

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

İÇTEN YANMALI MOTORLARDA YANMA GÜRÜLTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Yunus Emre TORUN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Yüksek Lisans Programı

MAYIS 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

İÇTEN YANMALI MOTORLARDA YANMA GÜRÜLTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Yunus Emre TORUN
(503111719)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Yüksek Lisans Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ahmet GÜNEY

MAYIS 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün **503111719** numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Yunus Emre TORUN** ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**İÇTEN YANMALI MOTORLARDA YANMA GÜRÜLTÜSÜ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Ahmet GÜNEY**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Murat EREKE**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Tarkan SANDALCI
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **04 Mayıs 2015**
Savunma Tarihi : **27 Mayıs 2015**

Aileme,

ÖNSÖZ

Tez çalışmalarım boyunca bana her anlamda yön veren, yardımlarını esirgemeyen çok değerli hocam Prof. Dr. Ahmet GÜNEY'e teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Ayrıca tez çalışmalarım boyunca yardım ve destekleriyle katkıda bulunan arkadaşlarım İsmail Oğuz ER ve Ali TATAR'a minnettarım.

Son olarak tezi çalışmalarım sürecinde desteği ile çalışmamı bitirmemi sağlayan aileme sonsuz teşekkür ederim.

Mayıs 2015

Yunus Emre Torun
(Makine Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	1
1.2 Literatür Araştırması	2
2. TAŞITLARDA GÜRÜLTÜ	7
2.1 Motor Gürültüsü	8
2.1.1 Motor gürültüsü tahrik mekanizması	10
2.1.2 Direkt yanma gürültüsü.....	10
2.1.3 İndirekt yanma gürültüsü	13
2.1.4 Mekanik gürültüler.....	14
2.1.5 Akış gürültüsü	15
3. MOTOR GÜRÜLTÜSÜ ÖLÇÜMLERİ VE SİMÜLASYON ANALİZİ	17
3.1 Ölçümlere Hazırlık	17
3.2 Ölçüm Toplama.....	20
3.2.1 Ses gücü seviyesi hesaplama.....	28
3.2.1.1 Motor ses gücü seviyesi ve ses basıncı seviyesi	28
3.2.1.2 Motor ses gücü seviyesi hesaplaması.....	30
3.3 Sonlu Eleman Modelinin Oluşturulması	32
3.3.1 Yapısal (Nastran) sonlu eleman modeli oluşturulması	33
3.3.2 Yapısal (Nastran) sonlu eleman modelinin korelasyonunun incelenmesi	35
3.3.3 Yapısal (Nastran) sonlu eleman modelinde yüzey hızları çıktısı.....	42
3.3.4 Akustik sonlu eleman analizi	43
3.3.4.1 BEM modeli oluşturma	43
3.3.4.2 ATV analizi.....	44
3.3.4.3 ATV ile yüzey hızlarını eşleştirme	46
3.3.4.4 Sonlu eleman yöntemi ile hesaplanan gürültü değerleri	47
4. MOTOR GÜRÜLTÜSÜNÜN SİMÜLASYON ANALİZİ İLE	
KIYASLANMASI	49
5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	55
KAYNAKLAR	57
EKLER.....	59
ÖZGEÇMİŞ.....	67

KISALTMALAR

ATV	: Acoustic Transfer Vector
BEM	: Boundary Element Method
CAD	: Computer Aided Design
CAE	: Computer Aided Engineering
DIATA	: Direct Injection Aluminum Throughbolt Assembly
FEM	: Finite Element Method
FFT	: Fast Fourier Transform
NVH	: Noise Vibration Harshness

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 3.1 : Çeşitli ses kaynaklarının ses gücü seviyesi.	29
Çizelge 3.2 : Çeşitli ses kaynaklarının ses basıncı seviyesi.....	29

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Banger rig.	4
Şekil 1.2 : Araç NVH geliştirme planı.	5
Şekil 2.1 : Sesin taşıt üzerinde yayılımı.	7
Şekil 2.2 : Dizel ve benzin motorunda yanma oluşumu.	9
Şekil 2.3 : Motor gürültüsünün kısımları.....	9
Şekil 2.4 : Motor gürültüsü oluşum mekanizması.	10
Şekil 2.5 : Motor yüzeyi üzerinden yayılan gürültü mekanizması.	11
Şekil 2.6 : Silindir içi basınç eğrisinin etkisi.	12
Şekil 2.7 : Piston vurması gürültüsü.	13
Şekil 2.8 : Piston pini ve krank eksenini arası offset etkisi.	14
Şekil 3.1 : Temsili iki şafttan yüklenmiş motor aktarma organları.	18
Şekil 3.2 : Önden çekişli motor aktarma organları koordinat eksenini.	19
Şekil 3.3 : Mikrofon lokasyonlarını gösteren ön ve üst görüş motor resmi.	20
Şekil 3.4 : Motor devrine bağlı üst mikrofon gürültü değerleri.....	21
Şekil 3.5 : Motor devrine bağlı sağ mikrofon gürültü değerleri.....	21
Şekil 3.6 : Motor devrine bağlı sol mikrofon gürültü değerleri.....	22
Şekil 3.7 : Motor devrine bağlı ön mikrofon gürültü değerleri.	22
Şekil 3.8 : Motor devrine bağlı 4 mikrofon ortalaması gürültü değerleri.....	23
Şekil 3.9 : 1000, 1500, 2000, 2500 d/d silindir basıncı grafiği.	24
Şekil 3.10 : 1000, 1500, 2000, 2500 d/d silindir basıncının frekans grafiği.....	24
Şekil 3.11 : 1000, 1500, 2000, 2500 d/d silindir basıncı detay grafiği.....	25
Şekil 3.12 : 3000, 3500, 4000, 4500 d/d silindir basıncı grafiği.	26
Şekil 3.13 : 3000, 3500, 4000, 4500 d/d silindir basıncı frekans grafiği.....	26
Şekil 3.14 : 3000, 3500, 4000, 4500 d/d silindir basıncı detay grafiği.....	27
Şekil 3.15 : 3000, 3500, 4000, 4500 d/d silindir basıncı frekans detay grafiği.	27
Şekil 3.16 : Motorun çevrelediği temsili hacim.....	30
Şekil 3.17 : Motor devrine bağlı ses gücü seviyesi.	32
Şekil 3.18 : Nastran sonlu eleman modeli.	33
Şekil 3.19 : Nastran sonlu eleman modeli çözücü dosyası 1.....	34
Şekil 3.20 : Nastran sonlu eleman modeli çözücü dosyası 2.....	35
Şekil 3.21 : Nastran sonlu eleman modeli çözücü dosyası 3.....	35
Şekil 3.22 : Motor takozu ivme ölçer çıktısı alınan noktalar.....	36
Şekil 3.23 : Temsili motor bloğu üst ölü nokta ivme ölçer lokasyonu.	36
Şekil 3.24 : Üst ölü nokta1 tüm motor mertebeleri x yönü.	37
Şekil 3.25 : Üst ölü nokta1 tüm motor mertebeleri y yönü.	37
Şekil 3.26 : Üst ölü nokta1 tüm motor mertebeleri z yönü.....	37
Şekil 3.27 : Üst ölü nokta1 ikinci motor mertebesi x yönü.	38
Şekil 3.28 : Üst ölü nokta1 ikinci motor mertebesi y yönü.	38
Şekil 3.29 : Üst ölü nokta1 ikinci motor mertebesi z yönü.	38
Şekil 3.30 : Sol motor takozu ikinci motor mertebesi x yönü.	39
Şekil 3.31 : Sol motor takozu ikinci motor mertebesi y yönü.	39

Şekil 3.32 : Sol motor takozu ikici motor mertebesi z yönü.....	39
Şekil 3.33 : Sağ motor takozu ikici motor mertebesi x yönü.....	40
Şekil 3.34 : Sağ motor takozu ikici motor mertebesi y yönü.....	40
Şekil 3.35 : Sağ motor takozu ikici motor mertebesi z yönü.....	40
Şekil 3.36 : Arka motor takozu ikici motor mertebesi x yönü.....	41
Şekil 3.37 : Arka motor takozu ikici motor mertebesi y yönü.....	41
Şekil 3.38 : Arka motor takozu ikici motor mertebesi z yönü.....	41
Şekil 3.39 : BEM modeli.....	44
Şekil 3.40 : ATV modeli.....	45
Şekil 3.41 : Titreşim ve gürültü simülasyon analizi kısımları.....	46
Şekil 3.42 : Akustik ve yapısal eşleştirme yapılmış model.....	47
Şekil 3.43 : 1000 d/d sonlu eleman yöntemi 1/3 Oktav band grafiği.....	48
Şekil 4.1 : Motor devrin bağlı üst mikrofon CAE ve test kıyaslaması.....	49
Şekil 4.2 : Motor devrine bağlı sol mikrofon CAE ve test kıyaslaması.....	50
Şekil 4.3 : Motor devrin bağlı sağ mikrofon CAE ve test kıyaslaması.....	51
Şekil 4.4 : Motor devrine bağlı ön mikrofon CAE ve test kıyaslaması.....	52
Şekil 4.5 : Motor devrine bağlı 4 mikrofon ortalaması CAE ve test kıyaslaması.....	53
Şekil A.1 : TDC2 ivme ölçer kıyaslaması: (a)Tüm mertebeler x. (b) Tüm mertebeler y. (c) Tüm mertebeler z. (d) 2. mertebe x. (e) 2. mertebe y. (f) 2. mertebe z.....	60
Şekil B.1 : TDC3 ivme ölçer kıyaslaması: (a)Tüm mertebeler x. (b) Tüm mertebeler y. (c) Tüm mertebeler z. (d) 2. mertebe x. (e) 2. mertebe y. (f) 2. mertebe z.....	61
Şekil C.1 : TDC4 ivme ölçer kıyaslaması: (a)Tüm mertebeler x. (b) Tüm mertebeler y. (c) Tüm mertebeler z. (d) 2. mertebe x. (e) 2. mertebe y. (f) 2. mertebe z.....	62
Şekil D.1 : Sonlu Eleman 1/3 Oktav Band Grafikleri: (a)1500 d/d. (b) 2000 d/d. (c) 2500 d/d. (d) 3000 d/d. (e) 3500 d/d. (f) 4000 d/d. (g) 4500 d/d.....	63

İÇTEN YANMALI MOTORLARDA YANMA GÜRÜLTÜSÜ

ÖZET

Günümüz otomotiv sektörünün rekabetçi yapısı araçların müşteri beklentilerini karşılayabilmeleri için gün geçtikçe iyileştirme yapmaya zorlamaktadır. Bu geliştirmelerin en önemli ayağını da motor ve aktarma organları sistemleri oluşturmaktadır. Motor tasarımında müşteri ve yasal zorunluluklar açısından geliştirilmesi beklenen en temel özellikler; performans, emisyon, yakıt tüketimi, titreşim ve gürültü seviyeleridir.

İçten yanmalı motorların sebep olduğu titreşim ve gürültü, taşıtların konfor performansını önemli oranda düşürmektedir. İçten yanmalı motorların yarattığı gürültü temel olarak üç kısımdan oluşur. Bunlar mekanik gürültüler, yardımcı ekipman gürültüleri ve yanma gürültüsüdür. Motor kaynaklı gürültülerin iyileştirilmesi istenirse çalışmaya en baskın kısım olan yanma gürültüsünden başlamak gerekir. Yanma gürültüsü üzerinde yapılacak çalışmalar hem motor performansı hem de konfor açısından optimum tasarımın sağlanmasına imkan verir ve otomotiv mühendislerinin üzerinde çalışması gereken önemli noktalardan biridir.

Yapılan literatür araştırmalarının sonucunda yanma gürültüsünün yanma odası içindeki silindir içi basınç değerlerinin etkisiyle oluştuğu görülmüştür

Tez kapsamında yanma gürültüsünü simulasyon programları ve deneysel ölçüm sonuçları ile bulunup, korelasyon sağlanarak, optimum motor yanma gürültüsünü elde etmek hedeflenmektedir. Bunu sağlamak için de yanma gürültüsünün motor gürültüsü içinde baskın olduğu 500 – 5000 Hz aralığındaki katkısını korele eden akustik ve yapısal CAE modeli oluşturmak gerekmektedir.

Tez kapsamında deneysel çalışmalar olarak, yarı anekoik odada motor üzerinden gürültü, ivme ölçer ve silindir içi basınç datası toplanmıştır. Krank açısına bağlı olarak her bir motor devri için toplanan silindir içi basınç datası hem zaman hem de frekans alanında detaylı olarak incelenmiştir. Krank açısına bağlı silindir içi basıncı frekans alanına çevrildiğinde düşük frekanslarda maksimum silindir içi basıncı, orta frekans aralığında silindir içi basınç eğrisinin birinci türevi, yüksek frekans aralığında silindir içi basınç eğrisinin ikinci türevinin etkin olduğu literatür araştırmalarından öğrenilmiştir.

Motorun etrafından toplanan mikrofona dataları kullanılarak ses gücü seviyesi hesaplanmıştır.

Girdi fonksiyonu olan silindir içi basıncının hangi frekanslarda hangi parametrelerden etkilendiği görüldükten sonra, gürültü oluşumunda transfer mekanizması görevinde olan motor sisteminin frekansa bağlı tepkisini korele etmek için, sonlu eleman çalışmalarının ilk ayağı olan yapısal sonlu eleman modeli oluşturulmuştur. Yapısal sonlu eleman modelinde motor bloğu üst ölü noktaları ve motor takozu aktif kısımları için sonlu eleman modeli sonuçları tüm ve ikinci motor mertebeleri için kıyaslanmıştır. İkinci motor mertebelerinde deneysel ölçümler ile korele sonuçlar elde edilmiş ve yapısal sonlu eleman modelinin korelasyonu sağlanmıştır.

Akustik sonlu eleman modeli oluşturulması kısmında ilk olarak baz motor konfigürasyonu için BEM modeli oluşturulur. BEM modeli üzerine yapısal sonlu eleman modeli üzerinden alınan yüzey hızları çıktısı uygulanarak. Mikrofon lokasyonlarındaki ses basıncı seviyeleri hesaplatılmış olur.

Her bir mikrofon lokasyonu için deneysel ölçümler ile akustik sonlu eleman gürültü değerleri kıyaslanmıştır. Deneysel ölçümlerde mekanik ve akış kaynaklı gürültülerinde de etkileri olduğu düşünüldüğünde akustik sonlu eleman analizi ile beklenen yönde sonuçlar elde edilmiştir.

Tüm bu çalışmalar neticesinde kalibrasyon parametrelerinde yapılacak değişiklikten etkilenecek olan yanma gürültüsünün katkısı sonlu eleman yöntemi ile hesaplatılmış ve korelasyonu görülmüştür. Bu sebeple kalibrasyon parametrelerinde yapılacak optimizasyonun yanma gürültüsüne etkisi, yüksek maliyet ve zaman gerektiren deneysel ölçümlerden ziyade sonlu eleman yöntemiyle hızlı ve düşük maliyetle yapılmasının faydalı olacağı düşünülmektedir.

COMBUSTION NOISE IN THE INTERNAL COMBUSTION ENGINES

SUMMARY

Competition in today's automotive industry forces companies to satisfy customer expectations with day by day improvements. One of the most important topic to need improvement is powertrain systems. Performance, fuel economy and NVH are the basic characteristics to improve for both legal obligations and customer expectations.

Noise and vibrations caused by internal combustion engine working effect vehicle comfort parameters negatively. Noise caused by internal combustion engine working can be separated three sections. These are mechanical noise, accessory noise and combustion noise. The most dominant one of these is the combustion noise. Therefore improvement on engine noise should be started from combustion noise. Improvements on combustion noise provide efficient engine performance and comfort with reduced noise.

This study aims to investigate the combustion noise correlation between experimental measurements and simulation analysis results. To satisfy this, structural and acoustical CAE models should be built. Correlation should be investigated on 500- 5000 Hz combustion noise dominant region.

According to literature studies, combustion noise improvement studies consist two parts. First part is experimental development work and the second part is the FEM development work. Regression analysis, coherence analysis and banger rig test are the experimental development studies. Regression and coherence analysis measurements are applied on the anechoic chamber dynamometers. Data is collected on each engine speed and engine load condition of engine map. At the banger rig test basic engine components are used to calculate combustion noise transfer function. Thanks to controlled combustion on combustion chamber and collecting noise data via microphones around the engine, combustion transfer function of engine is measured with banger rig test. At the FEM development part of literature studies, noise calculations are done on only component level like air intake or exhaust system components. However this thesis contains FEM method applied on all engine components.

Due to the differences between diesel and gasoline engine combustion occurrence, noise caused by combustion is different on diesel and gasoline engines. At the gasoline engines, fuel and air mixture ignites with spark and controlled combustion occurs. At the diesel engines, fuel sprays into compressed air and occurs uncontrolled combustion. Due to uncontrolled combustion, higher firing pressure gradient is occurred. Higher firing pressure gradient causes higher combustion noise.

Combustion noise is composed of four parts. These are direct combustion noise, indirect combustion noise, mechanical noise and flow noise. Main parameter of direct combustion noise is firing pressure in combustion chamber. Vertical forces on piston, conrod and crankshaft are the main contributor of direct combustion noise. Indirect combustion noise occurs due to piston secondary motion. This noise is dominant on higher engine load regions. Main parameters of indirect combustion

noise are piston-crankshaft axial offset and clearance between the piston and cylinder wall. Mechanical noise is caused by pumps or gears excited by crankshaft. Main parameters on mechanical noise are gear material and backlash of gears. Flow noise is caused by air intake and exhaust systems. Intake resonators and exhaust mufflers can be applied to reduce this noise.

At the thesis study; 2.0 liter, 4 cylinders, 125 hp light commercial vehicle's engine is tested. Acceleration, cylinder pressure in combustion chamber and noise data collected. Accelerometers were located on cylinder top deck centers and engine mounts. Pressure sensors were located on each cylinders. Microphones were located on each side of engine.

Microphones were located around 1 meter away the engine system. Engine system considered as rectangular parallelepiped shape. Top side microphone result is lower than front, right and left side microphone results. Because foam top cover located on the top of engine and absorbs the noise. Front side microphone has feed system and its belt noise. Right side microphone has turbocharger and exhaust system noise dominantly. Left side microphone has alternator, starter, steering pump and air intake system noise dominantly.

Firing pressure in combustion chamber is the main contributor of engine noise that's why it should be investigated both time and frequency domain. There are three parameters which affect combustion noise. First one is peak pressure, second one is first gradient and the last one is the second gradient of firing pressure. Peak firing pressure in combustion chamber has contribution on the lower frequencies. First derivative of firing pressure has contribution on middle frequencies. Second derivative of firing pressure has contribution on higher frequencies.

Engine sound power is calculated from noise data from each side of engine. According to survey method, A weighted sound power level is calculated for engine speed.

After completed experimental measurement, FEM model was built. All 3D components are modelled as solid and assigned young's modulus, poisson ratio and density. Bolts and welds are modeled as 1D and assigned geometric and material info. Sheet metals are modeled as 2D and assigned thickness and material info.

Cylinder pressure input was applied on FEM model and acceleration results were taken from engine mounts and cylinder top dead center locations. Accelerometer comparison between experimental measurement and FEM analysis has correlation on second engine order results.

After structural CAE model correlation, acoustical CAE model preparation was started. BEM model was built according to appropriate element length. Element length selection is important for maximum reasonable frequency of CAE results. After BEM model built, acoustic transfer vector analysis is applied on model. On this stage microphone location on experimental measurement was defined. ATV analysis result is matched with surface velocity output from structural CAE model. This matching process provides noise data on specified microphone locations.

Acoustical CAE method provides 3rd octave noise data for each engine speed and each mic location. These results can be compared with experimental microphone measurements.

CAE overall noise result was compared with experimental noise measurement. On the experimental measurement, flow and mechanical noise contribution were seen slightly. With this assumption, acoustical CAE results were shown as expected.

As a conclusion, all of these studies were showed that;

- Firing pressure in combustion chamber is the main contributor of combustion noise.
- Experimental studies on combustion noise are both costly and needs longer time.
- Finite element methods are best solution to estimate and optimise combustion noise.

1. GİRİŞ

Günümüz otomotiv sektörünün rekabetçi yapısı araçların müşteri beklentilerini karşılayabilmeleri için gün geçtikçe iyileştirme yapmaya zorlamaktadır. Bu geliştirmelerin en önemli ayağını da motor ve aktarma organları sistemleri oluşturmaktadır. Motor tasarımında müşteri ve yasal zorunluluklar açısından geliştirilmesi beklenen en temel özellikler; performans, emisyon, yakıt tüketimi, titreşim ve gürültü seviyeleridir.

İçten yanmalı motorların sebep olduğu titreşim ve gürültü, taşıtların konfor performansını önemli oranda düşürmektedir. İçten yanmalı motorların yarattığı gürültü temel olarak üç kısımdan oluşur. Bunlar mekanik gürültüler, yardımcı ekipman gürültüleri ve yanma gürültüsüdür. Motor kaynaklı gürültülerin iyileştirilmesi istenirse çalışmaya en baskın kısım olan yanma gürültüsünden başlamak gerekir. Yanma gürültüsü üzerinde yapılacak çalışmalar hem motor performansı hem de konfor açısından optimum tasarımın sağlanmasına imkan verir ve otomotiv mühendislerinin üzerinde çalışması gereken önemli noktalardan biridir.

İçten yanmalı motorlarda trend hem dar emisyon limitlerini sağlamak, hem de yanmayı daha verimli hale getirmek yönünde ilerlemektedir. Bu iki özelliğin sağlanması da yanma tahrik kuvvetlerini arttırmaktadır. Yanma tahrik kuvvetlerinin artması da doğal olarak yanma gürültüsü değerlerini arttıracaktır. Bu nedenle yanma gürültüsü gün geçtikçe daha fazla önem kazanmaktadır.

1.1 Tezin Amacı

Motor yanma gürültüsünün girdisi olan silindir içi basınçları ile motor gürültüsü arasındaki ilişkiyi simulasyon programları ve deneysel ölçüm sonuçları ile bulunarak, optimum motor yanma gürültüsüne sahip silindir içi basınçlarını elde etmek. Bu sayede hem yüksek maliyetlere ve uzun zamanlara ihtiyaç duyulan yanma gürültüsü parametrelerinin deneysel ölçümler ile optimizasyonu yerine, düşük

maliyet ve kısa zamanlarda simulasyon programları ile optimum motor yanma gürültüsü parametreleri elde etmek.

Literatür araştırmaları kısmından da görülebileceği gibi konuyla ilgili çalışmalarda genellikle yüksek maliyet ve zaman gerektiren deneysel ölçüm çalışmaları uygulanmıştır. Simülasyon analizi yapılan çalışmalar ise genellikle bütün motor sistemi yerine komponent seviyesinde yapılan çalışmaları içermektedir. Bu amaçla tez literatür çalışmalarına kıyasla hem tüm motor sistemi deneysel ölçümleri ve tüm motor sistemi simülasyon analizi içermektedir.

Yanma tahrikleri sebebiyle oluşan yanma gürültüsünü iyileştirmek için, yanma gürültüsünün motor gürültüsü içinde baskın olduğu 500 – 5000 Hz aralığındaki katkısını korelasyonu sağlanmış akustik ve yapısal CAE modeli oluşturmak gerekmektedir.

1.2 Literatür Araştırması

Papenfus ve diğ. [1], günümüz otomotiv pazarında performans ve yakıt ekonomisi kadar NVH özelliğinin de beklentileri karşılamaının önemli olduğunu belirtmiş. Bu sebeple araç sürüş durumlarına göre yanma gürültüsünün baskın olduğu koşulları farklı araçlar için test turları ile belirlemişlerdir. Araç içi yanma gürültüsünün baskın olduğu koşullar için metrik oluşturmuşlardır. Geliştirilmekte olan araçları şasi dinamometresinde bu koşullarda test ederek araç içi yanma gürültüsü bakımından değerlendirmektedirler.

Tousignant ve diğ. [2], geliştirdikleri yanma ses seviyeleri analizi ile yanma gürültüsü optimizasyonu konusunda çalışmışlardır. Çalışmalarında yanma gürültüsü ve mekanik gürültü olarak gürültüyü iki kısma ayırmışlardır. Geliştirilmekte olan yeni motor ve aktarma organlarının yanma gürültüsü açısından geliştirmeye açık kısımlarının yanma ses seviyeleri analizi ile değerlendirmişlerdir.

Ping ve diğ. [3], direk enjeksiyonlu motorlarda yanma gürültüsünü incelemiştir. Maksimum yanma basıncı, maksimum yanma basınç artış oranı, yüksek frekanslardaki basınç dalgalanması parametrelerinin yanma gürültüsüne etkileri değerlendirilmiştir. Ön püskürtmeli yakıt enjeksiyon stratejisinde, ön püskürtmenin zamanlaması, ön püskürtme miktarının yanma gürültüsüne etkisi incelenmiştir.

Arndt ve diğ. [4], mekanik ve yanma tahriklerinin hem benzinli hem de dizel motorlarında toplam motor gürültüsüne etkisini inceleyen yazılım geliştirmişlerdir. Bu metodolojide toplam motor gürültüsünü motorun yanma olmadığı durumdaki mekanik gürültüsü, yanma olduğu durumda mekanik gürültünün artışı ve yanma gürültüsü olarak üç ana kısma ayırmışlardır.

Carlson ve Kalsule [5], motor gürültü test hücrelerinde test ettikleri motorlar üzerinde yanma ve mekanik gürültü analizleri yapmışlardır. Çalışmalarında çoklu regresyon analizi ve tutarlılık tekniğinin yanma gürültüsü açısından kıyaslamasını yapmışlardır. Çoklu regresyon analizinin yanma gürültüsü açısından daha iyi sonuçlar verdiğini açıklamışlardır.

Regresyon analizi yöntemi ile akustik oda dinamometrelerde test edilen motorlara uygulanan bir yöntemdir. Bu metod ile yanma gürültüsü ve mekanik gürültü detaylı olarak analiz edilmektedir. Bu metoda her bir motor devrinde motor torku sıfır yükten tam yüke süpürülerek data toplanmaktadır.[6] Regresyon analizi için test odasındaki motora silindir içi basınç sensörü ve motorun üst, sağ, sol, ön ve arkasına yerleştirilmiş mikrofona olması yeterlidir.

$$SP = SP_m + H \times CP + G \times L \quad (1.1)$$

Formülasyonda; SP motor ses gücü seviyesi, SP_m mekanik gürültü ses gücü seviyesi, CP silindir içi basıncı ses gücü seviyesi, H silindir içi basıncı ile yanma gürültüsü ses gücü seviyesi arasındaki katsayı, G tork ve yüke bağlı gürültü arasındaki katsayıdır. Yukarıdaki formülasyon teorisine göre regresyon yöntemi ile motor gürültüsü detaylı analizi yapılmaktadır.[5]

Koherans yönteminde de aynı regresyon yönteminde olduğu gibi beş adet mikrofona ve silindir içi basınç sensörleriyle ölçüm alınmaktadır. Regresyon yönteminden farklı olarak koherans yönteminde data farklı motor devri ve farklı tork değerleri için kararlı hal durumunda toplanmaktadır.

