

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**DİZEL MOTOR SİLİNDİR DEVRE DIŞI BIRAKMA TEKNOLOJİSİNİN
FARKLI SÜRÜŞ ÇEVİRİMLERİ BOYUNCA ARAÇ YAKIT TÜKETİMİNE
ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Adem ÖZDEMİR

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Lisansüstü Programı

TEMMUZ 2024

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**DİZEL MOTOR SİLİNDİR DEVRE DIŞI BIRAKMA TEKNOLOJİSİNİN
FARKLI SÜRÜŞ ÇEVİRİMLERİ BOYUNCA ARAÇ YAKIT TÜKETİMİNE
ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Adem ÖZDEMİR
(503131701)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Lisansüstü Programı

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Barış DOĞRU

TEMMUZ 2024

ISTANBUL TECHNICAL UNIVERSITY ★ GRADUATE SCHOOL

**INVESTIGATION THE EFFECT OF DIESEL ENGINE CYLINDER
DEACTIVATION TECHNOLOGY ON VEHICLE FUEL CONSUMPTION
THROUGH DIFFERENT DRIVING CYCLES**

M.Sc. THESIS

**Adem ÖZDEMİR
(503131701)**

Department of Mechanical Engineering

Automotive Programme

Thesis Advisor: Assit. Prof. Dr. Barış DOĞRU

JULY 2024

İTÜ, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'nün 503131701 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Adem ÖZDEMİR, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "DİZEL MOTOR SİLİNDİR DEVRE DIŞI BIRAKMA TEKNOLOJİSİNİN FARKLI SÜRÜŞ ÇEVİRİMLERİ BOYUNCA ARAÇ YAKIT TÜKETİMİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Dr. Öğr. Üyesi Barış DOĞRU**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Doç. Dr. Osman Akın KUTLAR**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Levent YÜKSEK
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 22 Mayıs 2024
Savunma Tarihi : 05 Temmuz 2024





Aileme,



ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasında değerli katkılarından dolayı öncelikle Dr. Barış DOĞRU'ya, test ve analiz süreçlerinde kaynaklarını esirgemeyen BMC POWER ailesine ve mesai arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Son olarak, desteklerini hiç bir zaman esirgemeyen aileme teşekkür ederim.

Temmuz 2024

Adem ÖZDEMİR
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	ix
İÇİNDEKİLER	xi
KISALTMALAR	xiii
SEMBOLLER	xv
ÇİZELGE LİSTESİ	xvii
ŞEKİL LİSTESİ	xix
ÖZET	xxiii
SUMMARY	xxv
1. GİRİŞ	1
1.1 Genel Bilgi	1
1.2 Literatür Araştırması	4
1.3 Tezin Amacı	7
2. BİR BOYUTLU SİMÜLASYON MODELİ DETAYLARI	9
2.1 Motor Performans Modeli Detayları	9
2.1.1 Silindir objesi	11
2.1.2 Krank mili objesi.....	11
2.1.3 Turboşarj kompresör ve türbin objeleri	12
2.1.4 Emme ve egzoz supap objeleri.....	13
2.1.5 Enjektör objesi	13
2.1.6 Boru modellemesi	13
2.1.7 PID kontrolcü objeleri.....	13
2.2 Araç Performans Modeli Detayları	13
2.2.1 Motor objesi	14
2.2.2 Sürücü objesi.....	15
2.2.3 Araç objesi	16
3. TAM YÜK MOTOR PERFORMANS MODELİ DOĞRULAMASI	21
3.1 Yanma Korelasyonu	24
4. SİLİNDİR DEAKTİVASYON ÇALIŞMASI	25
4.1 Rölanti Devri	27
4.2 %10 Kısmi Yük Silindir Deaktivasyon Sonuçları.....	29
4.2.1 Silindir içi basınç sonuçları.....	31
4.2.2 %10 yükte emme ve egzoz supapları devredeyken silindir deaktivasyon modu etkisinin incelenmesi.....	32
4.3 %20 Kısmi Yük Silindir Deaktivasyon Sonuçları.....	34
4.4 %30 Kısmi Yük Silindir Deaktivasyon Sonuçları.....	36
5. SİLİNDİR DEVRE DIŞI BIRAKMA TEKNOLOJİSİNİN ARAÇ YAKIT TÜKETİMİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ	41
5.1 Sürüş Çevrimleri Hakkında Genel Bilgi	41
5.2 Düz Yolda Sürüş Çevrimleri Etkisi.....	41
5.2.1 HHDDT çevrimi	41

