Combustion Behaviour in a Direct Injection Diesel Engine, *60° Congresso Nazionale ATI*, Roma, Italy, 13-15 September 2005.
- [8] Scafati T. F., Cesario N., Lavorgna M., Diagnosis and Control of Advanced Diesel Combustions using Engine Vibration Signal, *SAE Technical Paper*, DOI:10.4271/ 2011-01-1414.
- [9] Liu S., Gu F., Ball A., Detection of engine valve faults by vibration signals measured on the cylinder head, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D: J. Automobile Engineering*, 2006, **220**, 379–386.
- [10] Vulli S., Dunne J. F., Potenza R., Richardson D., King P., Time-frequency analysis of single-point engine-block vibration measurements for multiple excitation-event identification, *Journal of Sound and Vibration*, 2009, **321**, 1129–1143.

- [11] Xu H., Yuan S., Zong L., Analysis of the Time-frequency Characteristics of Internal Combustion Engine Vibration Signal based on Hilbert-Huang Transform, *3rd International Congress on Image and Signal Processing*, Yantai, China, 16-18 October 2010.
- [12] Chiavola O., Chiatti G., Arnone L., Manelli S., Combustion Characterization in Diesel Engine via Block Vibration Analysis, *Sae Technical Paper* DOI:10.4271/2010-01-0168.
- [13] Chen J., Randall R., Vibration Signal Processing of Piston Slap and Bearing Knock in IC Engines, http://jean.fabri.perso.sfr.fr/sfm/papiers_surveillance/14_chen-randall.pdf (Ziyaret Tarihi:10 Şubat 2016).
- [14] Periyasamy S. Alwarsamy T., Combined effects of inertia and pressure on engine vibration, *Journal of Vibration and Control*, DOI: 10.1177/1077546312454321.
- [15] Öztürk E. Karabulut H., Tek silindirli bir dizel motorunun dinamik ve titreşim analizleri, *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der.*, 2012, **27**(3), 491-500.
- [16] Abdul-Hussain N. H., Abdullah M. L., Theoretical and experimental study of compression ignition engine, *Iraqi J. Mech. Mater. Eng.*, 2013, **13**(3) 536–550.
- [17] Shaobo J., Yong C., Wanyou H., Minli H., Comparison of the vibration sensors used in the estimation of the combustion process in a diesel engine, *Proc IMechE Part D J Automob. Eng.*, 2014, **228**(8), 863–872.
- [18] Vora K. C., Ghosh B., Vibration Due to Piston Slap and Combustion in Gasoline and Diesel Engines, *Sae Technical paper*, 911060, 1960.
- [19] Rambabu K., Murthy S. R., Ramji M., Rao B. A.V., Studies on Di - Diesel Engine Fueled With Rice Bran Methyl Ester Injection and Ethanol Carburetion, *International Journal of Research in Mechanical Engineering & Technology*, 2010, **4**(1), 206–221.
- [20] Taghizadeh-Alisaraei A., Ghobadian B., Tavakoli-Hashjin T., Mohtasebi S.S., Vibration analysis of a diesel engine using biodiesel and petrodiesel fuel blends, *Fuel*, 2012, **102**, 414–422.
- [21] Jindal S., Vibration signatures of a biodiesel fueled CI engine and effect of engine parameters, *Int. Journal of Energy Environ.*, 2012, **3**(1),151–160, 2012.
- [22] Heidary B., Ghobadian B., Taghizadeh- Alisaraei A., Vibration analysis of a small diesel engine using diesel-biodiesel fuel blends, *Agric Eng Int: CIGR Journal*, 2013, **15**(3) 117-126.
- [23] Gravalos I., Loutridis S., Moshou D., Gialamas T., Kateris D., Tsiropoulos Z., Xyradakis P., Detection of fuel type on a spark ignition engine from engine vibration behaviour, *Applied Thermal. Eng.*, 2013, **54**(1), 171–175.
- [24] Chiatti G., Chiavola O., Recco E., Combustion and Vibration Characteristics in