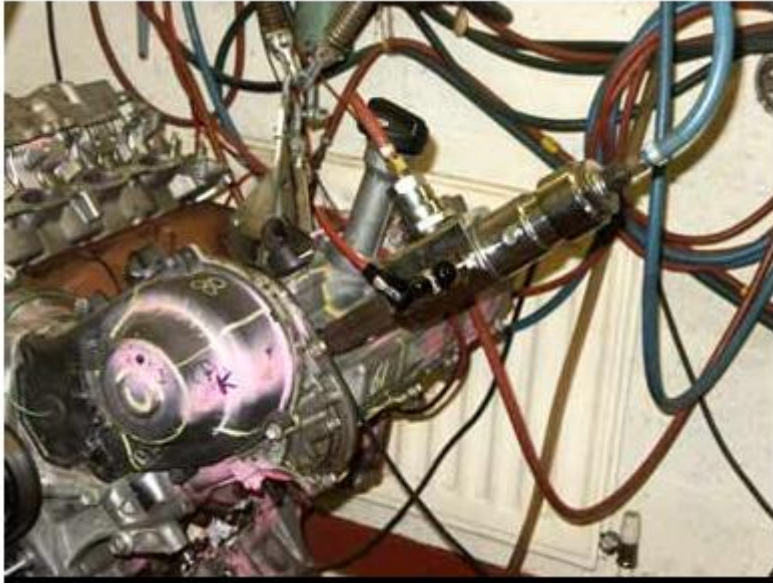
$$TN = MN + CE + iMN \quad (1.2)$$

Yanma tahriği ve hava yoluyla yayılan yanma gürültüsü arasında tutarlılık analizi uygulanır.

$$SR = CE/C \quad (1.3)$$

Formülasyonda; TN toplam motor gürültüsü, MN motorun sadece kendini çevireceği kadar güç ürettiği durumdaki mekanik gürültü, CE yanma gürültüsü, iMN yanma tahriği kaynaklı mekanik gürültü artışı, SR motorun yapısal transfer fonksiyonu, C silindir içindeki yanma basıncı tahriği. Yukarıdaki formülasyon teorisine göre tutarlılık analizi ile yanma gürültüsü hesaplanmış olur. [5]

Literatürde görülen bir diğer çalışma da “banger rig” testidir. Bu test motoru temel dizayn parçaları olan kafa, blok, piston, biyel kolu ve krank sistemi parçalarının birleşimi üzerine uygulanır. Bu test regresyon ve tutarlılık analizlerinin aksine motorun çalışmadığı durumda yapılmaktadır. İncelenen silindir üst ölü nokta konumunda iken enjektör sistemi yerine yerleştirilen banger sistemi ile yanma odası içine önceden belirlenmiş oranlarda propan ve hava karışımı gönderilir. 3 saniye aralıklarla yanma gerçekleştirilir. Yanma odası içindeki silindir içi basıncı ve motorun etrafından mikrofona ile gürültü ölçümü yapılmaktadır. Bu yöntem ile mikrofona üzerinden yanma gürültüsü ve silindir içi basıncın yanma gürültüsüne oranından da motor sisteminin yapısal sönümlenmesi hesaplanmış olur.[6]

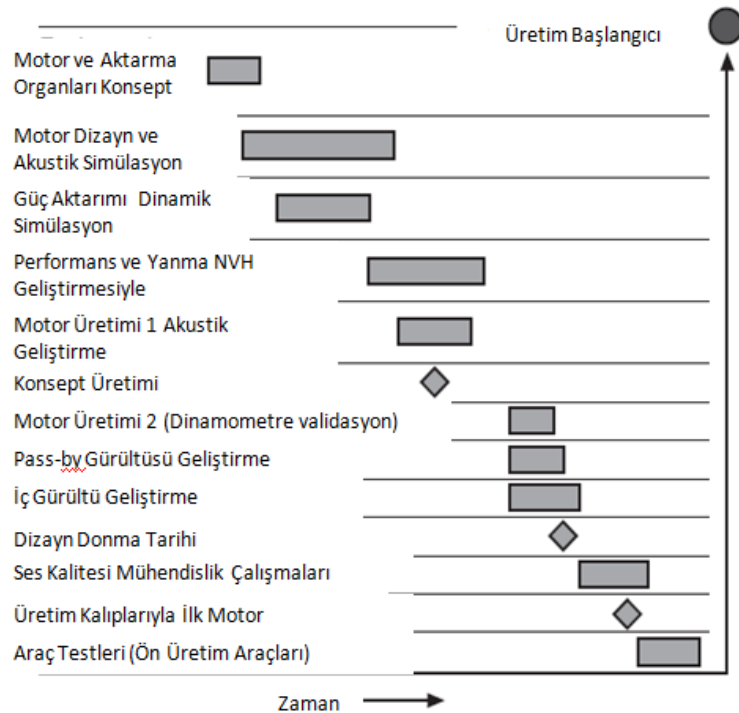


Şekil 1.1 : Banger rig [7].

Gomes ve diğ. [8], yeni jenerasyon araç ortaklığı kapsamında çalışılan 1.2 litre dizel hibrit DIATA motoru üzerinde NVH özelliklerinin de en az bir benzinli motor kadar iyi olmasını hedeflemişlerdir. Bu çalışmada çok sıkı bir NVH hedefi belirlendiği için NVH çalışmaları konseptin ilk fazlarından itibaren çalışılmaya başlamıştır.

Çalışmalara başlanırken karar verilmesi gereken en önemli kısım motor bloğu taban kısmının hangi konfigürasyon seçileceğine karar verilmesidir. Blok taban kısmı rijitliğini arttırmak için kısa blok eteği dizaynı ve bunun alt kaide ile desteklenmesi öngörülmüştür. Bu konsept ile motor sistemine minimum ağırlık ile maksimum eğilme ve burulma rijitliği verilmiştir. Karar aşamasından sonra dizaynın en kritik parçaları olarak görülen blok ve blok tabanı parçalarına akustik özelliklerini görmek üzere sonlu eleman yöntemiyle yüzey hızları analizi yapılmış ve sonuçlara göre optimum dizayn elde etmek için çalışılmıştır.

Beidl ve diğ. [9], düşük gürültü değerlerine sahip motor dizaynına ait önemli noktaları ve yöntemleri araştırmışlardır. Çalışmanın en önemli kısımlarından biri gürültüyü azaltıcı olduğu düşünülen tasarımların hemen test ile incelenip görülmesi olmuştur. Çalışmanın ilk aşamasında, farklı dizayn konseptlerinin gürültü değerlerine etkisi çıkartılmıştır. Bu noktada daha önceki motor projelerinde elde edilen tecrübelerden faydalanılmıştır. Çalışmanın ikinci aşamasında, sınır koşulları ve tahrik mekanizmaları derinlemesine incelenmiş. Bu sayede test ile simülasyon analizi sonuçları daha doğru bir şekilde kıyaslama imkanı sağlanmıştır.



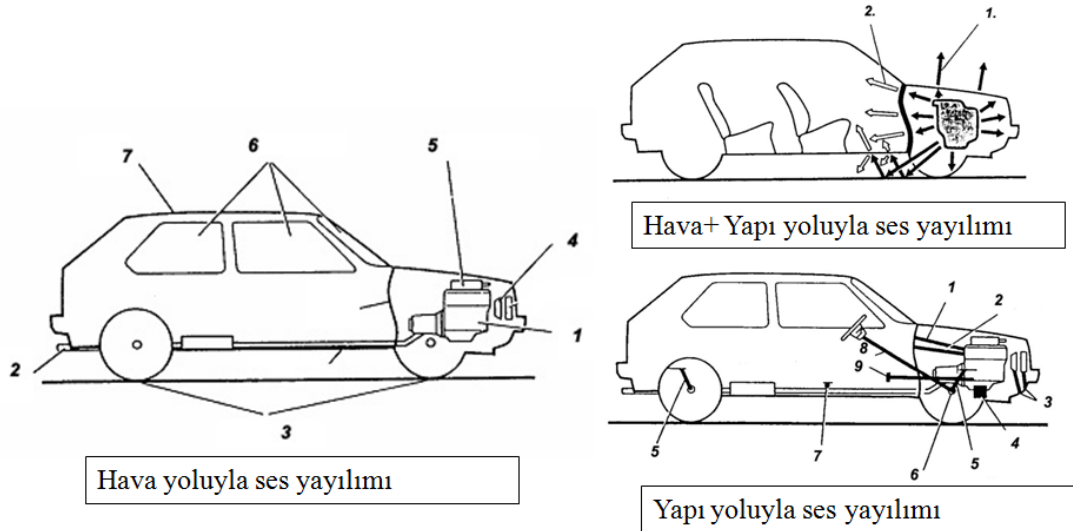
Şekil 1.2 : Araç NVH geliştirme planı [9].

Çalışmalarda hem simülasyon analizi ile yüzey hızları hem de ses yoğunluğu analizi ile katkısı yüksek olan komponent ve yüzeyler üzerinde çalışılmıştır.

2. TAŞITLARDA GÜRÜLTÜ

Gürültünün yayılımı üç şekilde gerçekleşmektedir [10];

- Hava yoluyla; Titreşen cismin dış yüzeyleri havada basınç dalgaları oluşturur ve ses havada yayılır.
- Hava ve yapı yoluyla; Bu ses basınç dalgaları karşılıklı çıkan yeni yüzeyleri titreşime zorlar ve yeni bir ses kaynağı ortaya çıkarırlar. Motor gürültüsünün taşıt kabini panel duvarlarını titreştirerek ses yayması bu yayılım türüne örnektir.
- Yapı yoluyla; Titreşen elemanlar bağlı bulundukları elemanları da titreşime zorlar ve ses bu elemanlar üzerinden yayılır. Motordan gelen titreşimin motor takozları vasıtasıyla şasiyi titreştirmesi ve ses yayılımı bu yayılım türüne örnektir.



Şekil 2.1 : Sesin taşıt üzerinde yayılımı [10].

Gürültü oluşumu engellemek, engellenemiyorsa azaltmak için gürültü kontrol yöntemine başvurulur. Gürültü kontrol yönteminde sırasıyla şu adımlar izlenmektedir [10];

- Hangi kaynağın hangi yüzeyinden nasıl gürültü yayıldığının tespit edilmesi.

- Bu gürültülerin hangi parametrelere bağı olduklarının tespit edilmesi.
- Gürültünün kaynaktan azaltılmaya çalışılması.
- Kaynağın titreşimlerinin yapı üzerinden yayılmasını önlemek için sönümleyici düzenleri tasarlamak.

Taşıtlarda gürültü; motor, egzoz, hava emiş, aktarma organları, lastik, fren ve aerodinamik gürültü olmak üzere belirli kısımlardan oluşmaktadır.

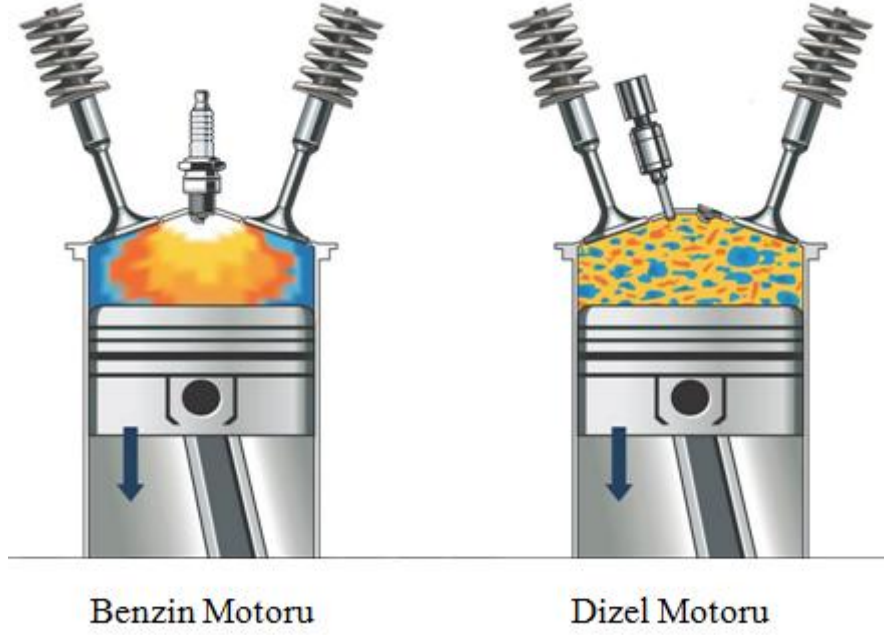
2.1 Motor Gürültüsü

Dizel ve benzinli motorlarda yanma oluşum mekanizmaları farklı olduğu için yanma prosesi sonucu açığa çıkan gürültü seviyeleride birbirinden farklı olmaktadır.

Benzin motorlarında, emiş sırasında yanma odası içine yakıt hava karışımı birlikte gönderilir. Bu karışım sıkıştırma sonucu buji vasıtasıyla ateşlenip kontrollü bir yanma prosesi gerçekleşmektedir.

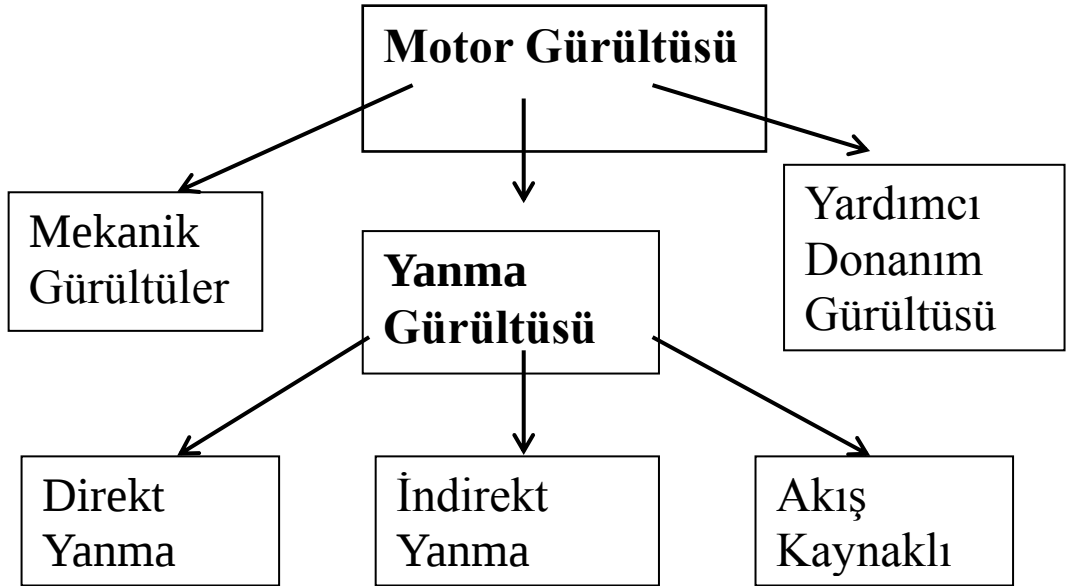
Dizel motorlarında ise, emiş sırasında yalnızca hava yanma odasına gönderilir sıkıştırma işlemi sonucunda yüksek sıcaklık ve yüksek basınçlı hava üzerine yakıt püskürtülerek yanma olayı gerçekleşmektedir. Dizel motorlarında yanmanın gerçekleşebilmesi için yüksek sıkıştırma oranlarına ihtiyaç vardır.

Dizel motorlarındaki yanma odasında görülen yüksek basınç gradyanları ve yanmanın benzin motoruna göre düzensiz gelişmesi etkenleri dizel motorlarında görülen gürültü seviyesinin yüksek olmasının en önemli sebebindendir.



Şekil 2.2 : Dizel ve benzin motorunda yanma oluşumu [11].

Motor gürültüsüne katkı sağlayan mekanizmaları üç şekilde ayırabiliriz. Bunlar mekanik gürültüler, yanma gürültüsü ve yardımcı donanım gürültüleridir. Yanma gürültüsünü de kendi içinde üç kısma ayırabiliriz; Direkt yanma gürültüsü, indirekt yanma gürültüsü ve akış kaynaklı gürültüler.



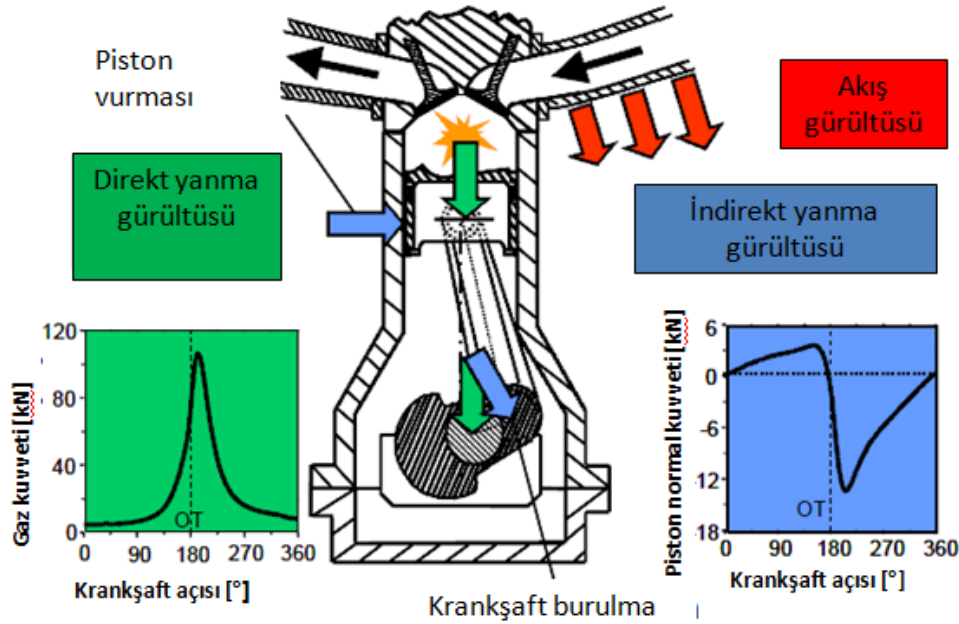
Şekil 2.3 : Motor gürültüsünün kısımları [2].

2.1.1 Motor gürültüsü tahrik mekanizması

Yanma odası içinde yanma mekanizması sonucunda oluşan yüksek basınçların yanma odası yan yüzeyinde ve piston yüzeyi oluşturduğu kuvvetler bütün yapıyı titreşime zorlamaktadır. Bu titreşimler motor bloğu ve diğer dış yüzeyler üzerinde yüzey titreşimi oluşturarak hava yoluyla, bağlantılı olduğu diğer elemanlara (motor kulakları gibi) titreşimi ileterek yapı ve hava yoluyla gürültü oluşturmaktadır

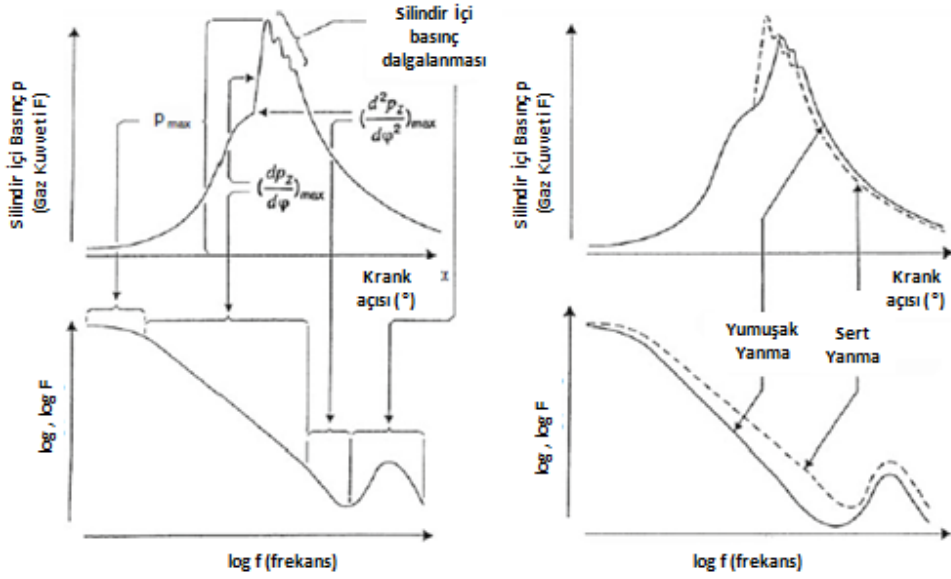
2.1.2 Direkt yanma gürültüsü

Direkt yanma gürültüsünü oluşturan en önemli parametre silindir içi basınç eğrisidir. Silindir içinde oluşan kuvvetlerin düşey yönde piston, biyel kolu ve krank şaftı üzerinde oluşturduğu zorlanmalar doğrudan yanma gürültüsünü oluşturur.



Şekil 2.4 : Motor gürültüsü oluşum mekanizması [2].

Silindir içi basınç eğrisinin akustik etkisini daha iyi görebilmek için krank açısı veya zamana bağlı silindir içi basınç grafiğini frekans alanına çevirmek gerekmektedir.



Şekil 2.6 : Silindir içi basınç eğrisinin etkisi [12]

Silindir içi basınç grafiğindeki her bir parameter farklı frekans aralıklarında etkili olmaktadır [8];

- Düşük frekans aralığında maksimum silindir içi basıncı etkindir.
- Orta frekans aralığında silindir içi basınç eğrisinin birinci türevi yani basınç artış hızı etkindir.
- Yüksek frekanslarda silindir içi basıncın ikinci türevi ve maksimum silindir içi basınç görüldükten sonraki salınımlar etkindir.

Şekil2.6'da da görüldüğü gibi daha hafif silindir içi basınç eğrisi ile yanma gürültüsünde önemli iyileşmeler elde edilmektedir. Silindir içi basınç eğrisinde bu iyileştirmeleri gerçekleştirebilmek için [12];

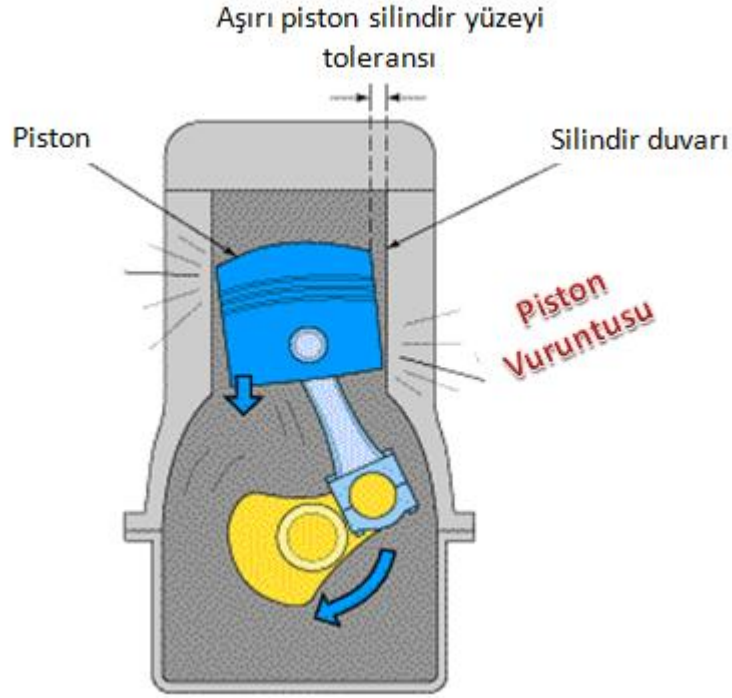
- Yakıt enjeksiyonu başlangıç zamanının üst ölü noktaya yaklaştırılması (yakıt püskürtmesini geciktirmek).
- Kademeli yakıt püskürterek yanmanın yumuşatılması.

gibi yanma karakteritiğini değiştirici uygulamalar yapılabilir.

Direkt yanma gürültüsünde yapılacak iyileştirmeler ile dizel motorlarında tüm çalışma koşullarında, düşük rölanti hızlarında ve soğuk çalışma koşullarında etkin bir iyileşme elde edilmektedir.

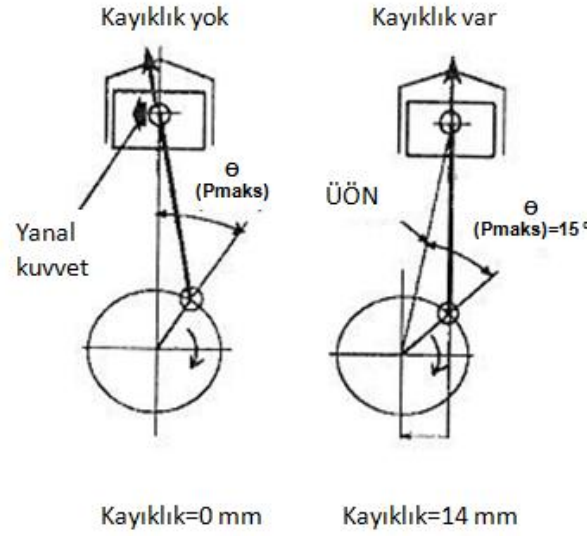
2.1.3 İndirekt yanma gürültüsü

İndirekt yanma gürültüsü, piston yüzey normalindeki kuvvetler ve krankşaftı üzerindeki döner kuvvetlerin etkisiyle oluşmaktadır. Pistonun yüzey normalinde oluşturduğu bu kuvvetler piston ikincil hareketi denilen, piston yan yüzeyi ile silindir yan yüzeyi arasında şok uyarıları oluşturur. Piston ikincil hareketi kaynaklı bu gürültü motorun yüksek yükler ile çalıştığı durumlarda daha baskındır [12].



Şekil 2.7 : Piston vurması gürültüsü [13]

Piston ikincil hareketi ile oluşan bu gürültünün etkisini azaltmak için piston ve silindir arasındaki boşluk, piston eteğinin uzunluğu, piston şekli, piston rijitliği ve piston ofseti parametreleri çok önemli rol oynamaktadır [8].



Şekil 2.8 : Piston pini ve krank eksenini arası offset etkisi [14]

Piston ikincil hareketine ek olarak, yüksek basınçlı yakıt pompası ve krank şaft gürültüsü de indirekt yanma gürültüsünün etkin katkı sağlayıcılarındandır. [12]

Yüksek basınçlı yakıt pompasının, yüksek basınç ve basınç gradyenti ile yanma odasına gönderdiği yakıt hem yanma sırasında yükske gürültüye sebep olurken hemde yakıt pompasının bloğa yataklandığı yüzeyden de yapısal yayılım ile gürültü yaymaktadır. [12]

Krank şaftı üzerindeki döner kuvvetler ile hem krank ana yatağı hemde krankşaft dişlisine bağlı bulunan diğer donanımlara ait dişliler de zorlanmaktadır. Krankşaftının düşük frekanslardaki burulma rezonansı iletilen torklarda dalgalanma yaratarak burulma titreşimlerine sebep olurlar. Burulma titreşim sönümleyicileri ile veya dengeleyici şaft ile bu burulma titreşimlerinin etkisinden kurtulmak mümkündür. [12]

İndirekt yanma gürültüsü, dizel motorlarında tam yük durumunda çalışma halinde baskın bir etki göstermektedir. [12]

2.1.4 Mekanik gürültüler

Mekanik gürültüler; motor devrine bağlı çalışan, gücünü krankşaft dişlisi tahriğinden alan, piston – krankşaft sistemi dışında kalan, pompa ve dişli çiftleri gibi parçaların oluşturduğu gürültü kaynaklarıdır. [12]

Hava emiş ve egzoz subaplarının kapandığı sırada oluşan uyarılar subap dişlilerinde yeni bir tork oluşturur ve bu sebeple gürültü oluşur. Bu gürültünün ses seviyesi düşük olmasına rağmen ses kalitesi olarak rahatsız edicidir. Rahatsız ediciliği yüksek olan subap gürültülerini önlemek için, subap dişlisinin doğal frekansını arttırmak, kam profilinin dinamik olarak optimize edilmesi, subap dişlisinin kütlesini azaltmak, silindir başına ikiden fazla subap olan motorlarda hidrolik subap açıklığı dengelenmesi ve açısal offset ile fazla çalışma işlemleri yapılmaktadır. [12]

Dişli çiftlerinin oluşturduğu gürültüye ek olarak pompalarda mekanik gürültüye önemli etki sağlamaktadır. Yağ pompalarından kaynaklı gürültü basınç dalgalanmaları sebebiyle oluşmaktadır. Yağ pompasının oluşturduğu maksimum basınç seviyelerini düşürerek bu gürültü seviyesi azaltılmaktadır. [12]

Yakıt pompası gürültüsü de mekanik gürültüler kapsamına girmektedir. Yakıt pompası kaynaklı gürültünün optimize edilmesi için hem tahrik dişlisinin hem de pompa içindeki dişlilerin yüzey kalitesi, birbirine göre açıklık miktarı, diş sayısı, ölçüleri ve profili gibi önemli parametrelerin optimize edilmesi gerekmektedir.