5.2.2 NEDC çevrimi.....	42
5.2.3 FTP75 çevrimi.....	45
5.2.4 WHVC çevrimi	46
5.3 %1 Eğimli Yolda FTP75 Sürüş Çevriminin Etkisi.....	47
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	51
KAYNAKLAR.....	55
ÖZGEÇMİŞ.....	57



KISALTMALAR

İYM	: İçten Yanmalı Motorlar
CDA	: Silindir Devre Dışı Bırakma
1D	: Bir boyutlu
BSFC	: Özgül Yakıt Tüketimi
WHVC	: World Harmonized Vehicle Cycle (Dünya Harmonize Taşıt Çevrimi)
HHDDT	: Heavy Heavy-Duty Diesel Truck (Ağır Vasıta Dizel Kamyon)
FTP75	: Federal Test Procedure (Federal Test Prosedürü)
NEDC	: New European Driving Cycle (Yeni Avrupa Sürüş Çevrimi)
EPA	: Environmental Protection Agency (Çevre Koruma Ajansı)
CARB	: California Air Resources Board (Kaliforniya Hava Tahmin Kurulu)
FMEP	: Friction Mean Effective Pressure (Sürtünme Ortalama Efektif Basıncı)
BMEP	: Braken Mean Effective Pressure (Fren Ortalama Efektif Basıncı)
IMEP	: Indicated Mean Effective Pressure (İndike Ortalama Efektif Basıncı)
PMEP	: Pumping Mean Effective Pressure (Pompalama Ortalama Efektif Basıncı)



SEMBOLLER

NO_x	: Azot Oksit
DI-Pulse	: Yanma Modeli
CD	: Sürükleme Katsayısı
m	: Kütleli debi
P	: Basınç
V	: Strok Hacmi





ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1: Farklı sürüş çevrimleri boyunca yakıt tüketimi avantajı.	5
Çizelge 2.1: PID kontrolcü hedef ve kontrol parametreleri.	13
Çizelge 3.1: Doğrulama için referans hata bantları.	22
Çizelge 6.1: Yakıt tüketimi kıyaslaması-rölanti.	52
Çizelge 6.2: Yakıt tüketimi kıyaslaması-düşük yükler.	52
Çizelge 6.3: Sürüş çevrimleri boyunca yakıt tüketimindeki iyileşme yüzdeleri.	53



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: CDA modunun en uygun çalışma bölgesinin dizel motor varsayımsal egzoz sıcaklık haritası üzerindeki gösterimi.	6
Şekil 1.2: Örnek çalışmaya ait silindirlerin yarısının devre dışı bırakıldığı durumdaki egzoz sıcaklık haritası.	7
Şekil 2.1: Simülasyon metodolojisi şematik gösterimi.	9
Şekil 2.2: Motor performans modeli genel görünümü.	10
Şekil 2.3: Silindir içi başlangıç sınır koşulları.	11
Şekil 2.4: DI-Pulse yanma modeli parametreleri.	11
Şekil 2.5: Motor geometrik bilgileri.	12
Şekil 2.6: Ateşleme sırası bilgisi.	12
Şekil 2.7: Sürtünme momenti girdileri.	12
Şekil 2.8: Araç performans modeli genel görünümü.	14
Şekil 2.9: Motor objesi girdileri.	14
Şekil 2.11: Yakıt girdileri.	15
Şekil 2.12: Sürücü girdileri.	15
Şekil 2.13: Örnek sürüş çevrimi-Zamana bağlı hedef hız profili.	15
Şekil 2.14: Vites kontrol girdileri.	16
Şekil 2.15: Vites değiştirme stratejisi.	16
Şekil 2.16: Vites oranları.	16
Şekil 2.17: Dönel şaft girdileri.	17
Şekil 2.19: Aks girdileri.	17
Şekil 2.20: Lastik girdileri.	17
Şekil 2.21: Araç ağırlık girdisi.	18
Şekil 2.22: Araç aerodinamik katsayısı (CD) ve ön projeksiyon alanı.	18
Şekil 2.23: Yol eğim girdisi.	18
Şekil 2.24: Ortam sıcaklık ve basınç girdisi.	19
Şekil 3.1: Deneyde kullanılan motor dinamometresi [17].	21
Şekil 3.2: Tam yük model sonuçları-1.	22
Şekil 3.3: Tam yük model sonuçları-2.	22