- a Small Displacement Diesel Engine Fueled with Biodiesel Blends, *SAE Technical Paper*, DOI:10.4271/2013-01-1902.
- [25] How H. G., Masjuki H. H., Kalam M. A., Teoh Y. H., An investigation of the engine performance, emissions and combustion characteristics of coconut biodiesel in a high-pressure common-rail diesel engine, *Energy*, 2014, **69**, 749–759.
- [26] Reddy Y. A. K., Rao B. V. A., Combustion and Vibration Analysis of Idi-Diesel Engine Fuelled With Neat Preheated Jatropha Methyl Ester, 2014, **4**(3), 780–790.
- [27] Berglund A., Application of an alternative frequency response technique to the durability assessment of engine components, Master's Thesis, Department of Physics Faculty of Science and Technology Umeå University, Umeå, 2011
- [28] Fred S., Van B. R., *Internal Combustion Engine Handbook*, SAE International Warrendale, PA, 2004.
- [29] Taylor C. F., *The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice*, M.I.T.Press, Revised ed., Cambridge, 1985.
- [30] Turkcan A., Ozsezen A. N., Canakci M., Effects of second injection timing on combustion characteristics of a two stage direct injection gasoline-alcohol HCCI engine, *Fuel*, 2013, **111**, 30–39.
- [31] Abedin M. J., Masjuki H. H., Kalam M. A., Sanjid A., Rahman S. M. A., Fattah I. M. R., Performance, emissions, and heat losses of palm and jatropha biodiesel blends in a diesel engine, *Industrial Crops and Products*, 2014, **59**, 96–104.
- [32] Ö. Can, Combustion characteristics, performance and exhaust emissions of a diesel engine fueled with a waste cooking oil biodiesel mixture, *Energy Conversion and Management*, 2014, **87**, 676–686.
- [33] How H. G., Masjuki H. H., Kalam M. A., Teoh Y. H., Engine Performance, Emission and Combustion Characteristics of a Common-rail Diesel Engine Fuelled with Bioethanol as a Fuel Additive in Coconut Oil Biodiesel Blends, *Energy Procedia*, 2014, **61**, 1655–1659.
- [34] Özener O., Yüksek L., A. Ergenç T., Özkan M., Effects of soybean biodiesel on a DI diesel engine performance, emission and combustion characteristics, *Fuel*, 2014, **115**, 875–883.
- [35] Silitonga A. S., Masjuki H. H., Mahlia T. M. I., Ong H. C., Chong W. T., Experimental study on performance and exhaust emissions of a diesel engine fuelled with Ceiba pentandra biodiesel blends, *Energy Convers. Manag.*, 2013, **76**, 828–836.
- [36] Tse H., Leung C. W., Cheung C. S., Investigation on the combustion characteristics and particulate emissions from a diesel engine fueled with diesel-biodiesel-ethanol blends, *Energy*, 2015, **83**, 343–350.