Ayrıca krank dişlisindeki tahriği diğer pompa v.b elemanlara ileten mekanizmayı dişliler ile sağlamak yerine zincir veya kayış sistemi kullanmak küçük hacimli motorlar için daha iyi akustik performans sağlamaktadır. [12]

2.1.5 Akış gürültüsü

İçten yanmalı motorlardaki akış gürültüsünün kaynağı akış içindeki basınç dalgalanmalarıdır. Akış kaynaklı gürültü hem hava emiş sistemi hem de daha etkin bir katkı ile egzoz sisteminde görölmektedir. [12]

Sönümlenmemiş akış gürültüsü etrafındaki komponentleri hava yoluyla tahrik edeceği için genel gürültü düzeyünü arttırıcı bir etki göstermektedir. [12]

Hava emiş sistemine takılan helmoltz rezonatörleri düşük frekans seviyelerindeki iyileştirme sağlayarak gürültü performansına olumlu etki sağlar. [12]

Egzoz sisteminde kullanılan susturucular hem venture sistemi gibi yüksek frekanslarda etki yaparken hem de yutucu malzemeler ile düşük frekans seviyelerindeki gürültüyü de azaltmaktadır. [12]

3. MOTOR GÜRÜLTÜSÜ VE SİMÜLASYON ANALİZİ

Tez kapsamında yanma gürültüsü modellenen 2 litre motor hacmine sahip önden çekişli 125 beygir güç üreten hafif ticari motorun yarı anekoik akustik odada ölçümleri yapılmıştır.

Bu bölümde deneysel olarak motor üzerinden yarı anekoik odada gürültü, ivme ölçer ve silindir içi basınç datası toplanmıştır. Motorun ses gücü seviyesi deneysel yöntemler ile hesaplanan ses basıncı seviyeleri üzerinden hesaplatılmıştır. Bölümün ileriki kısımlarda da CAE modelinin oluşturulması, CAE modeline girdi fonksiyonu olarak silindir içi basınç datası uygulanmıştır. Yapısal CAE modeli ile deneysel ölçümlerin blok üst ölü noktaları ve motor takozları için ivme değerleri kıyaslanmıştır. Sonraki kısımda akustik CAE modeli oluşturulmuş, ATV teorisi ile gürültü değerleri hesaplatılmıştır. Son olarak akustik CAE modelinden her bir devir ve mikrofon lokasyonu için 1/3 oktav band grafikleri çıkartılmıştır.

3.1 Ölçümlere Hazırlık

Güç aktarma organları ile birlikte yarı anekoik odada toplanan motor ön tekerlek tahrik şaftlarında dinamometrelere bağlanarak yüklenmiştir.



Şekil 3.1 : Temsili iki şafttan yüklenmiş motor aktarma organları [15]

Tez kapsamında sadece yanma gürültüsü inceleneceği için, akustik oda içindeki aktarma organları sistemine ait şanzıman, hava emiş sistemi, egzoz sistemi, soğutma suyu sistemi elemanları ses yutum özellikli malzeme ile kaplanmıştır. Bu şekilde yanma gürültüsünün baskın olduğu durumda ölçüm alınması hedeflenmiştir.

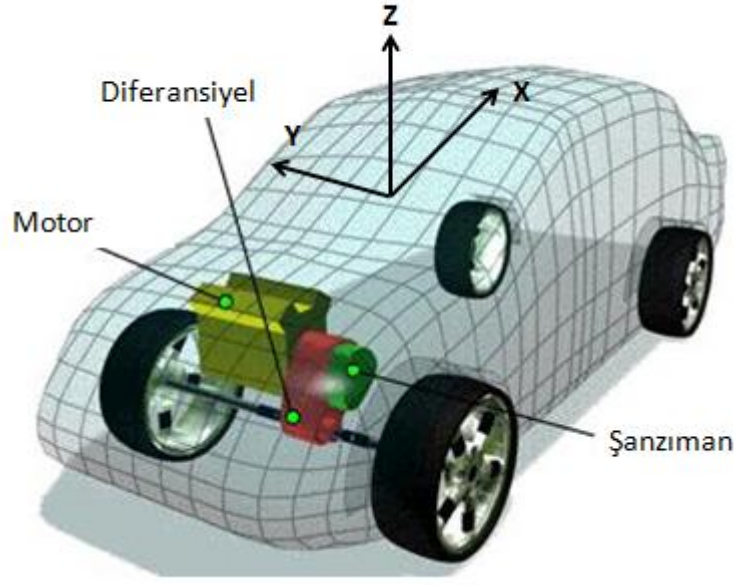
Motora enstrümente edilen sıcaklık ve basınç sensörleri ile soğutma suyu, yağ, hava giriş çıkış parametreleri sürekli kontrol edilmektedir.

Silindir içi basınç sensörleri ile yanma odası içindeki basınç değeri krank açısına bağlı olarak toplanmaktadır.

Silindir üst ölü noktasına her bir silindir için bir adet toplamda dört adet üç yönlü ivme ölçer yerleştirilmiştir.

Motor ve aktarma organları sistemini araca bağlayan üç adet motor takozunun aktif kısmına üç adet üç yönlü ivme ölçer yerleştirilmiştir.

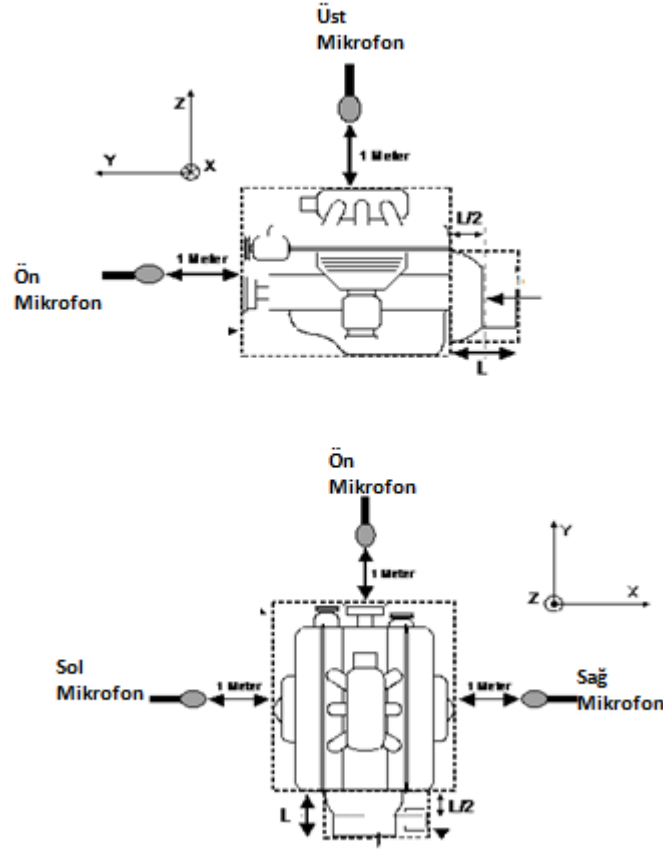
İvme ölçer yönleri önden çekişli motor aktarma sistemi koordinat sistemi tanımı şekil 3.2' ye göre yapılmıştır.



Şekil 3.2 : Temsili iki şafttan yüklenmiş motor aktarma organları [15]

Motor devir hızı kranka bağlı encoder vasıtasıyla kontrol edilmektedir.

Gürültü ölçümü için yerleştirilen mikrofonlar, motor sistemini içine alan hayali bir kutunun her bir yüzeyinden 1 metre uzaklıkta olacak ve motorun ağırlık merkezi doğrultusunda olacak şekilde yerleştirilmektedir. Gürültü ölçümleri motorun ön, üst, sağ ve sol tarafına yerleştirilen mikrofonlardan alınmaktadır.



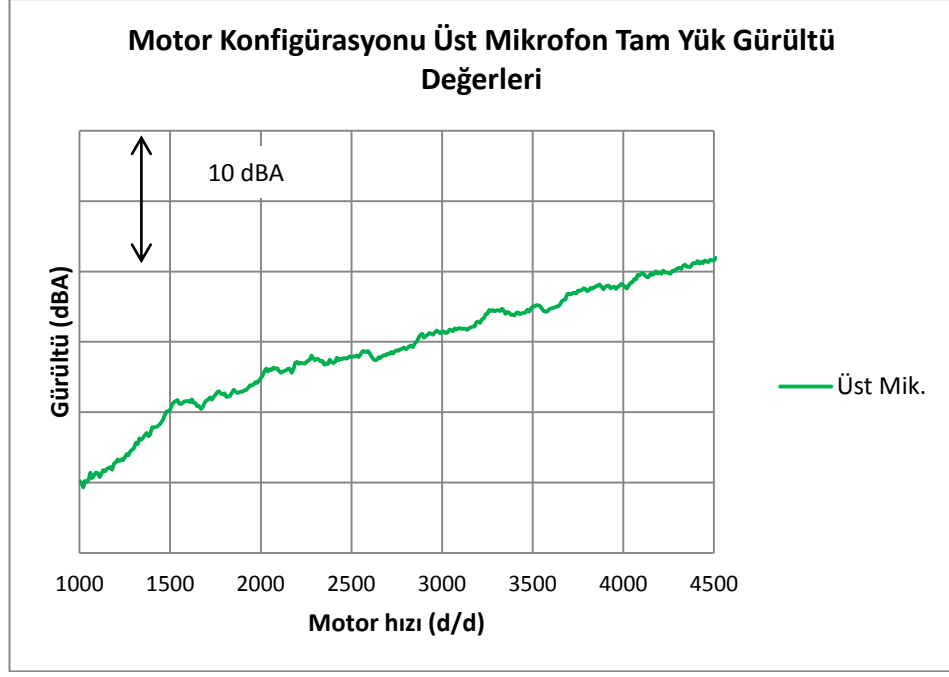
Şekil 3.3 : Mikrofon lokasyonlarını gösteren ön ve üst görüş motor resmi

3.2 Ölçüm Toplama

Tezin amacı yanma gürültüsü hesaplamak olduğu için, teori kısmında da belirtildiği gibi yanma gürültüsünün en baskın olduğu tam yük koşulunda gürültü ölçümleri alınmıştır.

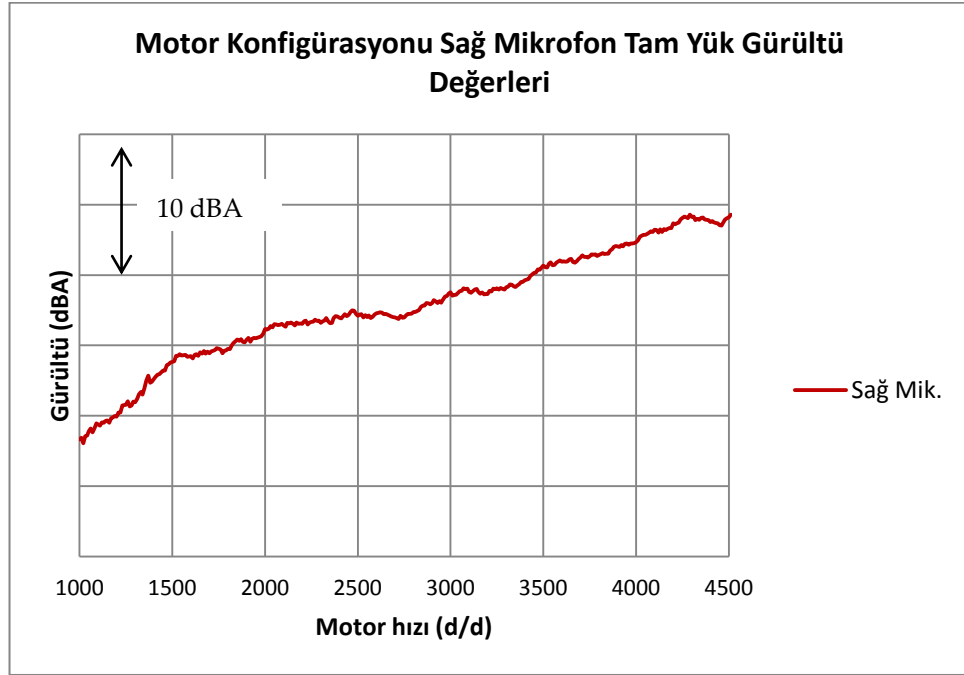
Motor devri 1000 d/d'dan 4500 d/d' ya tam yük koşulunda taranarak üst, sağ, sol ve ön mikrofondan gürültü datası toplanmıştır.

Motor gürültü değerleri LMS marka 60 kanallı veri toplama cihazı ile toplanmıştır. Motor gürültü değerleri 20000 Hz maksimum frekansa kadar toplanmıştır.



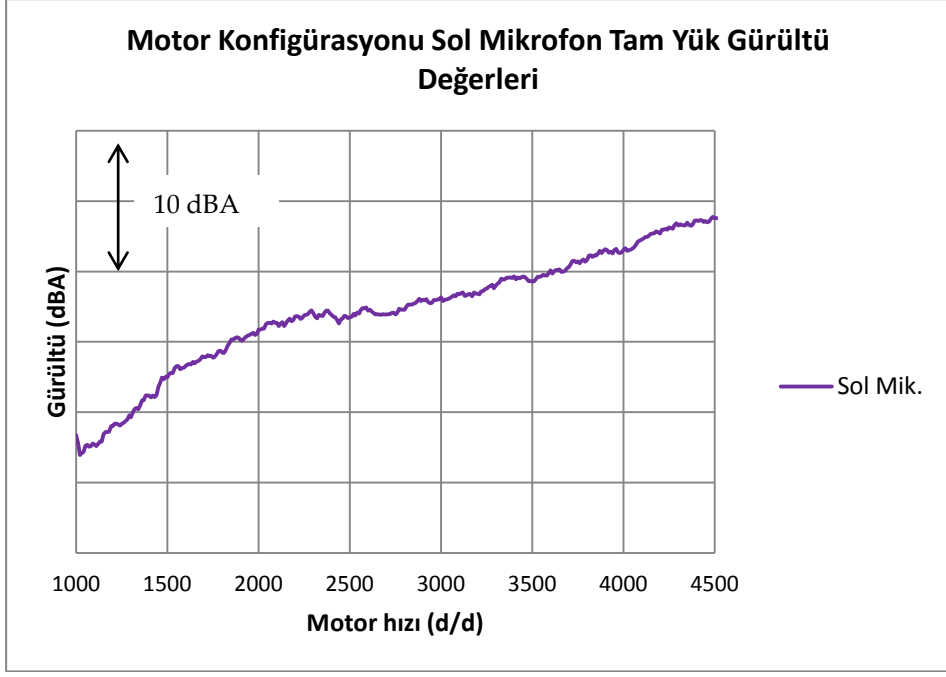
Şekil 3.4 : Motor devrine bağlı üst mikrofon gürültü değerleri

Motor üst mikrofon gürültü grafiğinde yanma gürültüsü, yakıt enjektör gürültüsü, hava emiş ve egzoz valfleri gürültüsü etkin rol oynamaktadır.



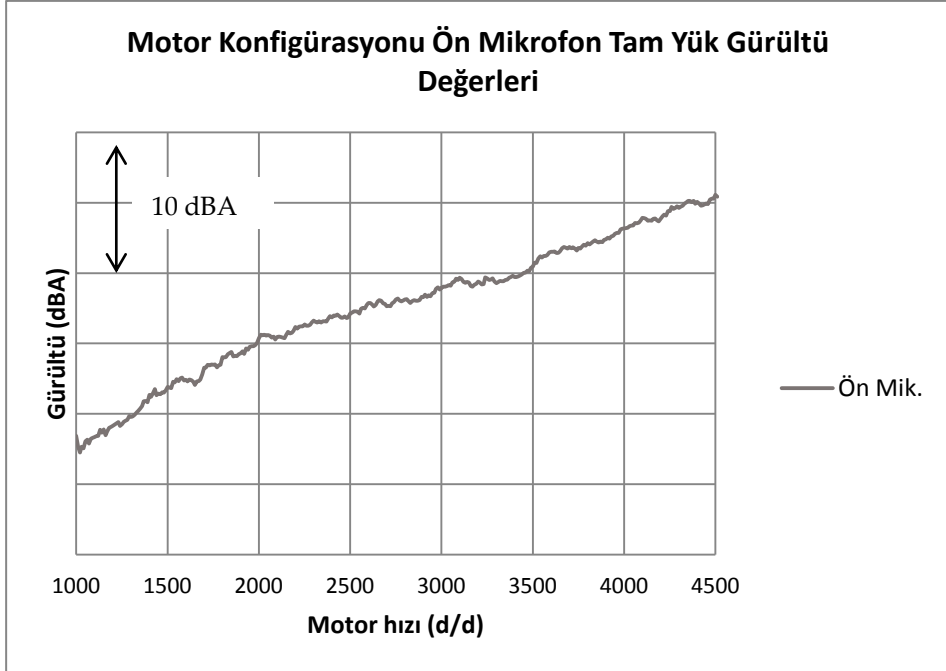
Şekil 3.5 : Motor devrine bağlı sağ mikrofon gürültü değerleri

Motor sağ mikrofon gürültü grafiğinde egzoz sistemi kaynaklı akış gürültüsü, klima kompresörü kaynaklı mekanik gürültü ve blok yüzeylerinden yayılan yanma gürültüsü etkin rol oynamaktadır.



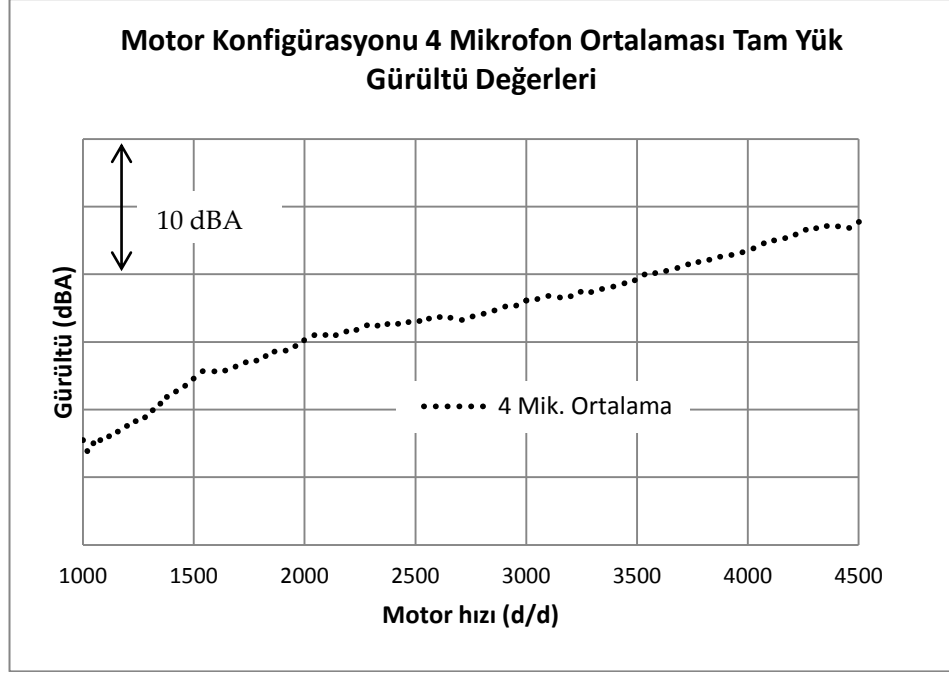
Şekil 3.6 : Motor devrine bağlı sol mikrofon gürültü değerleri

Motor sol mikrofon gürültü grafiğinde hava emiş sistemi kaynaklı akış gürültüsü, alternator, direksiyon pompası, marş motoru kaynaklı mekanik gürültü ve blok yüzeyinden yayılan yanma gürültüsü etkin rol oynamaktadır.



Şekil 3.7 : Motor devrine bağlı ön mikrofon gürültü değerleri

Motor ön mikrofon gürültü grafiğinde kayış kasnak sistemi kaynaklı gürültü ve ön kapak yüzeyinden yayılan gürültüler etkin rol oynamaktadır.



Şekil 3.8 : Motor devrine bağlı 4 mikrofon ortalaması gürültü değerleri

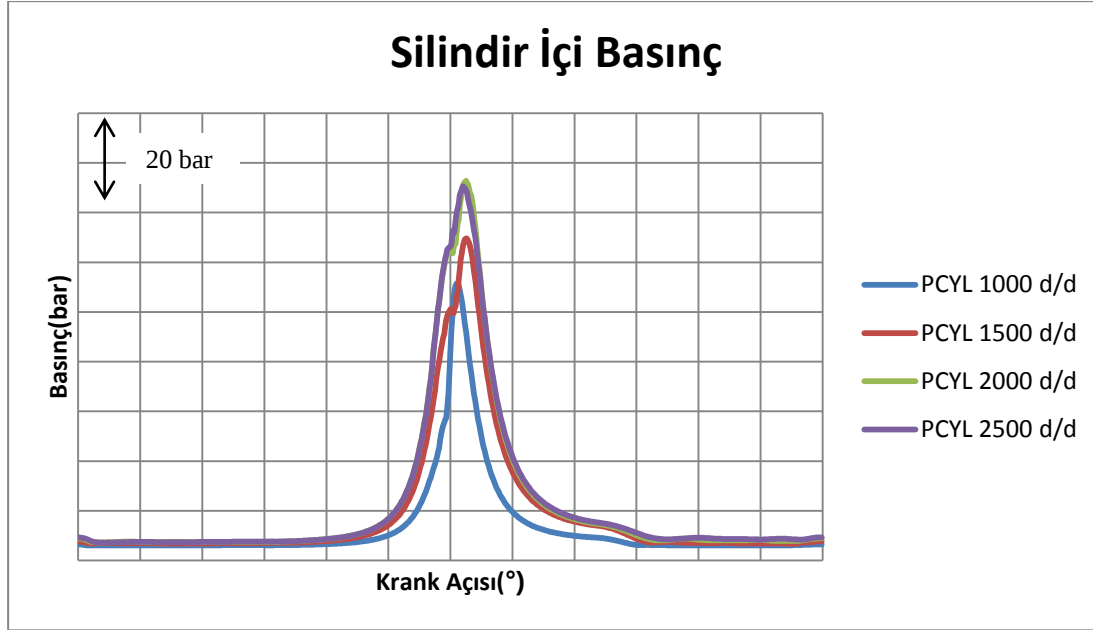
Ön, sağ, sol ve üst mikrofon için 4 mikrofon ortalaması logaritmik ortalama yöntemi kullanılarak aşağıdaki formülde de görülebileceği gibi her bir motor devri için hesaplatılmıştır.

$$4 \text{ Mik. Ort. } dBA = 10 \times \log_{10} \left[\left(10^{\left(\frac{\text{Ön}_{dBA}}{10} \right)} + 10^{\left(\frac{\text{Sağ}_{dBA}}{10} \right)} + 10^{\left(\frac{\text{Sol}_{dBA}}{10} \right)} + 10^{\left(\frac{\text{Üst}_{dBA}}{10} \right)} \right) / 4 \right] \quad (3.1)$$

Motor geliştirmesi yapan firmalar motor gürültü seviyelerinde geliştirme yapmak rakip araçların gürültü değerlerini de inceleyerek kendi ürünlerine 4 mikrofon ortalaması hedef koymaktadır. Hedef değerden sapma varsa her bir mikrofon katkısından baskın etki gösteren yön üzerinde gürültü sebepleri üzerinde geliştirme çalışmaları yapılmaktadır.

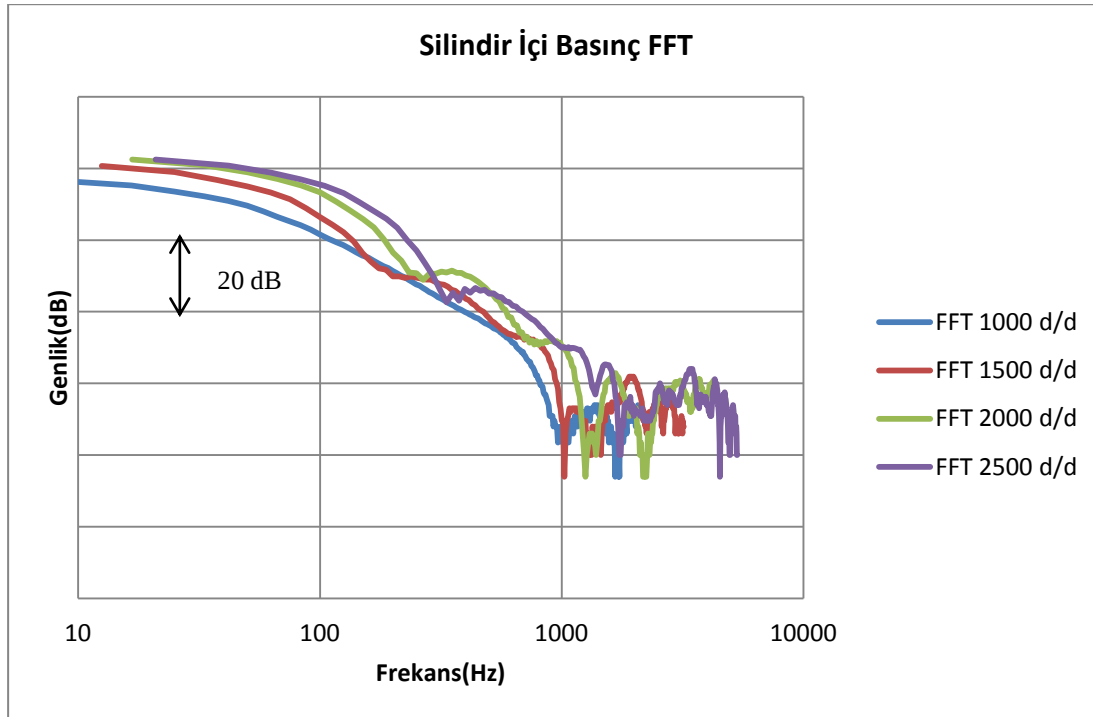
Motor gürültüsü ölçümleri alınırken tüm soğutma suyu, yağlama, sıkıştırılmış hava, egzoz sıcaklık ve basınç seviyeleri ile motorun tork değerinin hedeflere uygunluğu kontrol edilmiştir.

Gürültü değerlerini sonlu eleman metodu ile modellemek amacıyla, silindir içi basınç sensörlerinden motorun silindir içi basınç değerleri üç silindirden 1000d/d'dan 4500 d/d'ya kadar 500 d/d aralıklarla kararlı durumda toplanmıştır.