Şekil 3.4: Tam yük model sonuçları-3.....	23
Şekil 3.5: Tam yük model sonuçları-4.....	23
Şekil 3.6: Tam yük model sonuçları-5.....	23
Şekil 3.7: 1100 dev/dk'daki silindir içi basınç.	24
Şekil 3.8: 2100 dev/dk'daki silindir içi basınç.	24
Şekil 4.1: Normal mod ve CDA mod çalışması şematik gösterimi.	25
Şekil 4.2: Silindir devre dışı çalışma modu model görünümü.....	26
Şekil 4.3: Güç, tork, hava debisi ve özgül yakıt tüketimi grafikleri-rölanti.	27
Şekil 4.4: Hava-yakıt oranı, termal verim, PMEP, PMEP-IMEP oranı-rölanti.....	27
Şekil 4.5: Silindir içi maksimum basınç, emme basınç & sıcaklığı, yakıt debisi- rölanti.....	28
Şekil 4.6: Kompresör giriş-çıkış sıcaklık ve basınçları-rölanti.....	28
Şekil 4.7: Türbin giriş-çıkış sıcaklık ve basınçları-rölanti.....	29
Şekil 4.8: Güç, tork, hava debisi ve özgül yakıt tüketimi grafikleri-%10 yük.	29
Şekil 4.9: Hava-yakıt oranı, termal verim, PMEP, PMEP-IMEP oranı-%10 yük.	30
Şekil 4.10: Silindir içi maksimum basınç, emme basınç & sıcaklığı, yakıt debisi- %10 yük.....	30
Şekil 4.11: Kompresör giriş-çıkış sıcaklık ve basınçları-%10 yük.....	30
Şekil 4.12: Türbin giriş-çıkış sıcaklık ve basınçları-%10 yük.....	31
Şekil 4.13: 1. ve 2. silindirler için LogP-V diyagramı -%10 yük.	31
Şekil 4.14: Güç, tork, hava debisi ve özgül yakıt tüketimi grafikleri-%10 yük & supaplar devrede.	32
Şekil 4.15: Hava-yakıt oranı, termal verim, PMEP, PMEP-IMEP oranı-%10 yük & supaplar devrede.	32
Şekil 4.16: Silindir içi maksimum basınç, emme basınç & sıcaklığı, yakıt debisi- %10 yük & supaplar devrede.	33
Şekil 4.17: Kompresör giriş-çıkış sıcaklık ve basınçları-%10 yük & supaplar devrede.	33
Şekil 4.18: Türbin giriş-çıkış sıcaklık ve basınçları-%10 yük & supaplar devrede. ..	33
Şekil 4.19: Güç, tork, hava debisi ve özgül yakıt tüketimi grafikleri-%20 yük.	34
Şekil 4.20: Hava-yakıt oranı, termal verim, PMEP, PMEP-IMEP oranı-%20 yük. ..	34
Şekil 4.21: Silindir içi maksimum basınç, emme basınç & sıcaklığı, yakıt debisi- %20.....	35
Şekil 4.22: Kompresör giriş-çıkış sıcaklık ve basınçları-%20 yük.....	35
Şekil 4.23: Türbin giriş-çıkış sıcaklık ve basınçları-%20 yük.....	35
Şekil 4.24: Güç, tork, hava debisi ve özgül yakıt tüketimi grafikleri-%30 yük.	36
Şekil 4.25: Hava-yakıt oranı, termal verim, PMEP, PMEP-IMEP oranı-%30 yük. ..	36