- [37] Kumar N., Varun, Chauhan S. R., Performance and emission characteristics of biodiesel from different origins: A review, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 2013, **21**, 633–658.
- [38] Alamu O. J., Akintola T., Enweremadu C. C., Adeleke A. E., Characterization of palm-kernel oil biodiesel produced through NaOH-catalysed transesterification process, *Scientific Research and Essay*, 2008, **3**(7), 308–311.
- [39] Habibullah M., Masjuki H. H., Kalam M. A., Fattah I. M. R., Ashraful A. M., Mobarak H. M., Biodiesel production and performance evaluation of coconut, palm and their combined blend with diesel in a single-cylinder diesel engine, *Energy Convers. Manag.*, 2014, **87**, 250–257.
- [40] Hoekman S. K., Broch A., Robbins C., Cenicerros E., Natarajan M., Review of biodiesel composition, properties, and specifications, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 2012. **16**(1), 143–169.
- [41] Amigun B., Sigamoney R., Blottnitz V.H., Commercialisation of biofuel industry in Africa: A review, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 2008, **12**(3), 690–711.
- [42] <http://www.truckandenginemanufacturers.org/documents/all.asp>, (Ziyaret tarihi: 10 Şubat 2016).
- [43] Labeckas G., Slavinskas S., Mažeika M., The effect of ethanol-diesel-biodiesel blends on combustion, performance and emissions of a direct injection diesel engine, *Energy Convers. Manag.*, 2014, **79**, 698–720.
- [44] Zheng M., Mulenga M. C., Reader G. T., Wang M., Ting D. S. K., Tjong J., Biodiesel engine performance and emissions in low temperature combustion, *Fuel*, 2008, **87**(6), 714–722.
- [45] Khan T. M. Y., Badruddin I. A., Badarudin A., Banapurmath N. R., Ahmed N. J. S., Quadir G. A., Al-Rashed A., Khaleed H. M. T., Kamangar S., Effects of engine variables and heat transfer on the performance of biodiesel fueled IC engines, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 2015, **44**, 682–691.
- [46] Yang H. H., Chien S. M., Lo M. Y., Lan J. C. W., Lu W. C., Ku Y. Y., Effects of biodiesel on emissions of regulated air pollutants and polycyclic aromatic hydrocarbons under engine durability testing, *Atmos. Environ.*, 2007, **41**(34), 7232–7240.
- [47] Bozbas K., Biodiesel as an alternative motor fuel: Production and policies in the European Union, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 2008, **12**(2), 542–552.
- [48] Sundarapandian G. D. S., Performance and Emission Analysis of Bio Diesel Operated CI Engine, *Journal of Engineering Computing and Architecture*, 2007, **1**(2), 1–22.
- [49] Pain J. H., *The Physics of Vibrations and Waves*, 6th. ed., John Wiley & Sons, Oxford, 2005.

- [50] Girdhar P., Scheffer C., *Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance*, 1st. ed. Elsevier, Oxford, 2004.
- [51] Doebelin O. E., *Instrumentation Design Studies*, Taylor & Francis Group, Boca Raton, 2010.
- [52] Beer F. P., Johnston E. R., Mazurek D. F., Cornwel P. J., E. R. Eisenberg, *Vector mechanics for engineers-Statics and dynamics*, 9th. ed., McGraw-Hill, New York, 2010.
- [53] King G. C., *Vibrations and waves*, 1st., ed., John Wiley & Sons, West Sussex, 2009.
- [54] Shin K., Hammond J., *Fundamentals of signal processing for sound and vibration engineers*. John Wiley & Sons, West Sussex, 2008.
- [55] Köse R. K., Makina Arızası Belirlenmesinde kullanılan Vibrasyon analizinde ‘Dairesel Titreşim Dalgaformu, *Mühendis ve Makina*, 2009, **50**(598) 61–65.
- [56] Karahan M. M. F., Titreşim analizi ile makinalarda arıza teşhisi, Celal Bayar Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Manisa, 2005, 197557.
- [57] Ronald A. L., Mills D. W., *Signal Analysis Time, Frequency, Scale and Structure*, John Wiley & Sons, Piscataway, 2004.
- [58] Zonst A. E., *Understanding FFT applications*, 2nd ed., Citrus Press, Titusville, 1997.
- [59] Ver L. I., Beranek L. L., *Noise and Vibration Control Engineering Principles and Applications*, 2. Edition. John Wiley & Sons, Hoboken, New Jersey, 2006.
- [60] Silva W. C. De, *Computer Techniques*, Taylor & Francis Group, Vancouver, 2005.
- [61] Newland D. E., *An Introduction to Random Vibrations, Spectral & Wavelet Analysis*, 3rd. ed. Dover Publication, Mineola, 2005.
- [62] Brandt A., *Noise and vibration analysis*, John Wiley & Sons, West Sussex, 2010.
- [63] Davies B., *Integral Transforms and Their Applications*, 3rd. ed., Springer-Verlag, New York, Inc., 2002.
- [64] Alfred M., *Signal Analysis-Wavelets, Filter Banks, Time-Frequency Transforms and Applications*, 1st. ed., John Wiley & Sons, West Sussex, 1999.
- [65] De Silvestri S., Cerullo G., Guglielmo L., *Coherent Vibrational Dynamics*, Taylor & Francis Group, Boca Raton, 2008.