Şekil 3.9 : 1000, 1500, 2000, 2500 d/d silindir basıncı grafiği

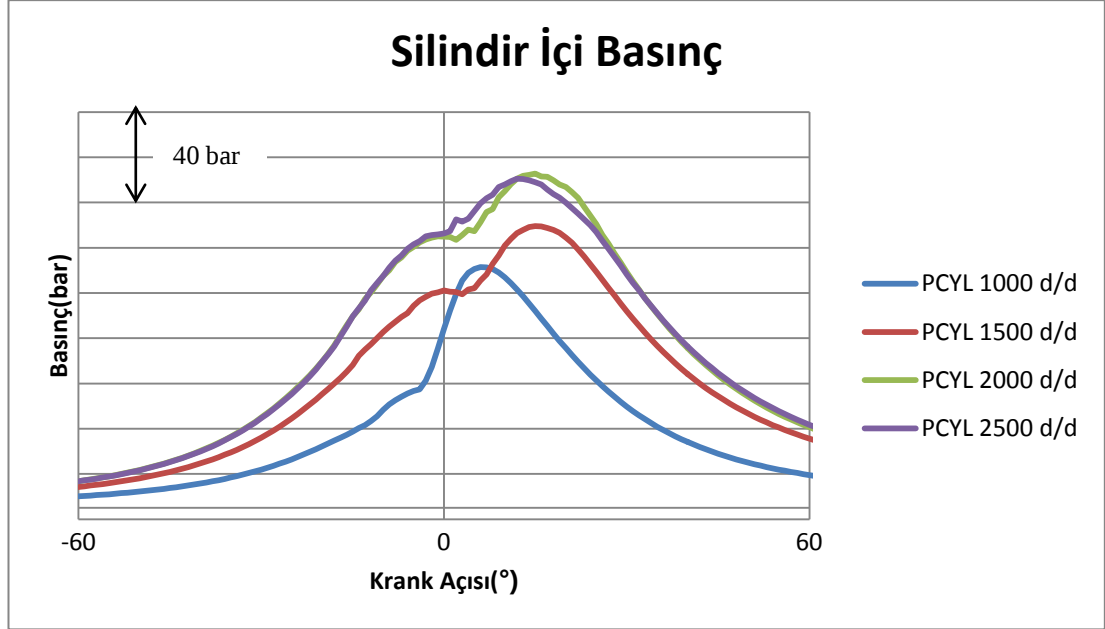
Silindir içi basıncı dataları yanma odası içine yerleştirilmiş basıncı sensörleri vasıtasıyla toplanmıştır. Silindir içi basıncı dataları 1° krank açısı aralıkları ile toplanmıştır. Ölçüm güvenilirliği açısından 50 çevrim boyunca krank açısına bağlı data toplanmış ve bunun ortalaması alınmıştır.



Şekil 3.10 : 1000, 1500, 2000, 2500 d/d silindir basıncı frekans grafiği

Silindir içi basıncının yanma gürültüsüne etkisi 500-5000 Hz aralığında olduğu teori kısmında belirtilmişti. Bu sebeple sabit motor devirlerinde toplanan silindir içi basıncı

eğrileri frekans alanına çevrilmiştir. Data frekans alanına çevriliren FFT teorisi uygulanmıştır. Her bir motor devri için 1° krank açısına denk gelen süre göz önünde bulundurularak FFT örnekleme frekansı uygulanmıştır.

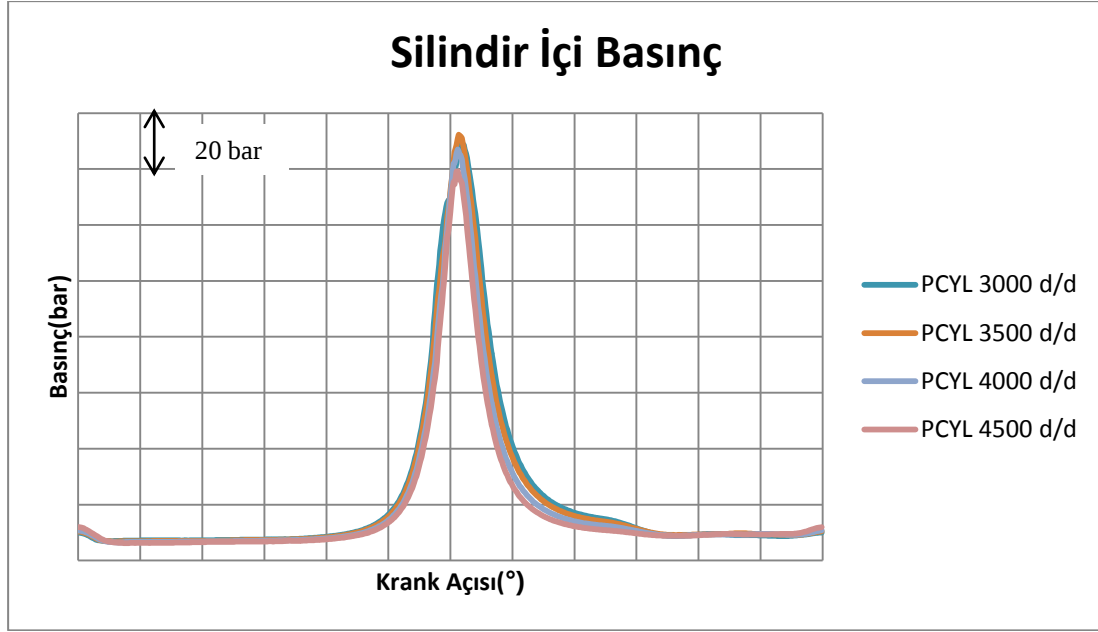


Şekil 3.11 : 1000, 1500, 2000, 2500 d/d silindir basıncı detay grafiği

Daha önce teori kısmında da belirtildiği gibi maksimum silindir içi basıncı düşük frekans değerlerinde etkin rol oynamakta, krank açısına bağlı silindir içi basınç artış oranı ise orta frekans aralığında etkin rol oynamaktadır.

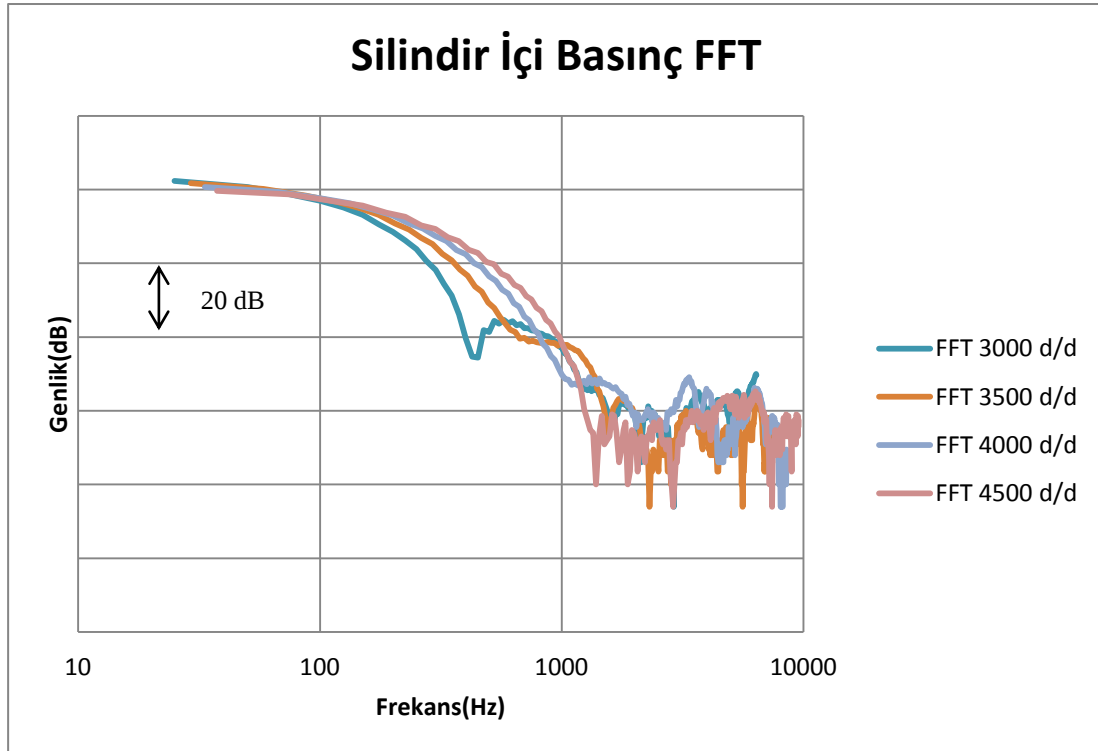
Şekil 3.11’de görülebildiği gibi 2500 ve 2000 devir için maksimum silindir içi basınç değeri ve silindir içi basınç artış oranı diğer motor devirlerine kıyasla en yüksek görülmektedir.

Şekil 3.10’ da da görülebildiği gibi 2500 ve 2000 devir için düşük ve orta frekans aralığında katkı yüksek görülmektedir.



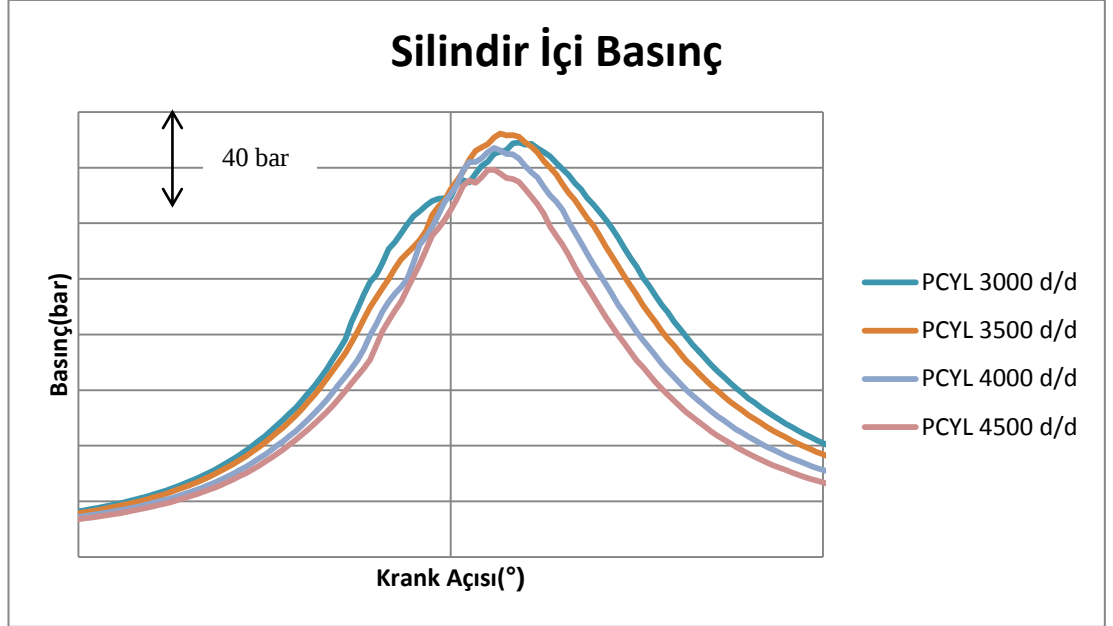
Şekil 3.12 : 3000, 3500, 4000, 4500 d/d silindir basıncı grafiği

Silindir içi basınç dataları her bir motor devri için kararlı durumda 1° krank açısı aralıklar ile toplanmıştır. Ölçüm güvenilirliği açısından 50 çevrim boyunca krank açısına bağlı data toplanmış ve bunun ortalaması alınmıştır.



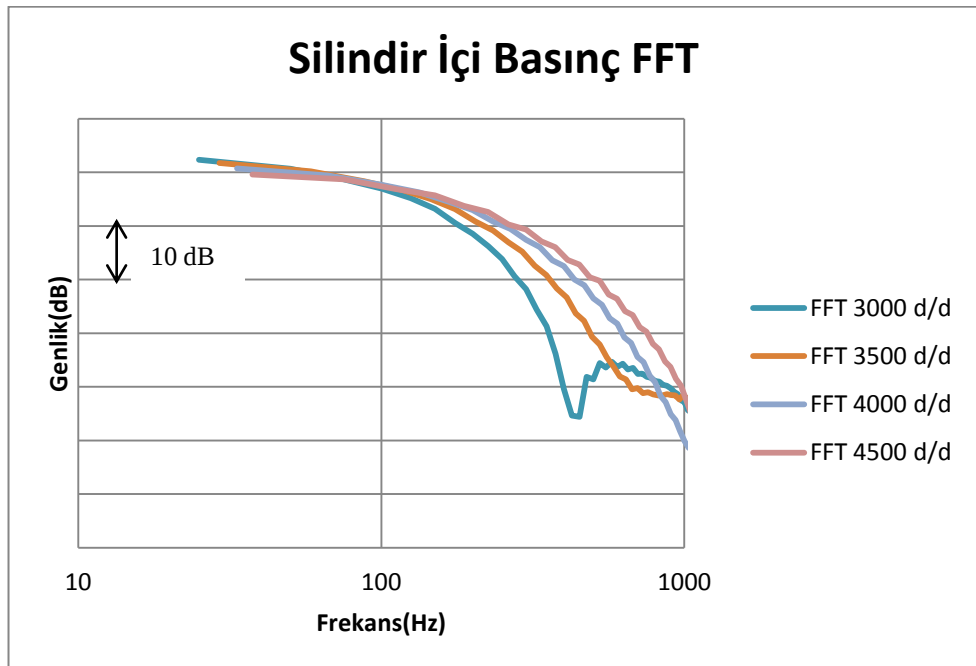
Şekil 3.13 : 3000, 3500, 4000, 4500 d/d silindir basıncı frekans grafiği

Data frekans alanına çevriliren FFT teorisi uygulanmıştır. Her bir motor devri için 1° krank açısına denk gelen süre göz önünde bulundurularak FFT örnekleme frekansı uygulanmıştır.



Şekil 3.14 : 3000, 3500, 4000, 4500 d/d silindir basıncı detay grafiği

Şekil 3.14’de 3000 ve 3500 d/d için maksimum silindir içi basıncı en yüksek değerleri verdiği görülmektedir. Silindir içi basıncı artış oranı içinse 4500 d/d en yüksek artış oranını göstermektedir.



Şekil 3.15 : 3000, 3500, 4000, 4500 d/d silindir basıncı frekans detay grafiği

Şekil 3.15’de de görüldüğü gibi düşük frekanslarda 3000 ve 3500 d/d datası baskın özellik göstermekte orta frekans aralığında 4500 d/d datası baskın özellik göstermektedir.

Sonlu eleman modelinin korelasyonunu sağlamak amacıyla motor bloğu üst ölü noktadan dört adet ve motor takozları aktif kısmından üç adet her biri üç yönlü ivme datası toplanmıştır. Bu ivme ölçer değerlerine bir sonraki kısımda sonlu eleman modeli sonucunda çıkan değerlerle birlikte karşılaştırmalı olarak yer verilecektir ve korelasyon sağlanıp sağlanmadığı detaylı bir şekilde incelenecektir.

3.2.1 Ses gücü seviyesi hesaplama

Motor ses gücü seviyesi hesabına başlamadan önce, teorik olarak ses gücü seviyesi ve ses basıncı seviyesi tanımlanacaktır. Ses gücü seviyesinin ses basıncı seviyesine göre karşılaştırılabilir bir özellik olması 3.2.1.1 kısmında anlatılacaktır.

3.2.1.1 Motor ses gücü seviyesi ve ses basıncı seviyesi

Ses gücü seviyesi, bir ses kaynağının satırlarından yaydığı ses gücünün seviyesine denilmektedir. Ses gücü seviyesi L_w ile gösterilmektedir. Ses gücü seviyesi uluslararası referans olarak kabul edilen 10^{-12} W’a göre hesaplanmaktadır.[17]

$$L_w = 10 \log \frac{W}{10^{-12}} \text{ (dB)} \quad (3.2)$$

Bir makinenin ses gücü, bu makinenin toplam gücünün ses olarak yayılan kısmıdır ve toplam gücüne kıyasla çok küçük bir orandır. Çizelge 3.1’de farklı tip gürültü kaynakları ve bunların oluşturduğu ses gücüne ait ses gücü seviyeleri görülmektedir.[17]

Çizelge 3.1 : Çeşitli ses kaynaklarının ses gücü seviyesi [17]

Kaynak	Ses Gücü (W)	Ses Gücü Düzeyi (dB, re 10⁻¹² W)
Fısıltı	10 ⁻⁹	30
Normal konuşma	10 ⁻⁵	70
Bulaşık makinası	10 ⁻⁴	80
Bağırarak konuşma	10 ⁻³	90
Otoyolda giden otomobil	10 ⁻²	100
Kamyon kornası	10 ⁻¹	110
Pervaneli uçak motoru	1	120
Santrifüj fan (20000 m ³ /h)		
Senfoni orkestrası	10	130
Dört pervaneli uçak	100	140
Büyük santrifüj fan (800-900 bin m ³ /h)	100	140
Dört jet motorlu uçak	5000	167
Satürn roketi	10 ⁸	200

Ses basınç seviyesi, sesin belli bir noktada yarattığı ses titreşimlerinin basıncı ile ilgilidir ve ölçümün yapıldığı noktadan noktaya değişiklik göstermektedir. Ses kaynağından uzaklaşıldıkça o noktada ölçülen ses basınç seviyesi azalmaktadır. Ses basınç seviyesi L_p ile gösterilmektedir. Uluslar arası referans olarak kabul edilen p_0 20 μ Pa değerine göre hesaplanmaktadır.[17]

$$L_p = 10 \log \frac{p^2}{p_0^2} \quad (3.3)$$

Çizelge 3.2 : Çeşitli ses kaynaklarının ses basıncı seviyesi [17]

Kaynak	Ses Basıncı Düzeyi (dB)
Jet motoru yakınında	140
Çelik perçin makinası (5 m uzakta)	100
Gürültü fabrika	90
Metroda (pencereler açıkken)	80
Ortalama fabrika	70
Yüksek sesle konuşulan kapalı mekanlar	60
Ortalama bir ofis	50
Şehir gürültüsünden uzak evlerin oturma odaları	40
Sessiz özel ofisler	30
Ses yalıtımı yapılmış özel mekanlar (örneğin sütüdyolar)	20

Ses gücü seviyesi ölçümleri, gürültü emisyonu kontrolü açısından önem taşımaktadır. Açık alanda kullanılan teçhizatın çevresindeki gürültü emisyonu yönetmeliği’de bu amaçla iş makinalarının çevreye yaydığı gürültü seviyesini kontrol etmek, çevre

koruması sağlamak, insanların sağlığını korumak, tüketicileri kullandıkları makinaların yaydıkları gürültü hakkında bilgi sahibi yapmaktadır.

Sanayi ve Ticaret Bakanlığınca yayınlanan, “Açık Alanda Kullanılan Teçhizat Tarafından Oluşturulan Çevredeki Gürültü Emisyonu İle İlgili Yönetmelik (2000/14/AT)” ile teçhizatların ses gücü seviyelerini sınırlandırmıştır [18].

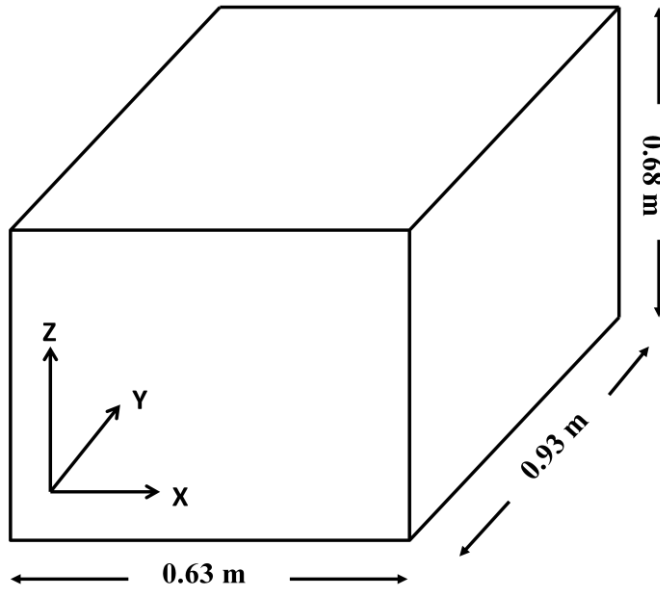
3.2.1.2 Motor ses gücü seviyesi hesaplanması

Ses gücü seviyesi ölçümü üç farklı yöntem ile yapılmaktadır.

Hassas yöntemde; Özel ses yansımaz (anekoik) oda veya yarı anekoik oda da ölçüm yapılır. Ses kaynağını ve ortam arka planı gürültüsü ölçülür. Ölçüm tam anekoik odada ses kaynağını küresel olarak çevreleyen mikrofonlar ile yarı anekoik odada ses kaynağını yarı küre olarak çevreleyen mikrofonlar ile yapılmaktadır [10].

Mühendislik yöntemi; Gürültü açısından serbest alan özelliğine sahip ortamda ölçüm yapılır. Ses kaynağı üzerinde dikdörtgen prizma oluşturacak çerçeveler üzerine yerleştirilen mikrofonlar ile ölçüm alınmaktadır [10].

Gözetim yöntemi; Tüm mertebelerde belirli noktalardan ölçülen A ağırlıklı ses gücü seviyeleri üzerinden alınan ölçüm ile ses gücü seviyesi hesaplanmaktadır [10].



Şekil 3.16 : Motorun çevrelediği temsili hacim

Ölçümü yapılan motorun ses gücü seviyesi, tam yükte motorun etrafına bir metre uzaklıkta ki ön, arka, sağ, sol ve üst mikrofonlar ile gözetim yöntemi kullanılarak hesaplanmıştır.

$$L_p = 10 \log \frac{1}{S} \left[\sum_{i=1}^N S_i \cdot 10^{0.1 L_{pi}} \right] \quad (3.4)$$

Formülasyonda; L_p yüzeydeki ortalama ses basıncı seviyesi, S ölçüm yüzey alanı, S_0 1 m² alanı temsil etmektedir.

$$L_{WA} = L_p - K_1 - K_2 + 10 \log \left(\frac{S}{S_0} \right) \quad (3.5)$$

$$K_1 = -10 \log(1 - 10^{-0.1 \Delta L}) \quad \Delta L = L_p - L_{p \text{ arka plan}} \quad (3.6)$$

$$K_2 = 10 \log[1 + 4(S/A)] \quad (3.7)$$

$$S_{\text{ön}} = S_{\text{arka}} = x.z = 0.63 \times 0.68 = 0.43 \quad (3.8)$$

$$S_{\text{sağ}} = S_{\text{sol}} = y.z = 0.93 \times 0.68 = 0.63 \quad (3.9)$$

$$S_{\text{üst}} = x.y = 0.63 \times 0.93 = 0.59 \quad (3.10)$$

$$S = \sum S_i = S_{\text{ön}} + S_{\text{arka}} + S_{\text{sağ}} + S_{\text{sol}} + S_{\text{üst}} = 2.71 \quad (3.11)$$

Formülasyonda; K_1 arka plan gürültüsü düzeltme katsayısı, K_2 oda yutumu düzeltme sayısı, A oda eşdeğer ses yutum alanı, S ölçüm yüzey alanı.

Ölçümler yarı anekoik odada yapıldığı için arka plan düzeltme katsayısı ve oda yutumu düzeltme sayısı sıfır alınmaktadır.

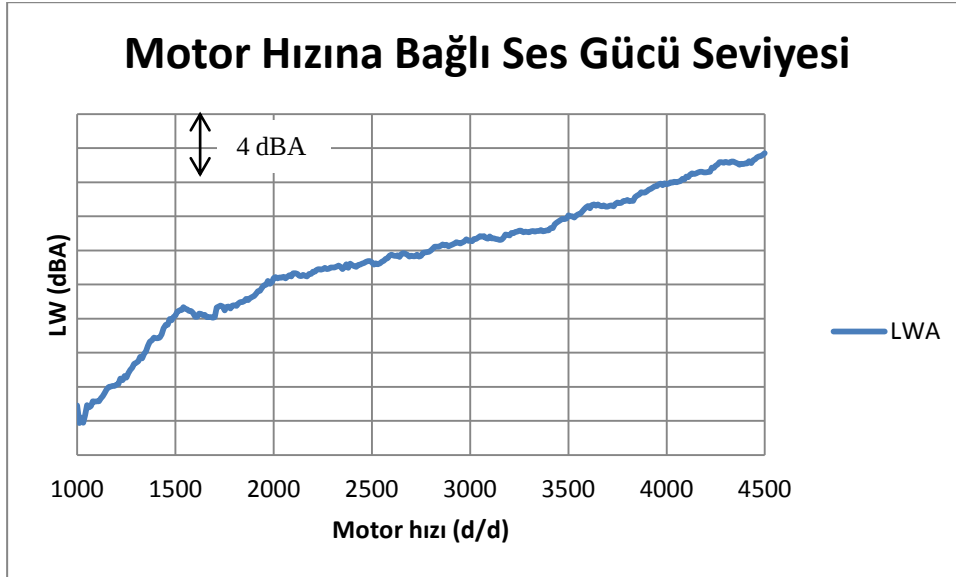
Sadece 4500 d/d için gürültü değerleri temsili gösterilerek hesap;

$$L_{pA(\text{ön})} = A \quad L_{pA(\text{arka})} = B \quad L_{pA(\text{sol})} = C \quad L_{pA(\text{sağ})} = D \quad L_{pA(\text{üst})} = E \quad (3.12)$$

$$L_{pA} = 10 \log \frac{1}{2.71} [0.43 \times 10^{Ax0.1} + 0.43 \times 10^{Bx0.1} + 0.63 \times 10^{Cx0.1} + 0.63 \times 10^{Dx0.1} + 0.59 \times 10^{Ex0.1}] \quad (3.13)$$

$$L_{pA} = Y \quad (3.14)$$

$$L_{WA} = Y + 10\log\left(\frac{2.71}{1}\right) = X \text{ dBA} \quad (3.15)$$



Şekil 3.17 : Motor devrine bağlı ses gücü seviyesi

Karayolu taşıtlarında kullanılan içten yanmalı motorlar için henüz ses gücü seviyesi yönetmeliği bulunmasa dahi ses gücü seviyeleri müşterilerin konfor anlayışında gün geçtikçe önem kazanır hale gelmektedir.

3.3 Sonlu Eleman Modelinin Oluşturulması

Sonlu eleman modeli oluşturma kısmında aşağıdaki adımlar izlenecektir.

- Motor ve aktarma organlarının Nastran çözücüsüne uygun yapısal sonlu eleman modelinin oluşturulması
- Oluşturulan sonlu eleman modelinde, test ile toplanan ivme ölçer datalarının kıyaslanması ve sonlu eleman modelinin korelasyonunun irdelenmesi
- Akustik analizin ilk adımı olan yüzey hızları çıktısının Nastran programı vasıtasıyla hesaplanması.
- LMS Virtual Lab programı vasıtasıyla akustik model oluşturulup, yüzey hızları çıktısı ile birleştirilip gürültü değerleri çıktısı alınması.