Şekil 4.26: Silindir içi maksimum basınç, emme basınç & sıcaklığı, yakıt debisi- %30.....	37
Şekil 4.27: Kompresör giriş-çıkış sıcaklık ve basınçları-%30 yük.....	37
Şekil 4.28: Türbin giriş-çıkış sıcaklık ve basınçları-%30 yük.....	37
Şekil 4.29: Tam, rölanti, %10 ve %20 kısmi yüklerdeki yakıt haritası (CDA-Mod).	38
Şekil 4.30: Tam, rölanti, %10 ve %20 kısmi yüklerdeki yakıt haritası (Normal-Mod).	39
Şekil 5.1: Zamana bağlı araç hızı ve motor BMEP profili-HHDDT çevrimi.....	41
Şekil 5.2: Zamana bağlı motor hızı ve gaz pedal pozisyonu profili-HHDDT çevrimi.....	42
Şekil 5.3: Normal ve CDA mod L/100 km cinsinden yakıt tüketimleri-HHDDT çevrimi.....	42
Şekil 5.4: Zamana bağlı araç hızı ve motor bmep profili-NEDC çevrimi.....	43
Şekil 5.5: Zamana bağlı motor hızı ve gaz pedal pozisyonu profili- NEDC çevrimi.....	44
Şekil 5.6: Normal ve CDA mod L/100 km cinsinden yakıt tüketimleri-NEDC çevrimi.....	44
Şekil 5.7: Zamana bağlı araç hızı ve motor BMEP profili-FTP75 çevrimi.....	45
Şekil 5.8: Zamana bağlı motor hızı ve gaz pedal pozisyonu profili- FTP75 çevrimi.....	45
Şekil 5.9: Normal ve CDA mod L/100 km cinsinden yakıt tüketimleri-FTP75 çevrimi.....	46
Şekil 5.10: Zamana bağlı araç hızı ve motor BMEP profili-WHVC çevrimi.	46
Şekil 5.11: Zamana bağlı motor hızı ve gaz pedal pozisyonu profili- WHVC çevrimi.....	47
Şekil 5.12: Normal ve CDA mod L/100 km cinsinden yakıt tüketimleri-WHVC çevrimi.....	47
Şekil 5.13: Yol bilgisi.	48
Şekil 5.14: Zamana bağlı araç hızı ve motor BMEP profili-eğimli yol FTP75 çevrimi.....	48
Şekil 5.15: Zamana bağlı motor hızı ve gaz pedal pozisyonu profili- eğimli yol FTP75 çevrimi.....	49
Şekil 5.16: Normal ve CDA mod L/100 km cinsinden yakıt tüketimleri- eğimli yol FTP75 çevrimi.....	49



DİZEL MOTOR SİLİNDİR DEVRE DIŞI BIRAKMA TEKNOLOJİSİNİN FARKLI SÜRÜŞ ÇEVİRİMLERİ BOYUNCA ARAÇ YAKIT TÜKETİMİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

ÖZET

Emisyon regülasyonlarını sağlayabilmek ve daha çevre dostu araçlar üretebilmek için taşıt üreticileri geçmişten günümüze yakıt tüketimi azaltma çalışmalarına devam etmektedir. Özellikle yakıt tüketiminin ulaştırma amaçlı kullanılan dizel motorlarda yakıt ekonomisi iyileştirme çalışmalarının önemli ölçüde artması beklenmektedir. Silindir devre dışı bırakma (CDA), dizel motorlarda yakıt ekonomisini önemli ölçüde iyileştiren ve emisyonları azaltabilen önemli teknolojilerden biridir.

CDA, özellikle düşük yük çalışma koşulundaki yakıt tüketiminin tam yüke göre daha fazla olduğu durumlarda devreye giren bir yakıt tüketimi azaltma teknolojisidir ve çok silindirli motorlarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Düşük yüklerde silindirlerin bir ya da daha fazlasının devre dışı bırakılması ile yakıt kesilir ve emme ve egzoz supapları kapatılarak aktif silindirlere daha fazla yük verilir. Böylece CDA modunda motorun, daha yüksek termal verim ve dolayısıyla daha düşük yakıt tüketimi ile çalışması sağlanır.

Düşük yüklerde gaz kelebeğinden kaynaklı kısımla kayıplarının yüksek olmasından kaynaklı olarak CDA teknolojisi benzin motorlarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Dizel motorda gaz kelebeği kaynaklı kısımla kaybı olmayacağı için CDA teknolojisinin dizel motor uygulaması konusundaki çalışmalar kısıtlı olmuştur.

Simülasyon çalışmaları kapsamında, otomotiv sektöründe araç ve motor performans uygulamalarında sıklıkla faydalanılan GT-Suite 1-Boyutlu (1D) modelleme yazılımı kullanılmıştır. Bu çalışmada ise GT-Suite yazılımı, CDA teknolojisinin dizel motor yakıt ekonomisine etkisinin incelenmesi için yapılacak 1D simülasyon çalışmalarında kullanılacaktır.