- [66] Ozsezen A. N., Canakci M., Turkcan A., Sayin C., Performance and combustion characteristics of a DI diesel engine fueled with waste palm oil and canola oil methyl esters, *Fuel*, 2009, **88**(4), 629–636.
- [67] Giakoumis E. G., Dimaratos A. M., Rakopoulos C. D., Experimental study of combustion noise radiation during transient turbocharged diesel engine operation, *Energy*, 2011, **36**(8), 4983–4995.
- [68] Schaberg P. W., Priede T., Dutkiewicz R. K., Effects of a Rapid Pressure Rise on Engine Vibration and Noise, *Sae Technical Paper*, DOI: 10.4271/900013.
- [69] <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbase/thermo/diesel.html>, (Ziyaret Tarihi: 4 Kasım 2015).
- [70] <http://www.butunsinavlar.com/guc-olcumu.html>, (Ziyaret Tarihi: 4 Kasım 2015).
- [71] <http://www.thefullwiki.org/Amplitude>, (Ziyaret Tarihi: 11 Şubat 2016).
- [72] <https://buradaki.files.wordpress.com/2012/08/adsc4b1z-resim.png>, (Ziyaret Tarihi: 11 Şubat 2016).

KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER

Tez ile İlgili Poster Sunumu:

- [1] **Yıldırım H.**, Çınar A., Şaylı Ö., Köylü H., Vibration and Noise Analysis of an Engine Fuelled with Diesel and Biodiesel Blends, *International Conference On Advances In Mechanical Engineering*, Istanbul 13-15 May 2015.

Ulusal Yayınlar

- [1] Aksoy F., Aysal F. E., Şahin A., Aksoy L., **Yıldırım H.**, Hardal Yağından Biyodizel Üretiminin Optimizasyonu ve Motor Performans Testleri, *Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 2014, **14**(025901), 1-9.

Uluslararası Bildiriler ve Posterler

- [2] Aysal F. E. Bayrakçeken H., Aksoy F., **Yıldırım H.**, Çaçka S., Analysis Of The Kinematic Viscosities Of The Methyl Esters Produced From Different Vegetable Oils, *7th International Advanced Technologies Symposium*, Istanbul, 30 October-1 November 2013.
- [3] Altıntaş S., Çınar A., **Yıldırım H.**, Küçük T., Noise Source Identification of a Diesel Engine Using Sound Intensity Method, *International Conference On Advances In Mechanical Engineering*, Istanbul,13-15 May 2015.

ÖZGEÇMİŞ

Harun YILDIRIM 1987 yılında Ardahan’da doğdu. İlk ve orta öğretimini Ardahan’da bitirdi. Erzurum İspir Endüstri Meslek Lisesi Motor Bölümü’nü bitirdikten sonra 2006 yılında girdiği Kocaeli Üniversitesi Otomotiv Öğretmenliği Bölümü’nden 2011 yılında mezun oldu. 2012 yılında Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalında yüksek lisans eğitimine başladı. Daha sonra Afyon Kocatepe Üniversitesinde 1 yıl Araştırma Görevlisi olarak çalıştıktan sonra ÖYP kapsamında Kocaeli Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalında Araştırma Görevliliğine başladı ve halen bu görevde çalışmaktadır.