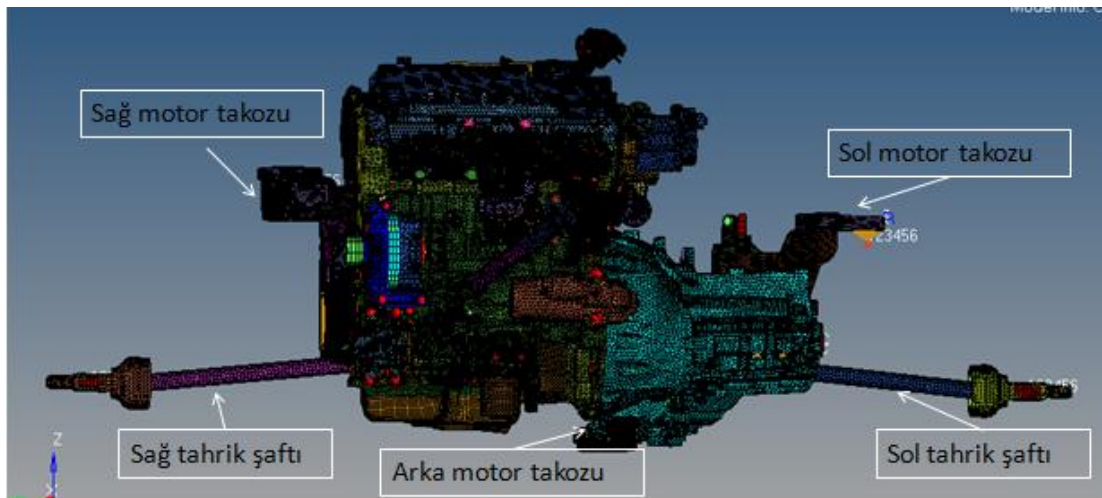
Alınan mikrofön lokasyonlarındaki gürültü değerleri çıktısının test sonucu toplanan değerlerle kıyaslanıp korelasyonunun irdelenmesi.

3.3.1 Yapısal (Nastran) sonlu eleman modeli oluşturulması

Nastran sonlu eleman analiz programı kullanılarak CAD dosyası üzerinde motor aktarma organları parçalarının her biri modellenmeye başlanır. Modellemede katı gövdeye sahip parçalarda üç boyutlu katı mesh kullanılırken, 5 mm'den küçük kalınlığa sahip saç parçalar iki boyutlu mesh olarak modellenmiştir. Cıvata, yay ve kauçuk elemanlar özelliklerine uygun şekilde bir boyutlu eleman olarak modellenmiştir. Modellenen parçalara uygun eleman özellikleri ve malzeme ataması yapılmaktadır;

- Üç boyutlu katı modellere; elastisite modülü, poison oranı, yoğunluk ve üç boyutlu eleman türü ataması yapılır.
- Bir boyutlu cıvata modellere; çap bilgisi, kesit doğrultusu, elastisite modülü, poison oranı, yoğunluk ve bir boyutlu eleman özelliği atanır.
- Yay ve kauçuk eleman modelleri için, sönüm oranı, yay katsayısı ve bir boyutlu eleman özelliği atanır.
- İki boyutlu saç modellere; kalınlık miktarı, doğrultusu, elastisite modülü, poison oranı, yoğunluk ve iki boyutlu eleman özelliği atanır.

Yukarıdaki işlemler tamamlandıktan sonra sınır koşullarını uygulama işlemine geçilir. Motor takozlarına uygulanan sınır koşulunda altı serbestlik derecesi de kapatılır. Tahrik şaftlarında ise sadece y yönünde dönme serbestliği açık bırakılır.



Şekil 3.18 : Nastran sonlu eleman modeli

Nastran modeli kurulumu tamamlandıktan sonra, dinamometrede motor üzerinden alınan ivme ölçer sonuçlarının aynısı sonlu eleman modelinden de okunması için ivme ölçeri temsil eden noktasal elemanlar tanımlanır.

Nastran çözdürücü dosyasına oluşturduğumuz modeli ile ilgili komutlar aşağıdaki gibi girilir;

```
GEOMCHECK NONE
ECHO=NONE
SOL 111
CEND
$$$$-----$$$$
$$$                        Case Control Cards                        $$$
$$$$-----$$$$
SET 1 = 80088336,THRU,80088342
$HMSET      1      1 "Acc_Out"
$HMSETTYPE  1 "regular"
$80088336 - LHS
$80088337 - RHS
$80088338 - TDC1
$80088339 - TDC2
$80088340 - TDC3
$80088341 - TDC4
$80088342 - RRR

AUTOSPC(NOPRINT)=YES
SPC =      80001
METHOD(STRUCTURE) =      80002
SDAMPING(STRUCTURE) =      80003
MPC = 7000003
ACCELERATION(SORT2,PUNCH,PHASE) =      1
DISPLACEMENT(SORT2,PUNCH,PHASE) =      1
```

Şekil 3.19 : Nastran Sonlu Eleman Modeli Çözücü Dosyası 1

SOL 111; Nastran çözücüsünde modal frekans cevap analizi komutudur.

SET 1; Deplasman ve ivme çıktıları alınacak düğüm noktalarının tanımlandığı komuttur.

AUTOSPC; Modal frekans cevap analizinde rijitlik matrisinde oluşacak tekilliklerin sınırlandırılması için tanımlanan komuttur.

SPC; Tanımlanan düğüm noktaları için altı serbestlik derecesinden hangilerinde hareketin serbest olup hangilerinde sınırlandırıldığı bu komut vasıtasıyla tanımlanır.

METHOD; Yapısal veya akış analizleri olarak iki farklı kısım tanımlanabilmektedir. Bizim analizimiz için yapısal ve eigrl methodu tanımlanmıştır.

SDAMPING; Sonlu eleman modelinin bütününe tanımlanan frekansa bağlı sönüm değeri komutudur.

```

INCLUDE 'U362C_PUMA_ELOADS_20140417_kinematic.cas'
$$$$-----$$$$
$$$                               Bulk Data Cards                               $$$
$$$$-----$$$$
BEGIN BULK
INCLUDE 'U362C_PUMA_ELOADS_20140417_kinematic.lod'

```

Şekil 3.20 : Nastran Sonlu Eleman Modeli Çözücü Dosyası 2

Dinamometre silindir içi basınç sensörü vasıtasıyla toplanan silindir içi basınçları ve atalet kuvvetlerini içeren dosyalar, sonlu eleman modeline tahrik olarak bu kısımda verilmektedir.

```

$$$$ TABDMP1 cards
$$$$
$HNAME LOADCOL          80003"Damping"
$HWCOLOR LOADCOL        80003      3
TABDMP1  80003          G
+          0.0      0.07  2000.0      0.07ENDT
$$$$
$$$$ EIGRL cards
$$$$
$HNAME LOADCOL          80002"EIGRL"
$HWCOLOR LOADCOL        80002      57
EIGRL  80002          2000.0
$$$$
$$$$ SPC Data
$$$$
SPC      8000180088334  1234560.0
SPC      8000180088335  1234560.0
SPC      80001  454501  1234560.0
SPC      80001  464601  1234560.0
SPC      80001  474701  1234560.0

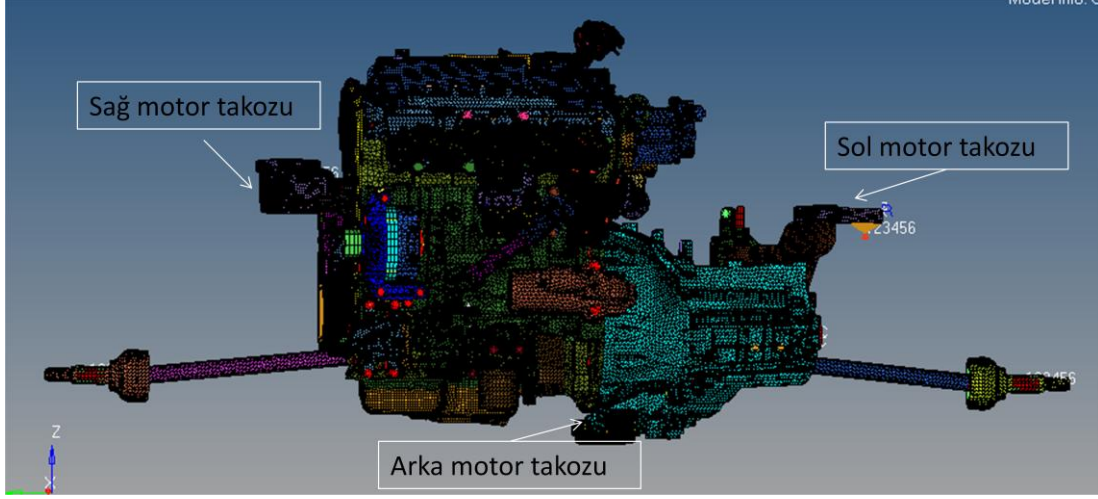
```

Şekil 3.21 : Nastran Sonlu Eleman Modeli Çözücü Dosyası 3

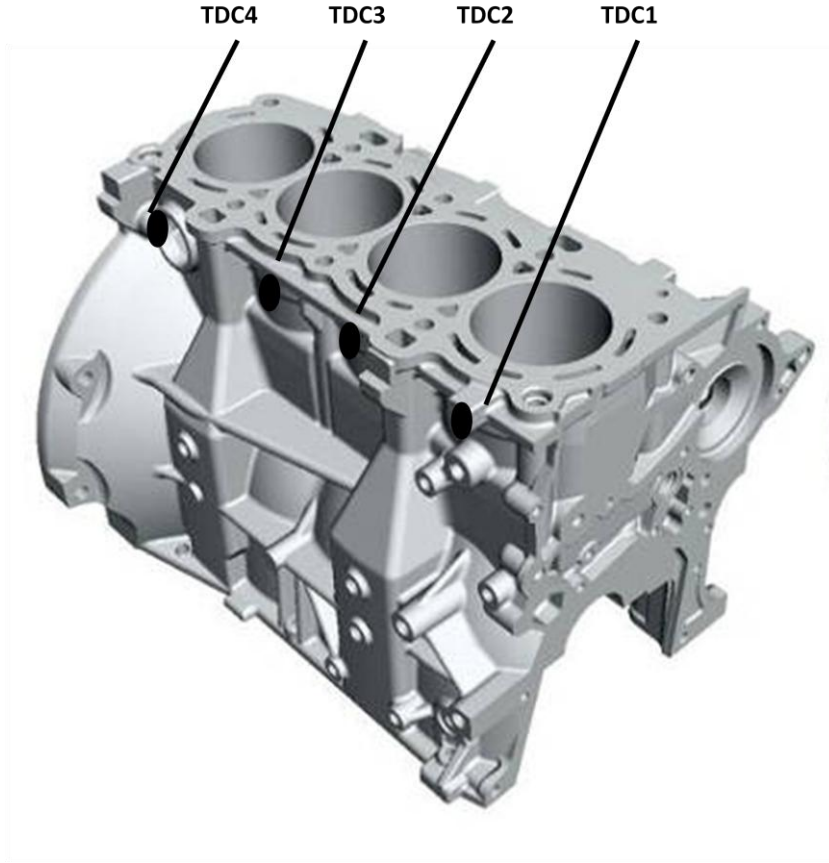
Bu kısımda sönüm yapısal sönüm olarak ilgili frekans aralığı ve sönüm değeri TABDMP1 komutuyla tanımlanmıştır. EIGRL komutu ile Lanchsoz metodu ile hesaplamaların yapıldığı tanımlanmıştır. SPC komutunda sınırlandırılmış düğüm noktalarının bilgisi ve hangi yönlerde sınırlandırıldığı bilgisi bulunmaktadır.

3.3.2 Yapısal (Nastran) sonlu eleman modelinin korelasyonunun incelenmesi

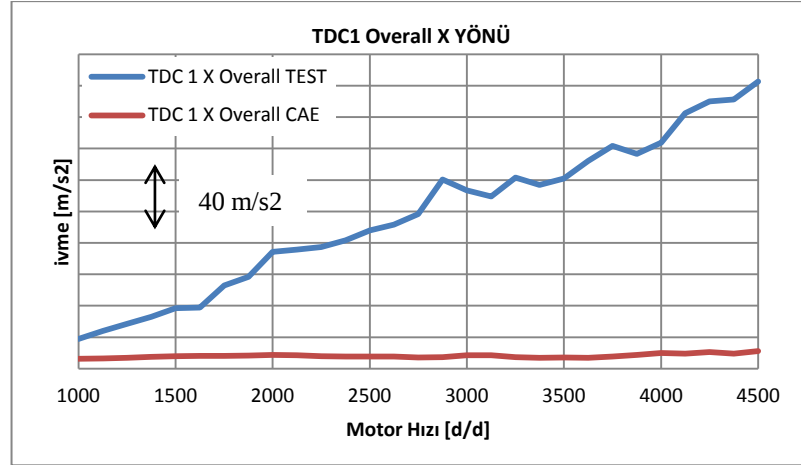
Sonlu eleman modelinde de motor bloğu üst ölü noktaya yakın dört noktadan ve üç adet motor takozundan ivme değerleri alınmıştır.



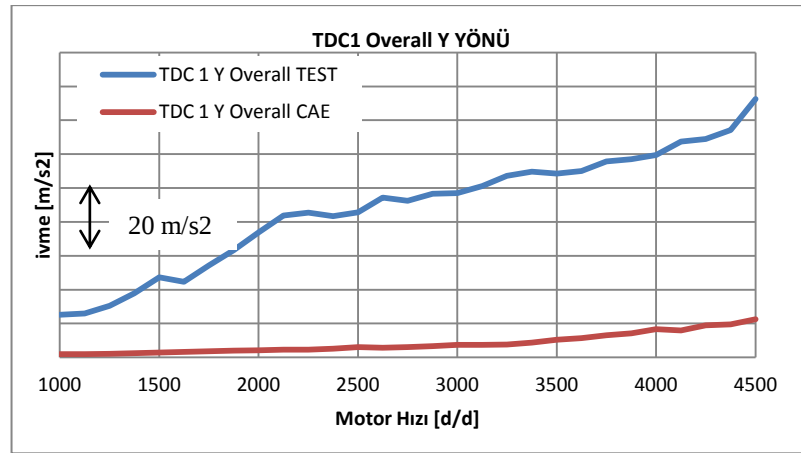
Şekil 3.22 : Motor Takozu İvme Ölçer Çıktısı Alınan Noktalar



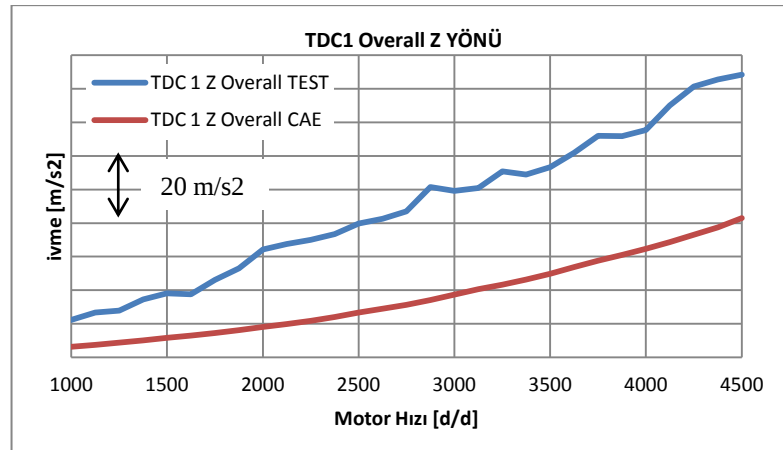
Şekil 3.23 : Temsili motor bloğu üst ölü nokta ivme ölçer lokasyonu [19].



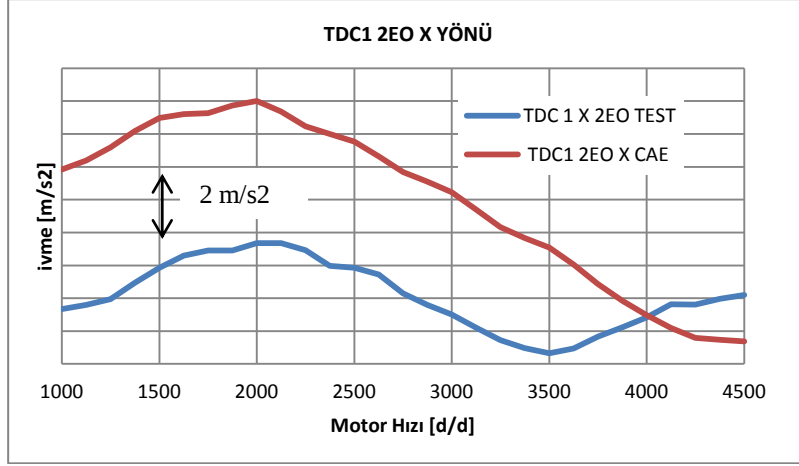
Şekil 3.24 : Üst ölü nokta1 tüm motor mertebeleri x yönü



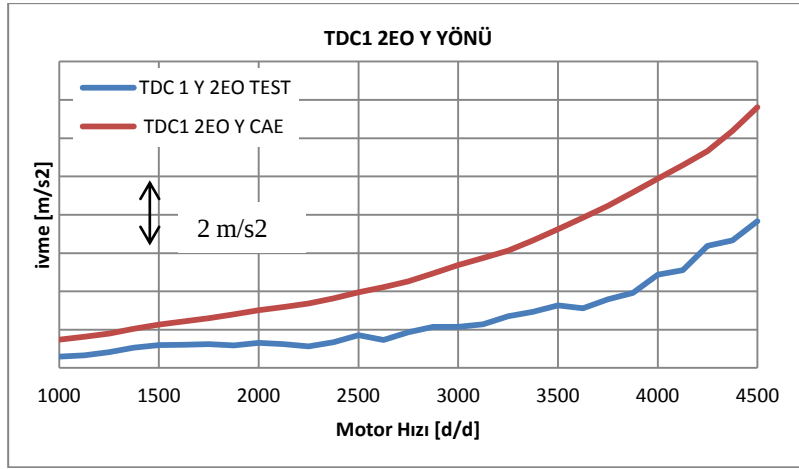
Şekil 3.25 : Üst ölü nokta1 tüm motor mertebeleri y yönü



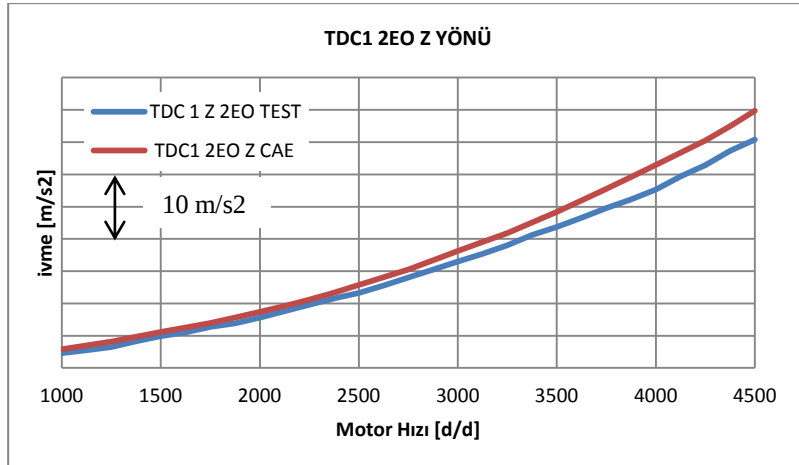
Şekil 3.26 : Üst ölü nokta1 tüm motor mertebeleri z yönü



Şekil 3.27 : Üst ölü nokta1 ikinci motor mertebesi x yönü

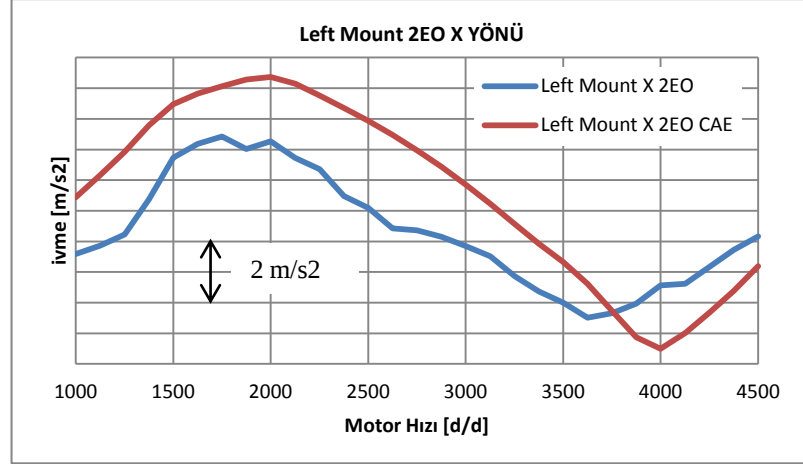


Şekil 3.28 : Üst ölü nokta1 ikinci motor mertebesi y yönü

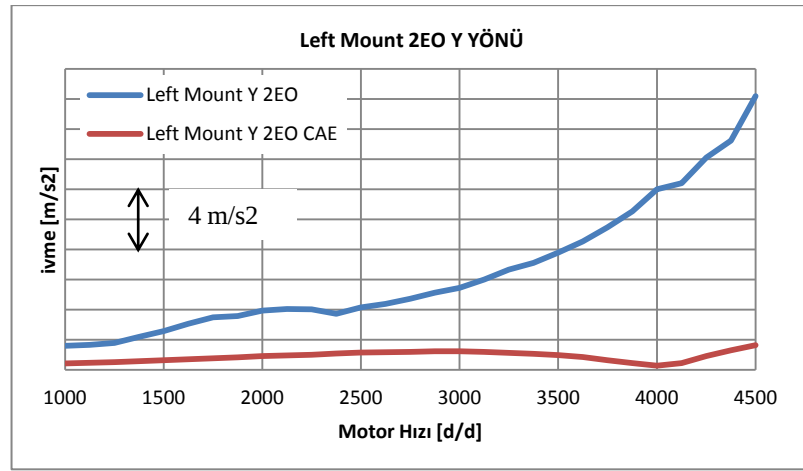


Şekil 3.29 : Üst ölü nokta1 ikinci motor mertebesi z yönü

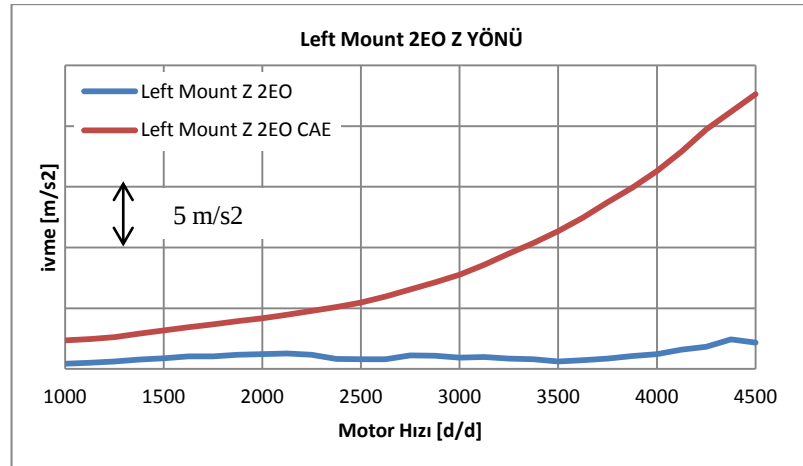
Üst ölü nokta 2, 3 ve 4 pozisyonları için kıyaslamalar Ek A kısmında görülebilir.



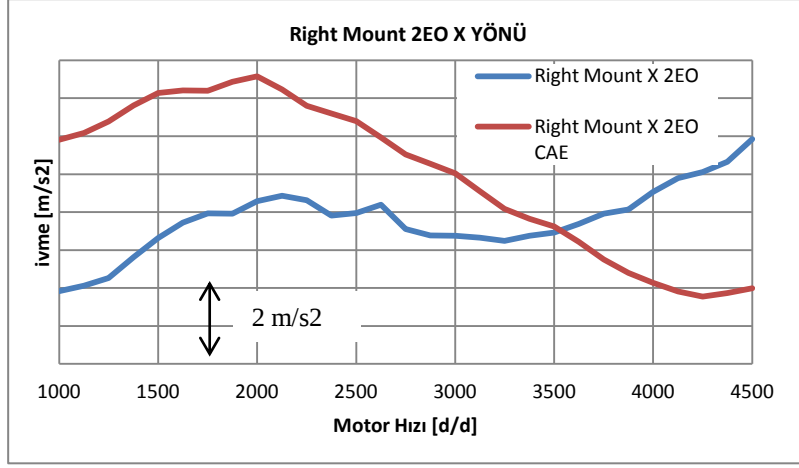
Şekil 3.30 : Sol motor takozu ikinci motor mertebesi x yönü



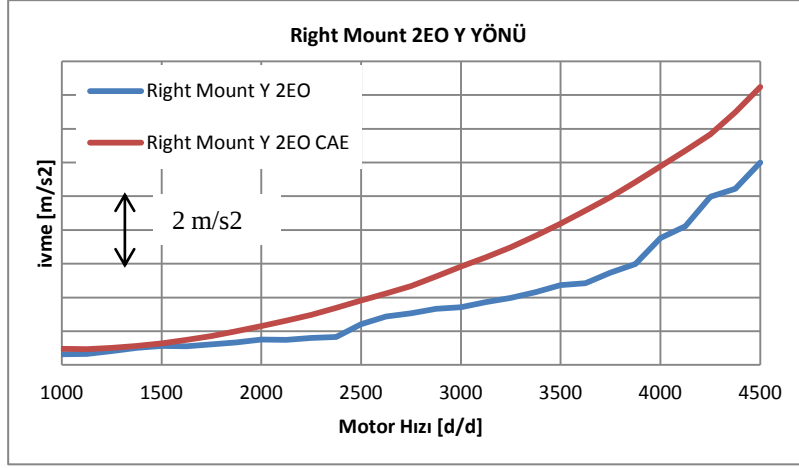
Şekil 3.31 : Sol motor takozu ikinci motor mertebesi y yönü



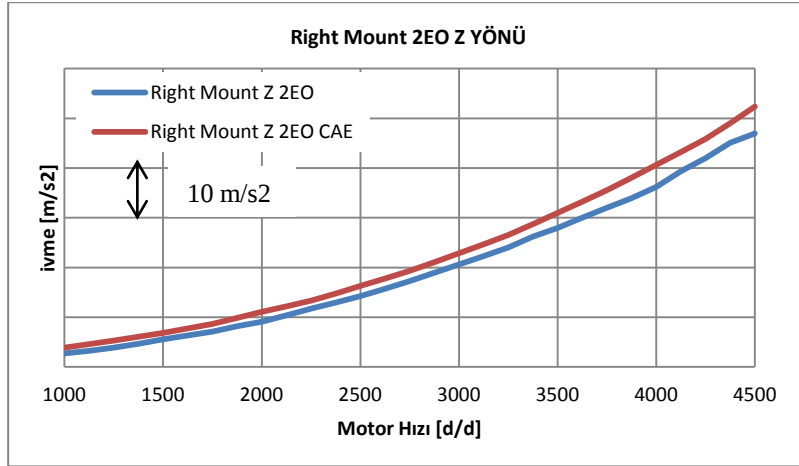
Şekil 3.32 : Sol motor takozu ikinci motor mertebesi z yönü