Simülasyonlar için bazı önemli adımları içeren bir metodoloji izlenmiştir. Birinci adımda, tam yük koşulunda elde edilmiş deney datasından beslenen tam yük motor performans modeli oluşturularak deney sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve doğrulanmıştır. Burada tam yük modeli 800 ve 2100 dev/dk motor hızı aralığında 14 ayrı noktada kararlı hal sonuçları elde edilmiş olup motorun maksimum fren ortalama efektif basıncı 1100 dev/dk'da 23 bar değerine karşılık gelmektedir. Daha sonra doğrulanmış model, ikinci adımda, düşük yüklerde CDA mod (2. ve 3. Silindirler devre dışı, 1. ve 4. silindirler aktif) ve normal mod (tüm silindirler aktif) motor performans sonuçlarını tahmin etmek üzere düşük yük motor performans modeline dönüştürülmüştür. 1D düşük yük motor performans CDA modunda modellerken talep edilen tork ve güçte herhangi bir kayıp olmaksızın, devre dışı bırakılan silindirlerde yakıt kesilir ve supaplar kapatılır. Son adımda, tam yük normal çalışma ve düşük yükte hem normal hem CDA modunda çalışma koşullarına ait performans verileri araç performans modellerine girdi olarak sağlanır.

Bu çalışmanın amacı, literatürde CDA teknolojisinin dizel motor uygulamasına yönelik çalışmaların kısıtlı olmasından dolayı, yakıt tüketimi avantajlarını simülasyon yoluyla tahmin etmek üzere, istenilen silindiri devre dışı bırakma esnekliği sağlayan bir dizi simülasyon metodolojisi izlenmiştir. Simülasyon çalışmasında, ağır vasıta bir araca dört silindirli dizel motor uygulanıp araç performans simülasyonları koşularak, rölanti ve düşük yük çalışma koşullarına sahip sertifikalı sürüş çevrimleri (WHVC, NEDC, FTP75 ve HHDDT) boyunca karşılaştırmalı yakıt tüketimi sonuçları incelenmiştir. Bu çevrimler boyunca, normal mod ve CDA mod karşılaştırmalı 1D araç simülasyon tahminlerine göre CDA modunda %4 civarında yakıt tüketiminde iyileşme sağlanmıştır.



INVESTIGATION THE EFFECT OF DIESEL ENGINE CYLINDER DEACTIVATION TECHNOLOGY ON VEHICLE FUEL CONSUMPTION THROUGH DIFFERENT DRIVING CYCLES

SUMMARY

Automotive companies are constantly looking for ways to make vehicles with cleaner pollutants based on strict regulations and provide better fuel economy. This is especially important for diesel engines used for transportation, in which fuel consumption is expected to increase dramatically. The cylinder deactivation (CDA) is one of the promising technologies that can significantly improve fuel economy and reduce emissions in diesel engines.

CDA is a fuel consumption reduction technology that benefits under part-load conditions, where the brake specific fuel consumption (BSFC) is higher than that in full-load engine operation. The engine needs more amount of fuel rather than power generation and vehicle propulsion under low load and idle conditions. By deactivating some cylinders via poppet valve deactivation and fuel cut-off, the load on active cylinders increases, resulting higher efficiency and lower BSFC in terms of engine performance.

CDA technology is more beneficial for gasoline engines as it significantly reduces the high pumping losses caused by the throttling effect along the intake manifold. The advantages of CDA technology in diesel engine commercial applications have been more difficult to realize due to diesel engines do not have throttling effect. Hence, the applications and studies of this technology in diesel engines has been limited. However, this technology also has some advantages in diesel engines.

Recently, efforts to reduce NO_x emissions in diesel engines have increased; the thermal management of exhaust aftertreatment systems in order to ensure that exhaust aftertreatment systems warm up quickly and remain active during cold starting, idling and low load operating conditions has become even more critical. Hence, in diesel engines using CDA technology, one or more of the cylinders are deactivated in low load conditions and the load is increased by injecting more fuel into the active cylinders (without worsening fuel economy) without any loss in the power demanded from the engine. Therefore, higher exhaust temperatures can be achieved by operating active cylinders at a lower air-fuel ratio.

It is thought that the use of CDA will be increasingly adopted, especially in heavy-duty diesel vehicles, thanks to regulators aiming for lower NO_x emission standards in the near future.

The aim of the study is to investigate the fuel economy advantage of CDA technology on a four cylinder diesel engine using vehicle performance simulations under part load conditions over certified driving cycles which represents the data speed of a vehicle against time. Even though limited number of investigations on diesel engine CDA

application in literature, a novel simulation methodology with activated cylinder flexibility is presented to predict fuel consumption reduction.

The 1D modeling simulation software GT-Suite is frequently used by engine and car-makers to simulate engine and vehicle performance applications due to less time consuming and cost-effective method for early development process. Additionally, the 1D simulation softwares provide quick results compared to three dimensional computational fluid dynamics softwares. Due to providing further investigations for different parameters of engine and vehicle without additional physical tests, the GT-Suite is used in this study to investigate the impact of CDA technology on fuel economy.

In this study, as the simulation methodology several key steps are followed up. Before the vehicle performance model is prepared, firstly, engine performance model is developed and correlated with measured full load data which is obtained from dynamometer tests of the engine for 1D model validation. Hence, the model is run at full load condition through an engine speed range between 800 and 2100 rpm, 23 bar break mean effective pressure load for engine peak torque at 14 simulation points. Then simulated results are compared to experimental data. After both results are well agreed, then the model is correlated. This correlated model is then used to simulate engine performance for both of four-cylinder activated mode and two-cylinder activated mode (CDA) operations at low load conditions. The 1D modelling of CDA mode needs a valve deactivation and fuel cut-off the injectors for deactivated cylinders while more fuelling at activated cylinders without any loss in demanded engine power. Finally, the engine performance data from these modes are taken into account on the vehicle performance model.

This paper investigates on the prediction of fuel economy advantages of CDA technology on a four-cylinder turbocharged diesel engine of a heavy duty vehicle under idle and low load conditions taking place over certificated driving cycles, such as the WHVC, NEDC, FTP75 and HHDDT, by using the engine and vehicle performance simulations.

The main findings obtained from this study are given below:

- The fuel consumption improvement in CDA operating mode for idle speed was achieved as 34.6%, with the best improvement occurring at idle. Therefore, it has been concluded that CDA application is even more advantageous in terms of fuel consumption in driving cycles with longer idling durations. Therefore, this study demonstrates the advantage of CDA technology in driving cycles with long idling times for the vehicles with heavy duty diesel engines.
- In order to examine the effect of pumping losses, CDA mode was implemented by activating the valves at 10% low load, and a 25% worsening in fuel consumption occurred at 2100 rpm compared to the case when the valves are deactivated. From this, it can be concluded that fuel-cut off and deactivating the valves in the deactivated cylinders with CDA technology will provide an advantage in fuel consumption.
- As the engine load decreases, the advantage of CDA mode fuel consumption increases.
- There is a fuel consumption advantage in CDA mode up to 30% engine load. Fuel consumption worsened at 30% load.
- The vehicle performance simulation results show that fuel consumption improvements of %3 to %4 over the certificated driving cycles.

- The fuel consumption results over driving cycles are different from each other due to different driving characteristics such as acceleration, maneuvers requiring high torque and idling durations.
- It was observed that the improvement in fuel consumption was 1% greater with the downhill in the same driving cycle. Therefore, it is generally evaluated that the benefit of CDA technology in fuel economy will improve even more in downhill road conditions.





1. GİRİŞ

1.1 Genel Bilgi

Dünya nüfus artışına bağlı olarak artan şehirleşme ve enerji kullanımını sonucunda artan hava kirliliği ile İçten yanmalı motorların kullanıldığı ulaşım kaynaklı kirletici emisyonlar, insan sağlığı ve çevre kirliliğini olumsuz etkilemektedir.

İçten yanmalı motorlar (İYM) kimyasal enerjiyi mekanik enerjiye dönüştürür. Buradaki enerji dönüşüm mekanizması, silindir içerisindeki yakıtın yanma odasında yakılması ile oluşan yüksek basıncın pistonları aşağı iterek hareket ettirmesi ile oluşmaktadır.

Ticari anlamda ilk içten yanmalı motor Etienne Lenoir tarafından icat edildi ve 1860 yılında patenti alındı.

İçten yanmalı motorlar ateşleme türüne göre ikiye ayrılır:

- Benzinli motorlar: Buji ateşlemeli ateşlenen motorlar.
- Dizel motorlar: Sıkıştırılarak ısınmış havanın ateşlemeyi sağlamasıyla çalışan motorlardır.