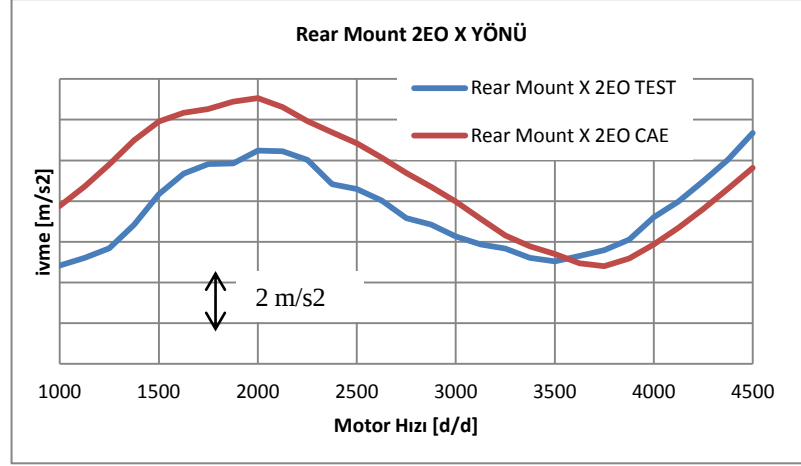
Şekil 3.33 : Sağ motor takozu ikinci motor mertebesi x yönü



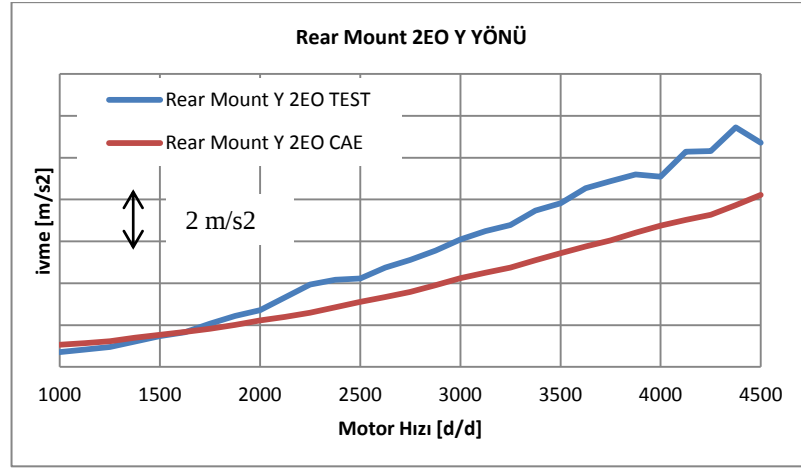
Şekil 3.34 : Sağ motor takozu ikinci motor mertebesi y yönü



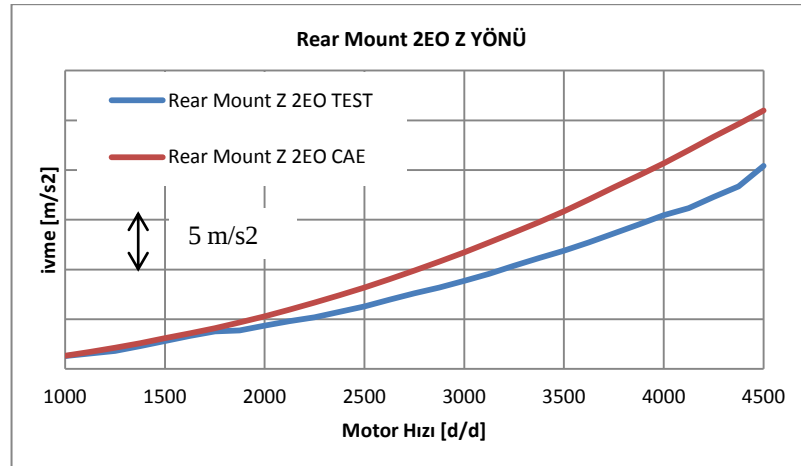
Şekil 3.35 : Sağ motor takozu ikinci motor mertebesi z yönü



Şekil 3.36 : Arka motor takozu ikinci motor mertebesi x yönü



Şekil 3.37 : Arka motor takozu ikinci motor mertebesi y yönü



Şekil 3.38 : Arka motor takozu ikinci motor mertebesi z yönü

Test ve sonlu eleman ivme değerleri grafiklerine ait yorumlar ve sonuçlar;

Tüm motor çalışma mertebelerinde üst ölü noktaya yakın ivme ölçerler ile sonlu eleman sonuçlarında korelasyon görülmemektedir. Bunun nedeni olarak sonlu

eleman çıktısı olan ivme değerlerinde sadece yanma ve atalet kuvvetleri girdi olarak kullanılırken, test sırasında motorun çalıştığı koşulda dinamik etkilerde bulunduğundan test sonuçları daha yüksek grlmektedir. Sonuç olarak tüm motor mertebelerinde korelasyon görülmemesinin sebebi Nastran sonlu eleman analizinde dinamik etkilerin modellenemiyor olmasıdır.

st l nokta ikinci motor mertebesinde tüm yönlerde test ve sonlu eleman sonuçları arasında korelasyon sağlandığı grlmektedir.

Dördüncü st l nokta ivme lerinde test sonuçları ile fark oluşmasının sebebi olarak, dördüncü ivme lerin volan ve şanzımana yakın olması ve buradan gelen diğer dinamik etkilerin sonlu eleman modelinde bulunmaması olduğu düşünülmektedir.

Motor takozlarında alınan sonuçlarda motor takozlarının kauçuk özelliğinin tam olarak sonlu eleman modelinde temsil edilememesi kaynaklı bazı yönlerde farklılıklar grlmektedir.

3.3.3 Yapısal (Nastran) sonlu eleman modelinde yüzey hızları ıktısı

Nastran sonlu eleman analiz programı kullanılarak CAD dosyası üzerinde baz motor parçalarına mesh atılır. Cıvata bağlantıları modellenerek her bir komponent birbirine monte edilir. Modellenen kompenetlerin eleman türüne uygun özellik ataması yapılır. Her bir modellenen komponent için elastisite modülü, poison oranı ve yoğunluk bilgileri girilerek nastran sonlu eleman modelinin ilk kısmı hazırlanmış olur.

Krank açısına bağlı silindir içi basınç datası zaman alanında frekans alanına çevrilerek yanma yükleri krank yatağı, piston ön/arka yüzeyi, silindir kafası bölgelerine uygulanır. Yanma yükleri her bir motor devri için ayrı yk ve durum dosyası olacak şekilde Nastran modeli içine yüklenir.

Motor açık yüzeyindeki elemanların düğüm noktalarından, yüzey hızı çıktısı alınabilmesi için seçilir.

Yüzey hızı çıktısı almak için Nastran programında frekans tepki fonksiyonu analizi için gerekli komutlar yazılır. Akustik olarak ilgilendiğimiz frekans değerinin yüksek oluşu sebebiyle analizin koştuğu frekans aralığı 0 ile 6 kHz arası olacak şekilde seçilir.

Sonlu eleman dosyasında tüm Nastran komutları ve model kontrol edildikten sonra analiz koşturularak baz motor konfigürasyonundaki motor açık yüzeylerinden yüzey hızı çıktıısı alınır.

3.3.4 Akustik sonlu eleman analizi

Akustik sonlu eleman analizini üç kısıma ayırabiliriz. İlk kısımda BEM modeli oluşturulur, ikinci olarak ATV analizi koşturulur, son olarak da ATV ile yüzey hızları eşleştirilerek istenilen noktadaki ses basınç seviyeleri elde edilir.

3.3.4.1 BEM modeli oluşturma

Nastran sonlu eleman modelindeki bütün tek boyutlu elemanlar silinir, iki boyutlu elemanlar tutulur. Üç boyutlu modellerin yüzeyi çıkartılır ve bu yeni model kaydedilir. Kaydedilen bu yeni model LMS Virtual Lab programında açılarak wrap mesh komutu vasıtasıyla meshlenir. Bu kısımdaki en önemli nokta BEM modelinin eleman boyutuna karar vermektir.

$$L = \frac{c}{n \cdot f} \quad (3.16)$$

Formülasyonda; L BEM modelinin eleman boyutu, c ses hızı 340 m/s , n ses dalgası başına düşen eleman sayısı (bu analiz için 6), f ilgilenilen maksimum frekans değeri bu analiz için 3000 Hz

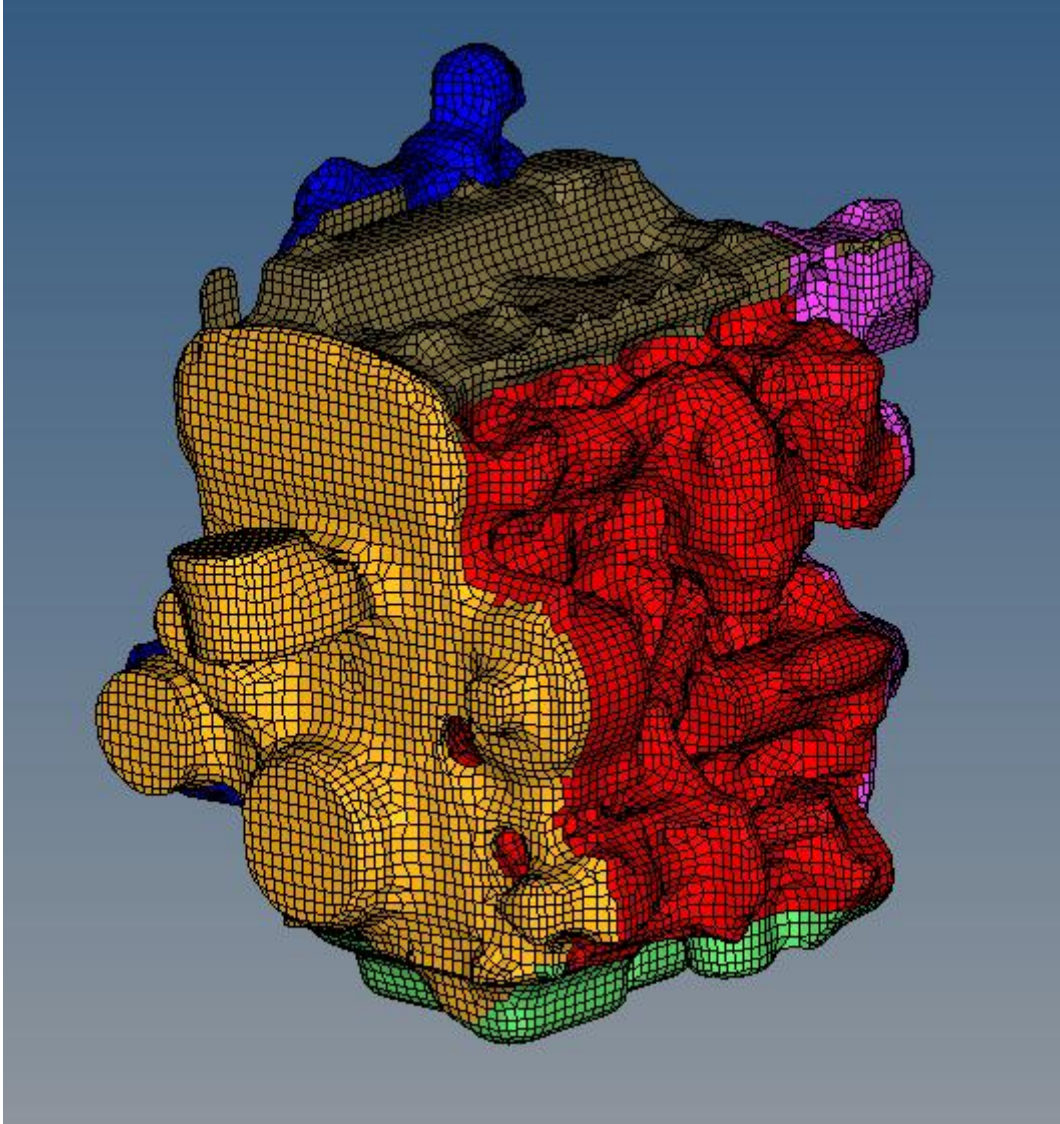
$$L = \frac{340000}{6 \times 3000} = 18 \text{ mm} \quad (3.17)$$

BEM modelinin eleman boyutu formül 3.17'ye göre 18 mm hesaplanır.

BEM modelinin eleman boyutunun küçülmesi, düğüm noktası ve eleman sayısını arttıracak için ATV analizinin hesap süresini arttıracak göz önünde bulundurulmalıdır.

BEM meshi Nastran import edilen elemanların sadece dış yüzeyindeki elemanların her açıdan seçilerek eleman boyutunun arttırılmasıyla oluşur. Bu eleman boyutu ile hazırlanan BEM mesh LMS Virtual LAB programından Nastran programında açılacak dosya türünde export edilir. Oluşturulan BEM modeli Nastran

programında açılarak elemanları kalitesi kontrol edilir, gerekli düzeltmeler yapılır ve yüzey normallerinin geometrinin dışına doğru olacak şekilde ayarlanarak kaydedilir.



Şekil 3.39 : BEM Modeli

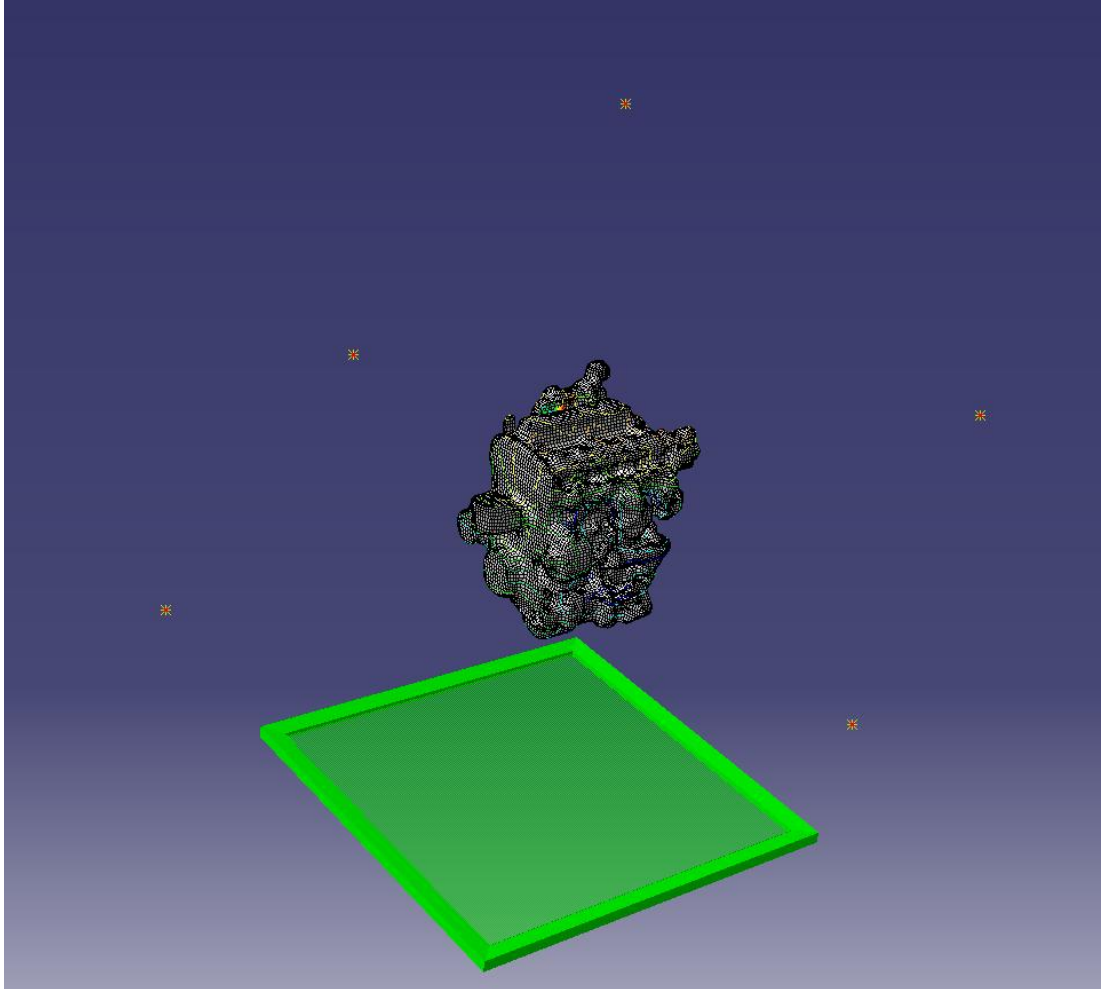
3.3.4.2 ATV analizi

Akustik transfer vektör analizi, yüzey normalinden yüzey hızı çıktısı alınan düğüm noktaları ile istenilen noktada tanımlanlanmış mikrofon üzerinden okunan gürültü değeri arasındaki transfer fonksiyonunu temsil etmektedir.

$$p(w) = \{atv(w)\}^T \cdot \{V_n(w)\} \quad (3.18)$$

Bu formülasyonda w açısal frekansı temsil etmektedir. Bu formülasyonda her bir mikrofon için farklı ATV hesaplanmaktadır. ATV analizinde BEM'a ait her bir düğümün her bir mikrofona ait transfer fonksiyonu hesaplanmaktadır.

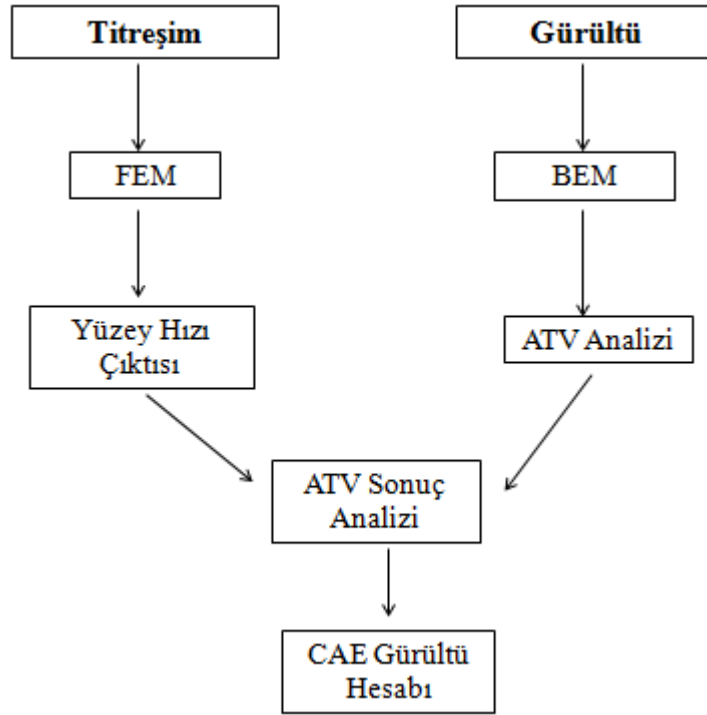
Hazırlanan BEM modeli LMS Virtual Lab'de açılır. Akustik mesh olarak tanımlanır. Akustik ortamımız olan havanın yoğunluğu ve sesin havadaki hızı input olarak girilir. BEM modelindeki girinti çıkıntılardan kaynaklanacak cavity modları engellemek için absorban panelleri tanımlanır. Son olarak gürültü değerleri çıktısı alınacak mikrofon lokasyonları tanımlanarak ATV analizi koşturulmaya hazır olur. ATV analizi SYSNOISE çözdürücüsünde çözdürülür ve sonuç olarak her bir BEM düğüm noktası için üst, sağ, sol, ön, arka mikrofon için transfer fonksiyonu hesaplatılmış olur.



Şekil 3.40 : ATV Modeli

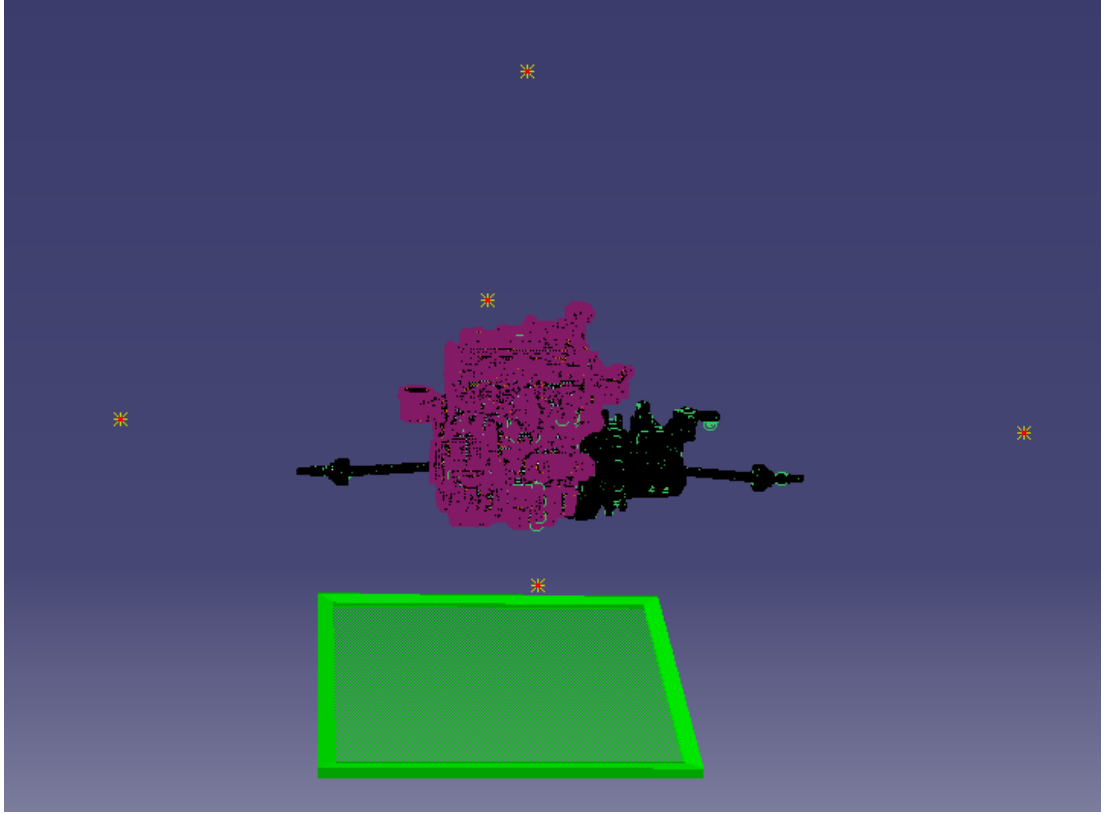
3.3.4.3 ATV ile yüzey hızlarını eşleştirme

BEM teorisi ile akustik transfer fonksiyonu, FEM teorisi ile yüzey hızları hesabı oluşturulmuştur. Bu kısımda bu iki sonuç dosyası birbiri ile aşağıdaki çizelgeden de görüleceği gibi eşleştirilecektir.



Şekil 3.41 : Titreşim ve gürültü simülasyon analizi kısımları

ATV analizi LMS Virtual Lab programı vasıtasıyla hazırlanıp, koşutlandıktan akustik transfer fonksiyonlarını içinde barındırır. Nastran çözdürücüsü vasıtasıyla yüzey hızları sonuç dosyası ve yüzey hızları okunan düğüm noktaları LMS virtual Lab programında açılır. Bu iki dosya yapısal sonlu eleman gürültü analizinin yapısal kısmını oluşturmaktadır. ATV dosyasındaki transfer fonksiyonu üzerine yapısal analiz map edilerek mikrofön lokasyonlarından yapının oluşturduğu yüzey hızlarının yarattığı gürültü seviyeleri okunmaktadır.



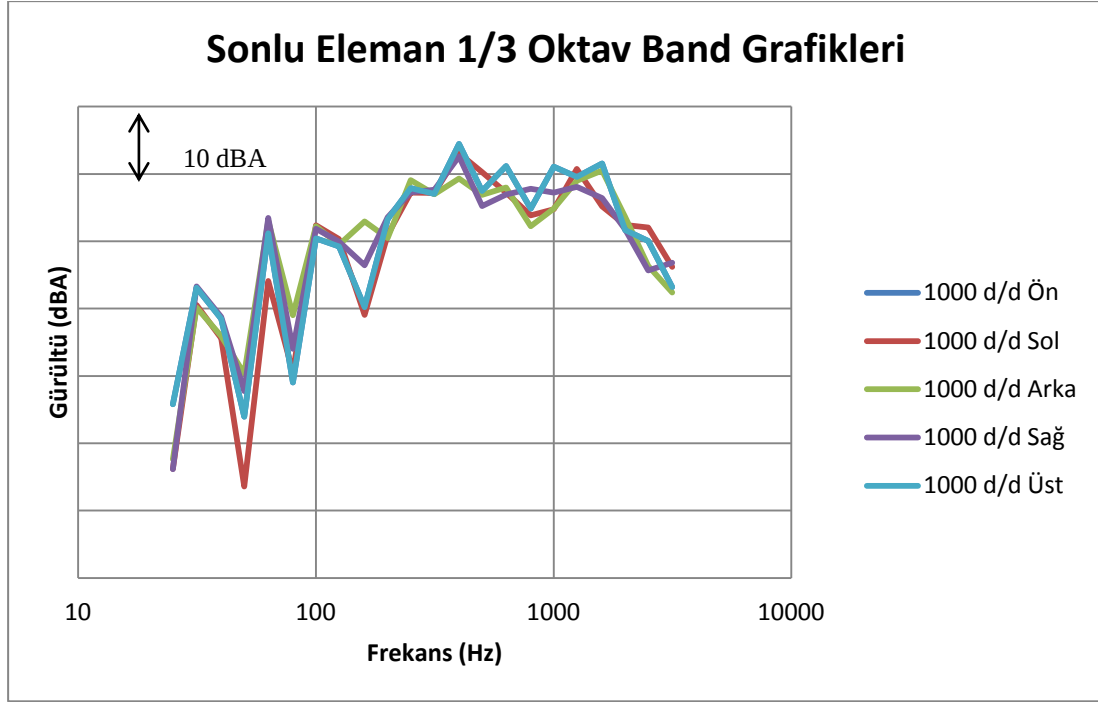
Şekil 3.42 : Akustik ve yapısal eşleştirme yapılmış model

ATV cevap fonksiyonu vasıtasıyla her bir rpm için her bir mikrofondaki ses basınç düzeyi frekansa bağlı şekilde hesaplanmaktadır.

Bu kısımda 125 d/d aralıklar ile tam yük koşulu için her bir mikrofona ait gürültü seviyeleri sonlu eleman modelinden alınmaktadır.

3.3.4.4 Sonlu eleman yöntemi ile hesaplanan gürültü değerleri

LMS Virtual Lab programı vasıtasıyla ön, sağ, sol, üst ve arka mikrofona için 1000 d/d'dan 4500 d/d'ya kadar 125 d/d aralıklarla 1/3 oktav band grafikleri alınmıştır.

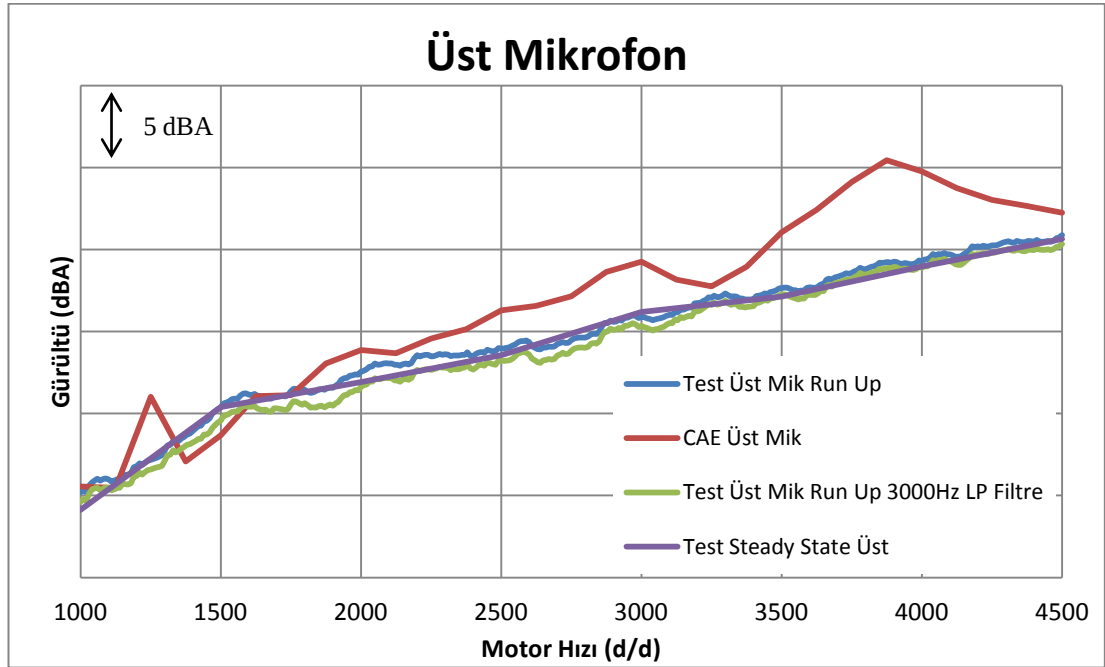


Şekil 3.43 : 1000 d/d sonlu eleman yöntemi 1/3 Oktav band grafiği

Diğer motor devir hızlarına ve mikrofon loakasyonlarına ait 1/3 oktav band grafikleri Ek B kısmında bulunabilir.

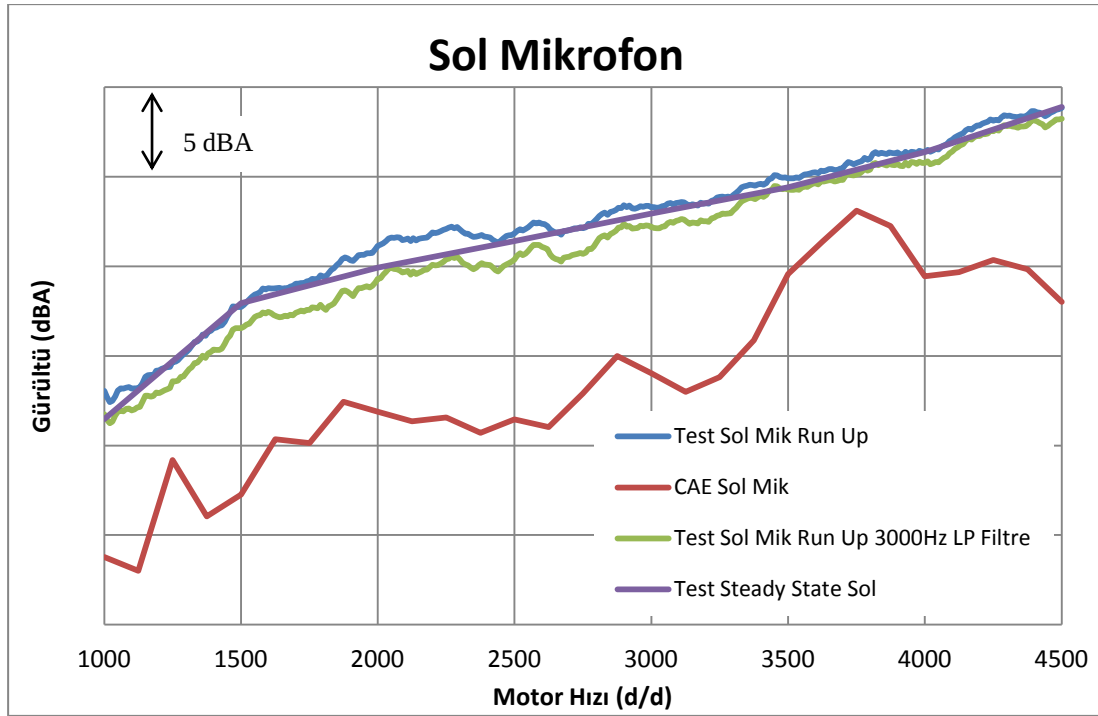
4. MOTOR GÜRÜLTÜSÜNÜN SİMÜLASYON ANALİZİ İLE KİYASLANMASI

Bu bölümde sonlu eleman yöntemi ile hesaplanan gürültü değerleri ile hem steady-state tam yükte 1/3 oktav band hem de motor devri taranan tam yük test sonuçları kıyaslanacaktır. Tam yük run up test sonuçları sonlu eleman modeli 3000 Hz'e kadar gürültü değeri hesaplattığı için 3000 Hz low pass filtreden geçirilmiş şekilde de kıyaslanacaktır.



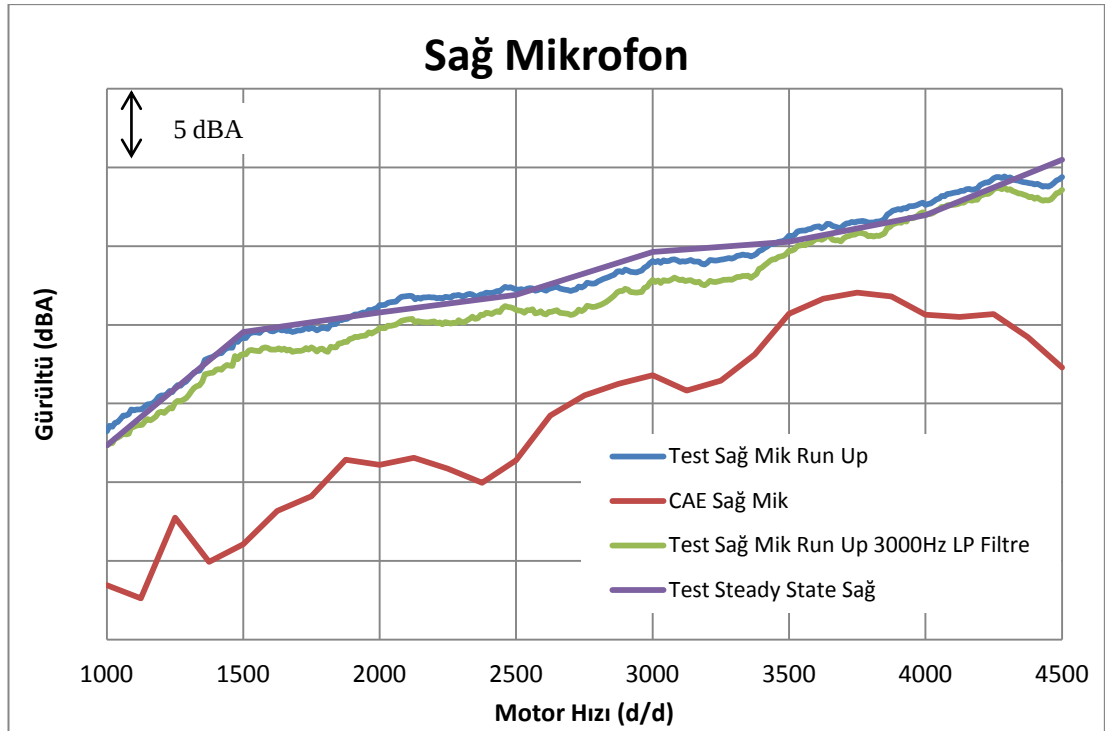
Şekil 4.1 : Motor devrine bağlı üst mikrofon CAE ve test kıyaslaması

Üst mikrofon için sonlu eleman yöntemiyle hesaplanan değerlerin test değerlerinden yüksek olmasının sebebi, plastik malzemeden yapılmış olan üst kapak parçasının sonlu eleman modelinde temsil edememesinden ve bu plastik üst kapağın çok iyi ses sönüm özelliğine sahip olmasından kaynaklanmaktadır.



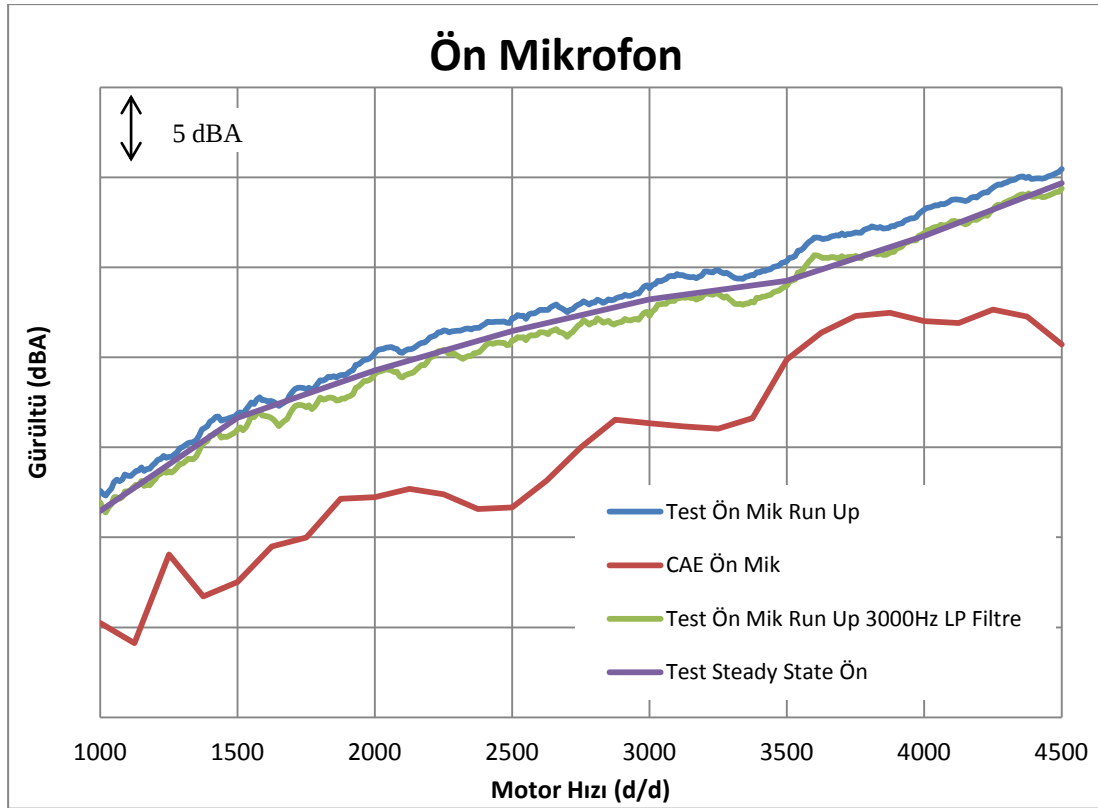
Şekil 4.2 : Motor devrine bağlı sol mikrofon CAE ve test kıyaslaması

Sol mikrofon için sonlu eleman yöntemiyle hesaplanan değerlerin test değerlerinden düşük olmasının sebebi, motorun sol kısmında bulunan alternatör, marş motoru ve direksiyon pompası gibi motor dönüş hızına bağlı elemanların çalışmasından kaynaklı oluşan mekanik gürültülerin sonlu eleman gürültü hesabında dahil olmamasından kaynaklanmaktadır.



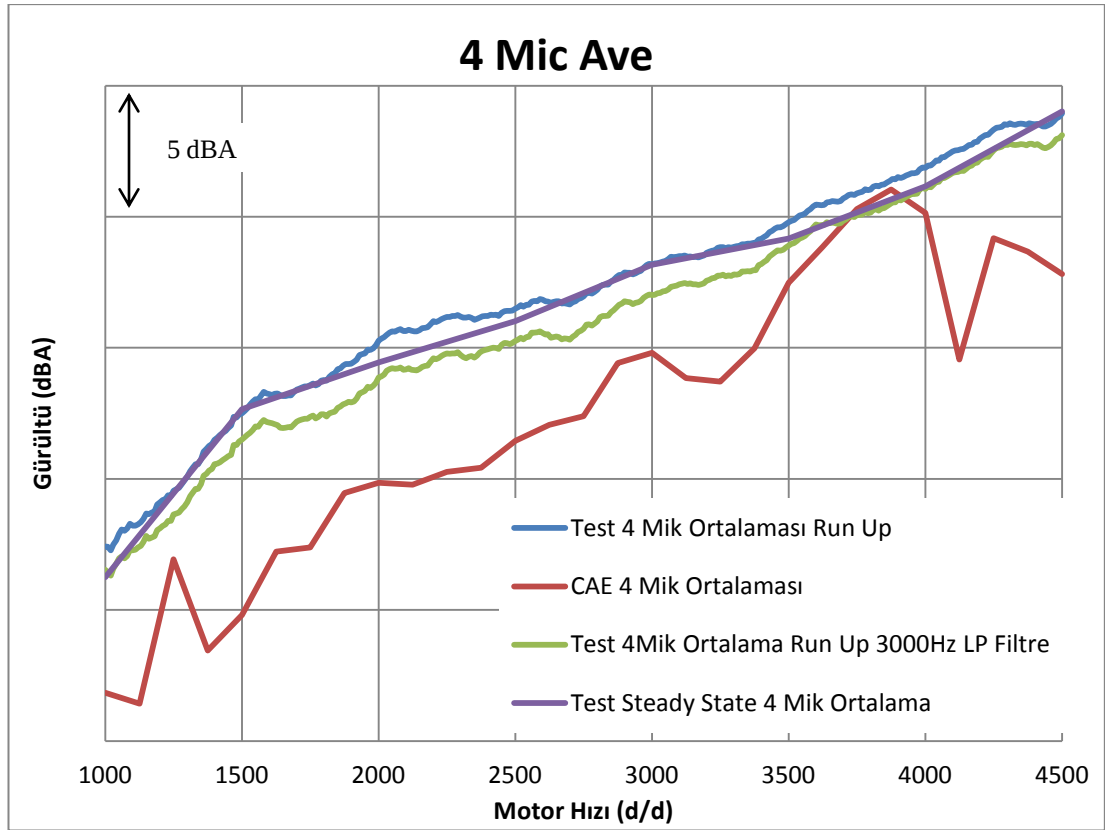
Şekil 4.3 : Motor devrine bağlı sağ mikrofon CAE ve test kıyaslaması

Sağ mikrofon için sonlu eleman yöntemiyle hesaplanan değerlerin test değerlerinden düşük olmasının sebebi, motorun sağ kısmında bulunan turbo sistemi ve klima pompası gibi hem mekanik hem akış kaynaklı gürültü oluşturacak sistemlerin sonlu eleman hesabında dahil olmamasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 4.4 : Motor devrine bağlı ön mikrofon CAE ve test kıyaslaması

Ön mikrofon için sonlu eleman yöntemiyle hesaplanan değerlerin test değerlerinden düşük olmasının sebebi, motorun ön kısmında bulunan kayış kasnak sisteminin dinamik davranışı nedeniyle oluşturduğu gürültülerin sonlu eleman yönteminde dahil olmamasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 4.5 : Motor devrine bağlı 4 mikrofon ortalaması CAE ve test kıyaslaması

Tüm bu açıklamalar neticesinde sonlu eleman yöntemiyle hesaplanan gürültü değerleri ile test sonuçları arasında 4 mikrofon ortalaması için fark oluşmaktadır.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Tüm bu çalışmalar neticesinde silindir içi basınç datasının yanma gürültüsündeki en önemli girdi fonksiyonu olduğu görülmüştür. Literatür araştırması kısmında da belirtildiği gibi yanma kaynaklı motor gürültüsünün deneysel yöntemlerle azaltılmaya çalışılması hem zaman hem de yüksek maliyet açısından dezavantaj oluşturmaktadır.

Tez kapsamında bu dezavantajları yenmek için simülasyon analizi yöntemleri üzerinde çalışılmıştır. İlk kısımda motor üzerinden deneysel olarak toplanan her bir motor devri için krank açısına bağlı silindir içi basınçları yapısal sonlu eleman modeli üzerine uygulanmıştır. Model üzerinden motor bloğu üst ölü nokta ve motor aktif tarafı takozları ivme değerleri deneysel sonuçlar ile kıyaslanmıştır. Korelasyonu sağlanmış yapısal sonlu eleman modeli üzerinden silindir içi basınç tahriği girdisine cevaben çıktı olarak motor dış yüzeyi düğüm elemanlarından yüzey hızları sonucu alınmıştır. Deneysel gürültü ölçümü alınan durumu simule eden ATV modeli oluşturulmuş ve ilgili frekanslar için yapı ile belirtilen mikrofonlar arasında gürültü transfer fonksiyonu oluşturulmuştur. Yüzey hızları çıktısı ile gürültü transfer fonksiyonu eşleştirilerek akustik sonlu elman yöntemiyle gürültü değerleri hesaplanmıştır. Tam yük durumunda sonlu eleman yöntemiyle hesaplanan gürültü değerleri deneysel yöntem ile kıyaslanmıştır.

Çalışmalarda kalibrasyon parametrelerinde yapılacak değişikliklerin yanma gürültüsüne olacak etkisi görülmek istenmiştir. Bu sebeple kalibrasyon parametrelerindeki değişikliklerden ilk etkilenecek olan yanma gürültüsünün girdisi olan krank açısına bağlı silindir içi basınç eğrisidir. Yüksek maliyetli ve zaman gerektiren deneysel ölçümler yerine, düşük maliyetli ve az zaman gerektiren sonlu eleman yöntemiyle silindir içi basınç girdisinin yanma gürültüsüne etkisi hesaplatılmış ve deneysel ölçümler ile kıyaslanarak gerçekliği ispatlanmıştır.

Çalışmalar ve literatür araştırmaları kapsamında elde edinilen bilgiye göre silindir içi basınç girdisinde yapılacak optimizasyonun yanında motorun ilk temel tasarımı sırasında yapısal sönüm ve rijitlik gibi özelliklerinin de optimize edilmesi motor

gürültüsünün en önemli kısımlarından birini oluşturan yanma gürültüsü iyileştirilmesi açısından önem teşkil etmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Papenfus, T., Genuit, K., Blaschke, P., Kang, K. et al. (2009). Method of NVH Quality Rating of Diesel Combustion Noise Using Typical Driving Modes, *SAE Technical Paper 2009-01-2078*, doi:10.4271/2009-01-2078.
- [2] Tousignant, T., Wellmann, T., Govindswamy, K., Heuer, S. et al. (2009). Application of Combustion Sound Level (CSL) Analysis for Powertrain NVH Development and Benchmarking, *SAE Technical Paper 2009-01-2168*, doi:10.4271/2009-01-2168.
- [3] Ping, W., Xi-geng, S., Dong-xin, X., Hai-tao, Z. et al. (2007). Effect of Combustion Process on DI Diesel Engine Combustion Noise, *SAE Technical Paper 2007-01-2076*, doi:10.4271/2007-01-2076.
- [4] Arndt, R., PRIEBSCH, H., Brandl, F., ve Veit, J. (2009). Procedure for Seperating Noise Sources of Combustion Engines, *SAE Technical Paper 2009-26-0054*, doi:10.4271/2009-26-0054.
- [5] Carlson, C. ve Kalsule, D. (2011). Combustion Mechanical Breakdown: A Comparison of the Multiple Regression Method versus the Coherence Method for a HSDI Diesel Powertrain, *SAE Technical Paper 2011-26-0035*, doi:10.4271/2011-26-0035.
- [6] Söderberg, A. (2013). *Definition of structural attenuation from engine block using loudspeaker tests and acoustic camera*, CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY, Göteborg, Sweden.
- [7] Url-1 < <http://www.isvr.co.uk/automarine/bangerrig.htm> >, alındığı tarih: 15.03.2015
- [8] Gomes, E., Breida, M., Kley, P., et al. (1999). NVH Optimization of the 1.2L DIATA Engine, *SAE Technical Paper 1999-01-1744*, doi:10.4271/1999-01-1744
- [9] Beidl, C., Rust, A., ve Rasser, M. (1999). Key Steps and Methods in the Design and Development of Low Noise Engines, *SAE Technical Paper 1999-01-1745*, doi:10.4271/1999-01-1745
- [10] Güney, A. (2010). *Taşıtlarda Titreşim ve Gürültü Ders Notları*. İTÜ, İstanbul
- [11] Url-2 <<http://media.caranddriver.com/images/media/240034/unlike-a-spark-ignition-gas-engine-or-diesel-engine-left-hcci-produces-a-low-temperature-flameless-release-of-energy-throughout-the-entire-combustion-chamber-all-of-the-fuel-in-the-chamber-is-burned-s-photo-240045-s-1280x782.jpg>>, alındığı tarih: 09.08.2014

- [12] **Spessert, B. M. and Kochanowski, H., A.** (2010). Diesel engine noise emission, in *Handbook of Diesel Engines*, Springer Berlin Heidelberg, 16, p. 487-504, Eds. Mollenhauer, K., Tschöke, H., Springer Berlin, Heidelberg.
- [13] **Url-3** <<http://www.autozone.com> >, alındığı tarih: 09.08.2014
- [14] **Url-4** <<http://www.insightcentral.net/encyclopedia/enoffset.html>>, alındığı tarih: 09.08.2014
- [15] **Url-5** <<http://www.automotivetestingtechnologyinternational.com>>, alındığı tarih: 09.08.2014
- [16] **Url-6** < <http://www.forumotomobil.com/forum/teknikmekanik-problemler-ve-cozumler/onden-cekisli-arabayla-arkadan-itisli-arabalar-hakkinda>>, alındığı tarih: 22.02.2015
- [17] **Özgüven, N.** (2008). *Gürültü Kontrolü* (Sf. 5-10). TÜRK AKUSTİK DERNEĞİ Teknik Yayınları.
- [18] **Url-7** <<http://www.resmigazete.gov.tr/eskiler/2006/12/20061230M4-6.htm> >, alındığı tarih: 23.02.2015
- [19] **Url-8** <<http://www.maysantaslama.com.tr/galeri-9.php>>, alındığı tarih: 12.04.2015

EKLER

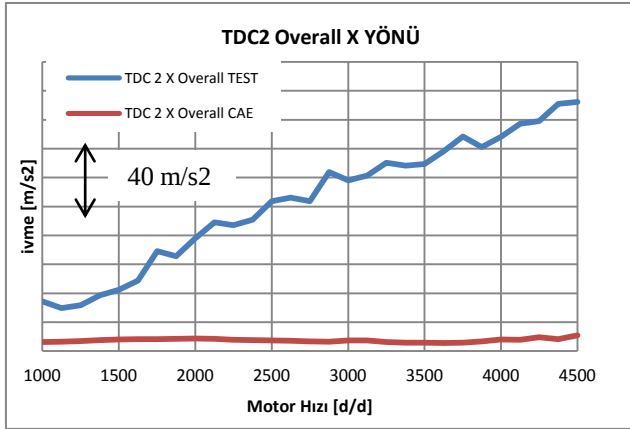
EK A: Üst Ölü Nokta 2 İvme Kıyaslaması

EK B: Üst Ölü Nokta 3 İvme Kıyaslaması

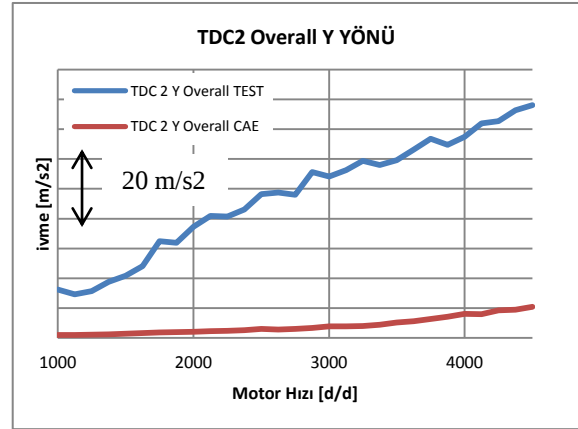
EK C: Üst Ölü Nokta 4 İvme Kıyaslaması

EK D: Sonlu Eleman 1/3 Oktav Band Grafikleri

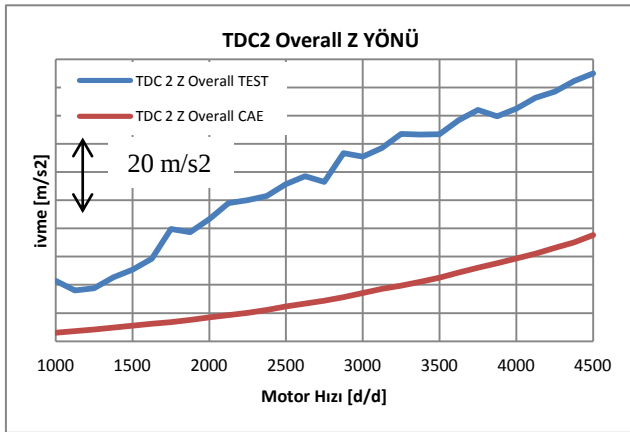
EK A



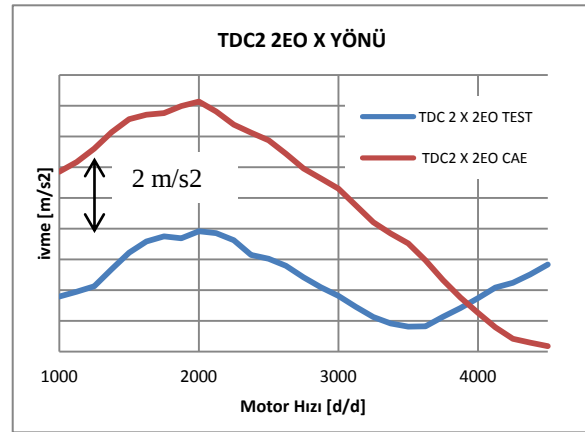
(a)



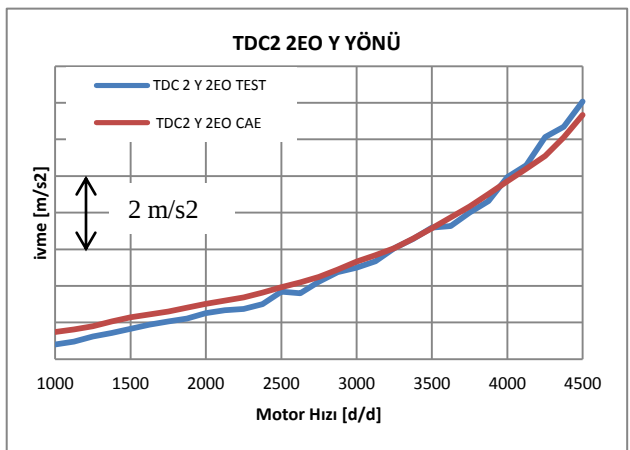
(b)



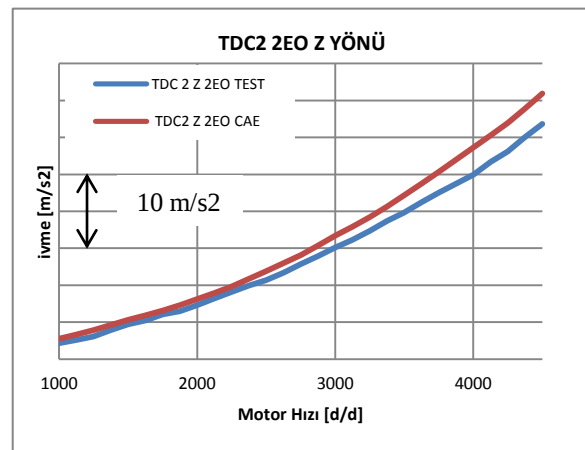
(c)



(d)



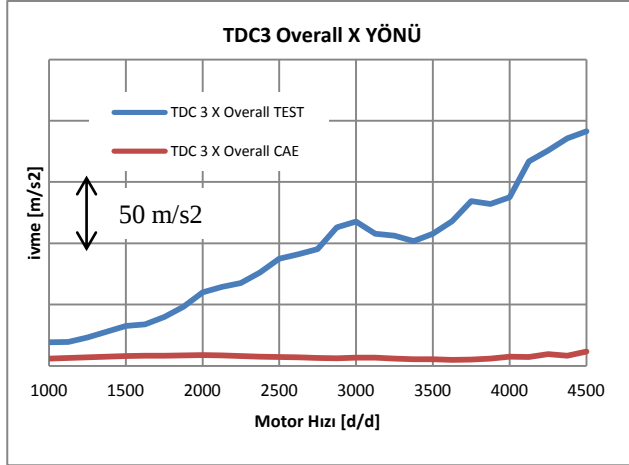
(e)



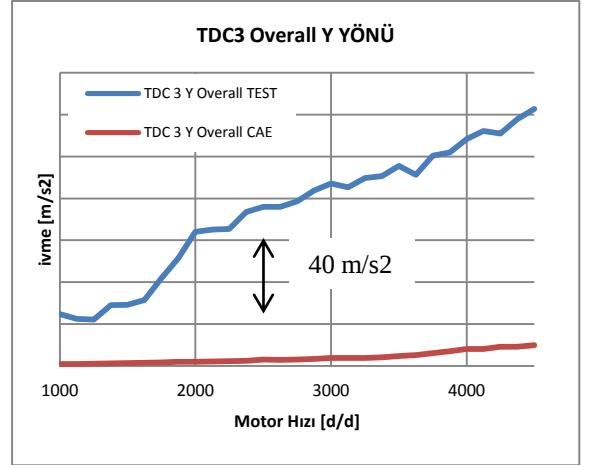
(f)

Şekil A.1 : TDC2 ivme ölçer kıyaslaması: (a)Tüm mertebeler x. (b) Tüm mertebeler y. (c) Tüm mertebeler z. (d) 2. mertebe x. (e) 2. mertebe y. (f) 2. mertebe z.

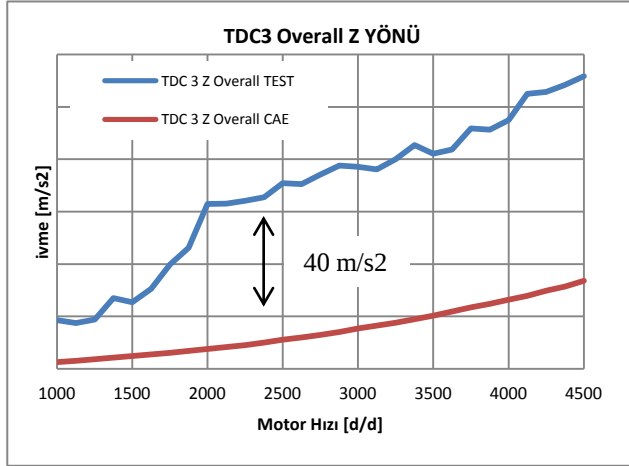
EK B



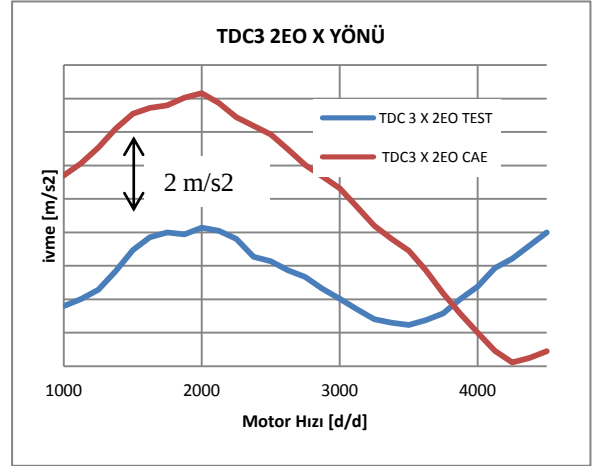
(a)



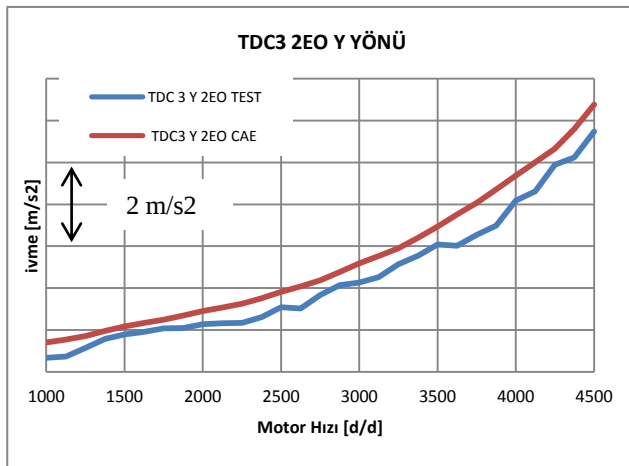
(b)



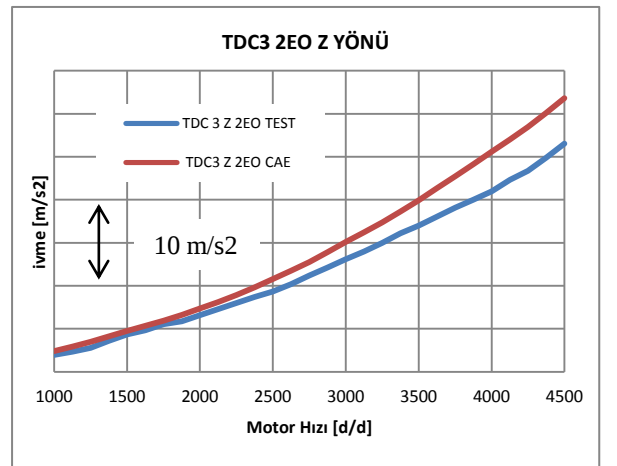
(c)



(d)



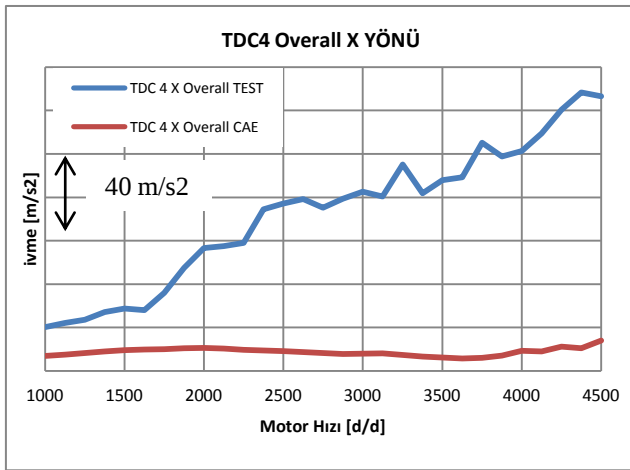
(e)



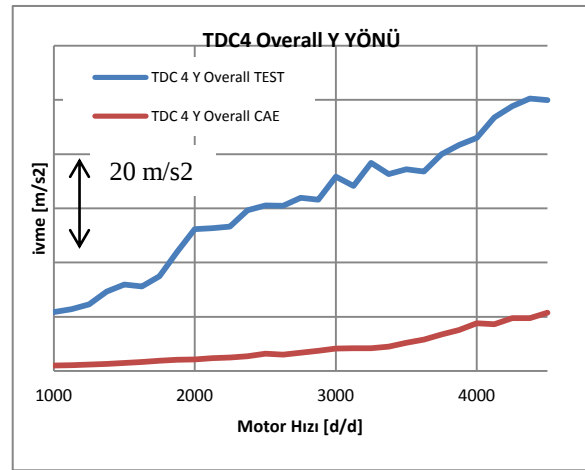
(f)

Şekil B.1: TDC3 ivme ölçer kıyaslaması: (a)Tüm mertebeler x. (b) Tüm mertebeler y. (c) Tüm mertebeler z. (d) 2. mertebe x. (e) 2. mertebe y. (f) 2. mertebe z.

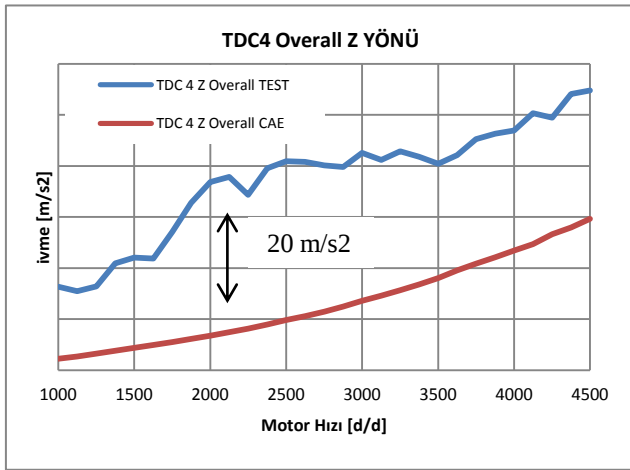
EK C



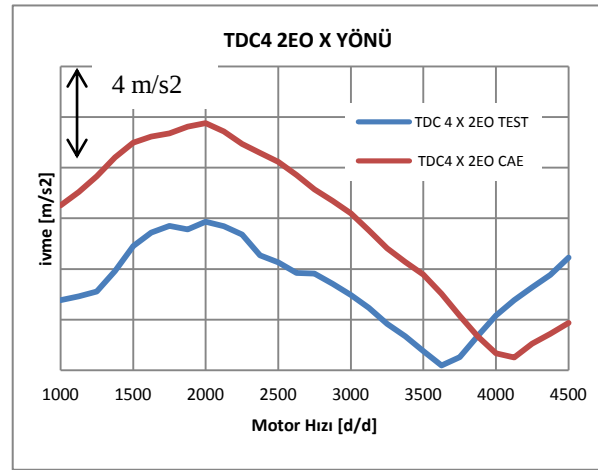
(a)



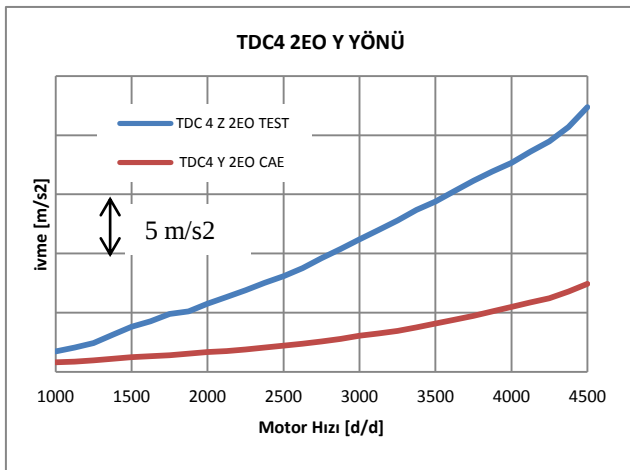
(b)



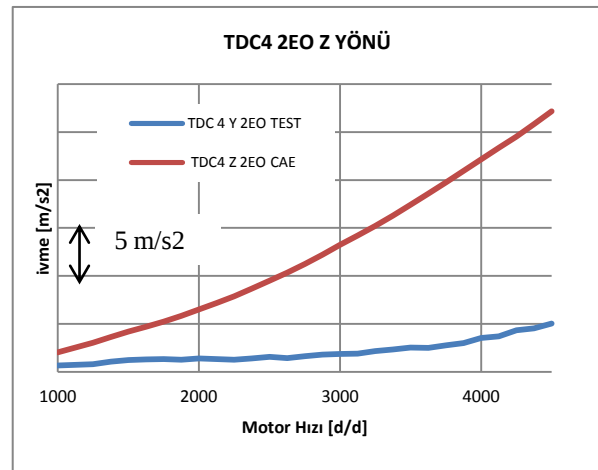
(c)



(d)



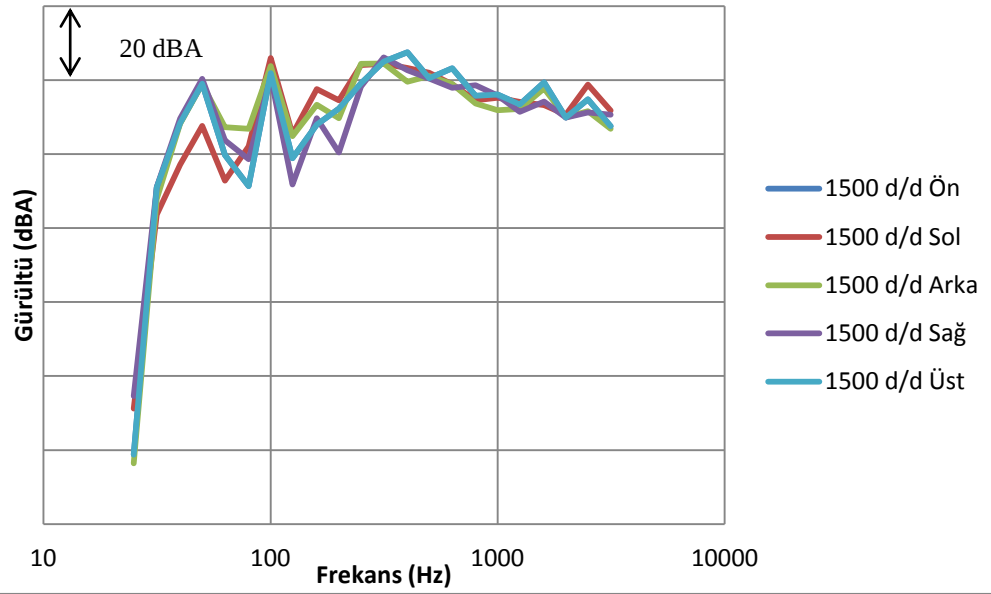
(e)



(f)

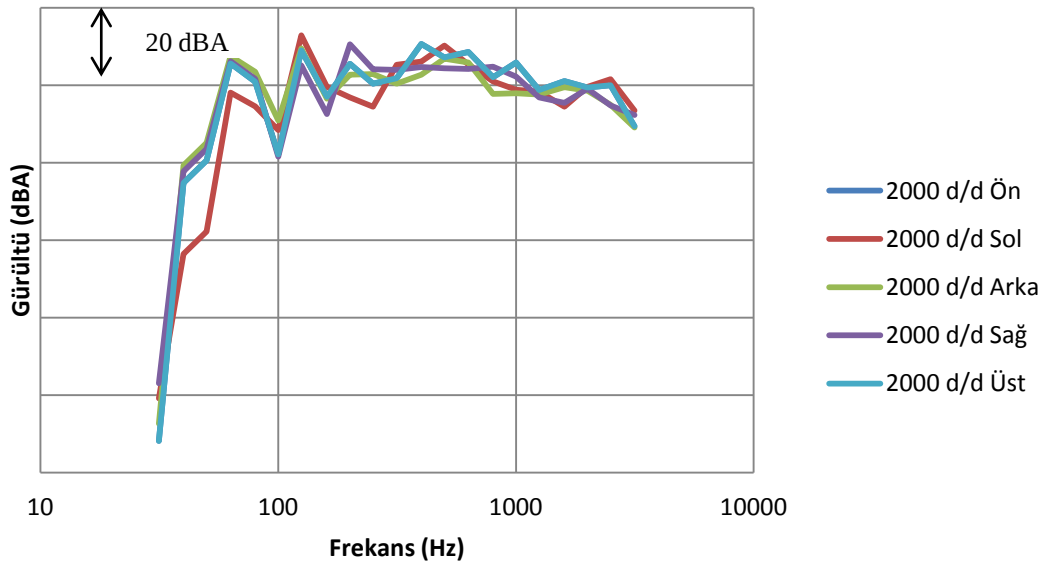
Şekil C.1: TDC4 ivme ölçer kıyaslaması: (a)Tüm mertebeler x. (b) Tüm mertebeler y. (c) Tüm mertebeler z. (d) 2. mertebe x. (e) 2. mertebe y. (f) 2. mertebe z.

Sonlu Eleman 1/3 Oktav Band Grafikleri



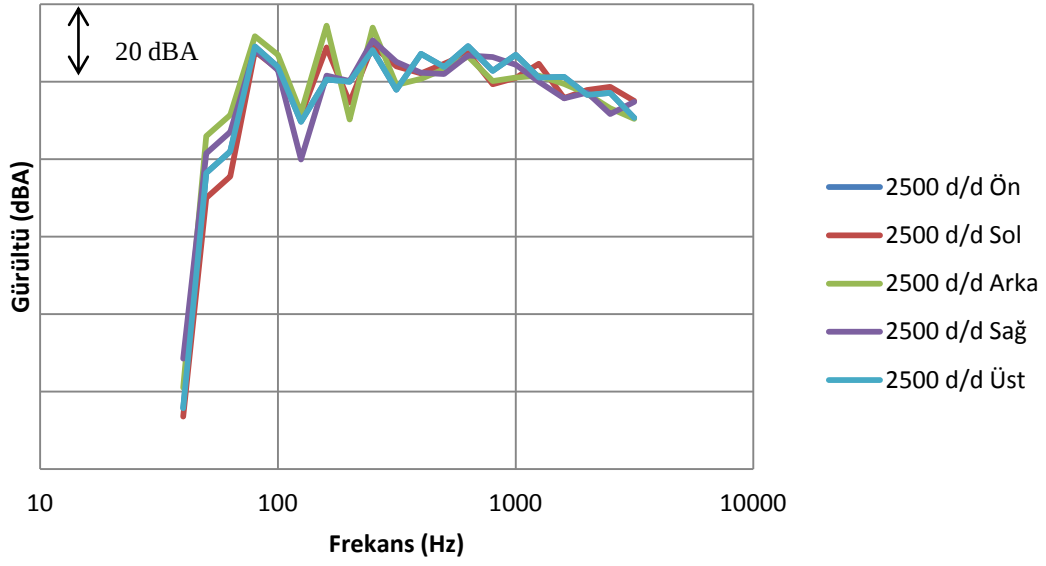
(a)

Sonlu Eleman 1/3 Oktav Band Grafikleri



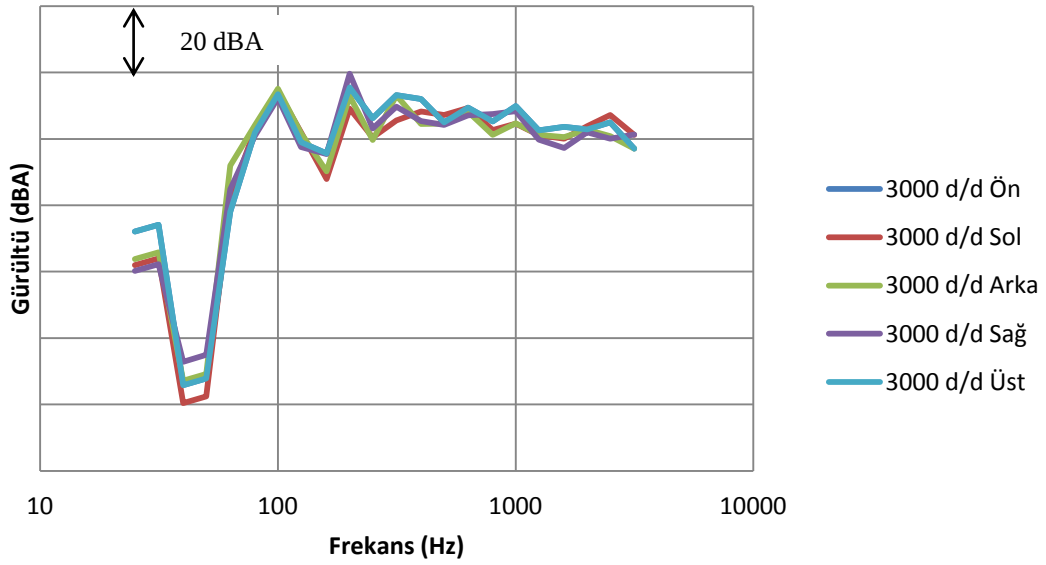
(b)

Sonlu Eleman 1/3 Oktav Band Grafikleri



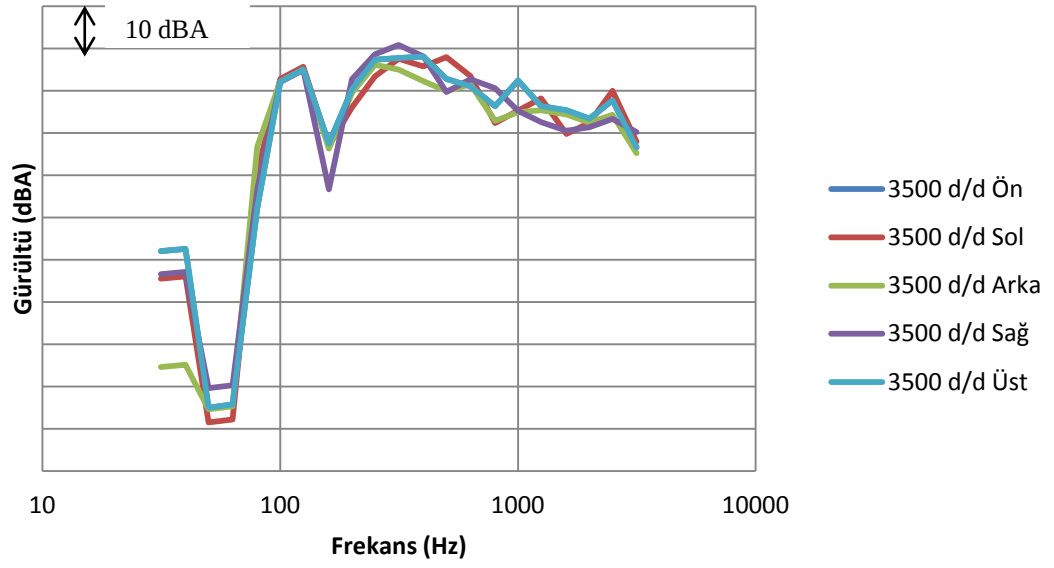
(c)

Sonlu Eleman 1/3 Oktav Band Grafikleri



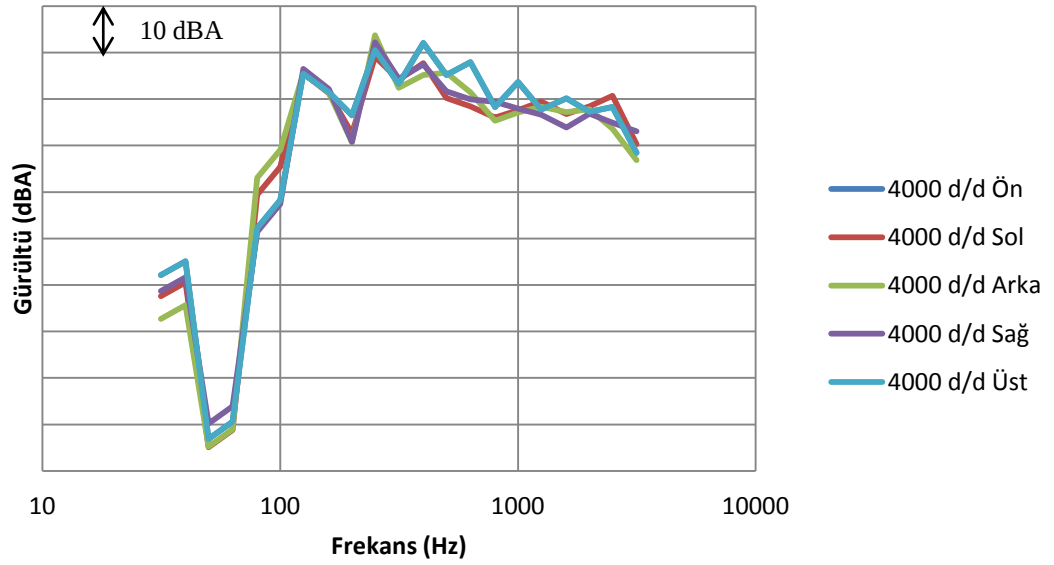
(d)

Sonlu Eleman 1/3 Oktav Band Grafikleri

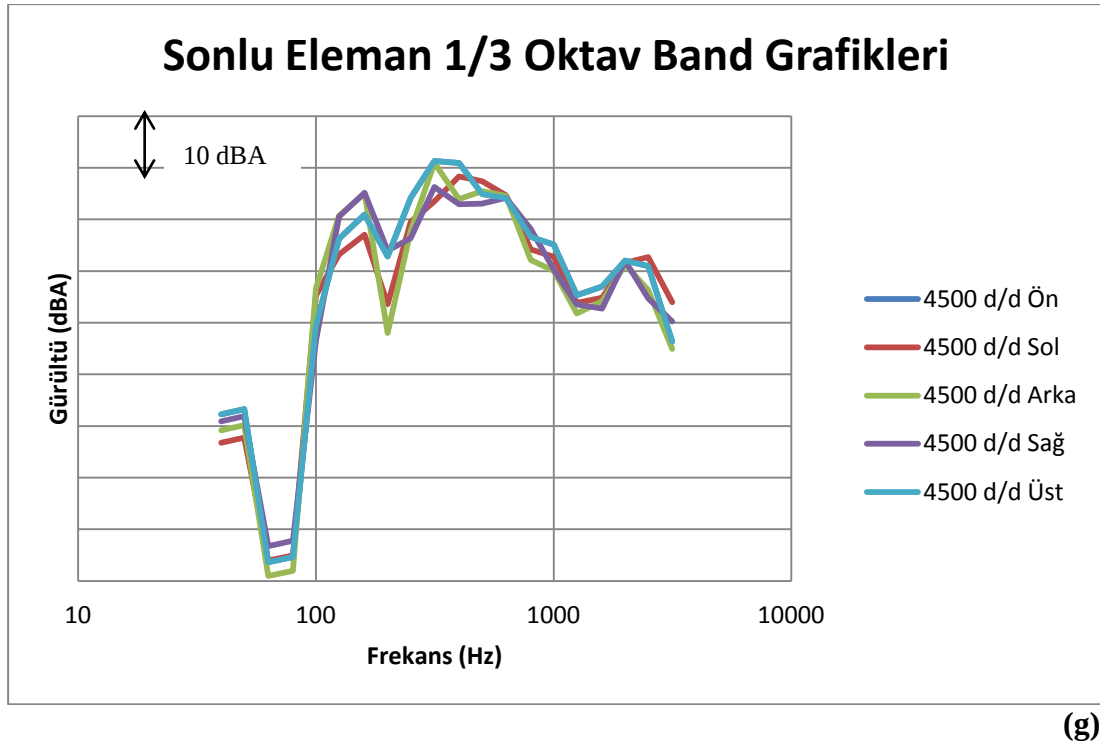


(e)

Sonlu Eleman 1/3 Oktav Band Grafikleri



(f)



Şekil D.1: Sonlu Eleman 1/3 Oktav Band Grafikleri: (a)1500 d/d. (b) 2000 d/d. (c) 2500 d/d. (d) 3000 d/d. (e) 3500 d/d. (f) 4000 d/d. (g) 4500 d/d.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: YUNUS EMRE TORUN

Doğum Yeri ve Tarihi: İSTANBUL/1988

E-Posta: yemre.torun@hotmail.com

Lisans: İstanbul Teknik Üniversitesi – Makine Mühendisliği / 2011

Mesleki Deneyim ve Ödüller: Ford Otosan Ürün Geliştirme Mühendisi (2011-...)