Zamanlamasına göre İYM iki ve dört zamanlı olmak üzere ikiye ayrılır. Günümüzde dört zamanlı İYM görece daha yaygın kullanılmaktadır.

Dizel motorlar, 1892 yılında Alman mühendis Rudolf Diesel tarafından icat edilmiştir. Diesel, kömür tozu ile çalışan bir motor geliştirmeyi amaçlamıştır. İlk dizel motorun patenti 1893 yılında alınmıştır.

Dizel motorlar, benzinli motorlara göre daha verimli ve daha az yakıt tüketen motorlardır. Bu nedenle dizel motorlar, ilk önce gemilerde ve lokomotiflerde kullanılmaya başlanmıştır. 1920'li yıllarda dizel motorlar kamyonlarda ve otobüslerde de kullanılmaya başlanmıştır. 1930'lu yıllarda ise dizel motorlar binek otomobillerde de kullanılmaya başlanmıştır.

Günümüzde dizel motorlar, kamyonlar, otobüsler, gemiler, lokomotifler, traktörler, jeneratörler ve diğer birçok alanda kullanılmaktadır.

Dizel çevrimi, benzinli motorlarda kullanılan Otto çevrimine göre daha yüksek termodinamik verime sahiptir. Bu nedenle dizel motorlar, benzinli motorlara göre daha az yakıt tüketmektedir [1].

Dizel motorlar, günümüzde birçok alanda kullanılmaktadır. Dizel motorların verimliliği ve düşük yakıt tüketimi, dizel motorları birçok uygulama için ideal bir seçim haline getirmektedir.

Otomobil üreticileri; emisyon regülasyonlarını sağlamanın giderek daha da zorlaşması ve yakıt tüketiminden kaynaklı son kullanıcı tarafındaki işletme maliyetlerinin artması sebebiyle oluşan rekabeti karşılayabilmek için, İYM'da yakıt tüketimini iyileştirmeye yönelik teknolojileri geliştirmeye başlamışlardır. Bunlardan yaygın olarak kullanılanlardan bazıları; start-stop, değişken zamanlı supap kontrolü, değişken sıkıştırma oranı, kademeli dolgu sistemleri, elektronik kontrollü common-rail yakıt püskürtme sistemleri [2], dinamik atlamalı ateşleme ve silindir deaktivasyondur (CDA). [3]

Start-Stop sistemleri günümüzde neredeyse tüm araç segmentleri için yaygın olarak kullanılan bir yakıt tüketimi azaltma teknolojisidir. Rölanti çalışma koşulunda, motorun yüke ihtiyacı olmadığı durumda gaz pedalından ayak çekildiğinde devreye girerek yakıt enjeksiyonu kesilir. Böylece motor iç sürtünmeleri ve pompalama kayıplarına harcanacak enerjiden tasarruf edilir. [4]

Değişken zamanlı supap kontrolü de yine pompalama kayıplarını azaltmak için günümüzde yaygın kullanılan bir yakıt tüketimi azaltma teknolojisidir. Burada supapların, normal duruma göre geç ya da erken açılıp kapanması, açık kalma süreleri ve açıklık miktarları kontrol edilebilmektedir. [5]

Değişken sıkıştırma oranı, kısmi yük koşullarında motorun termal verim açısından daha iyi noktada çalışmasını sağlayan bir yakıt tüketimi azaltma teknolojisidir. Bu durum, kısmi yüklerde motorun sıkıştırma oranı ve buna bağlı olarak ortalama efektif basıncı artırılarak sağlanır. [6]

Kademeli dolgu yöntemi, benzin motorlarında kısmi yük koşullarında, dolgu değişimi sırasında gaz keleşinin kısılmasından kaynaklı kayıpları ortadan kaldırarak verimi

iyileştiren bir yakıt tüketimi azaltma teknolojisidir. Burada, gaz kelebeğine ihtiyaç duyulmadan karışımın kalitesi ayarlanır, yük azaldıkça karışımı fakirleştirilir. [7]

Silindir deaktivasyonu (CDA), özellikle düşük yük çalışma koşulundaki yakıt tüketiminin tam yüke göre daha fazla olduğu durumlarda devreye giren bir yakıt tüketimi azaltma teknolojisidir ve çok silindirli motorlarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Düşük yüklerde termal verimi düşük olan motorda; silindirlerin bir ya da daha fazlası kapatılarak, aktif silindirlerdeki yük artırılır, daha yüksek termal verim ve dolayısıyla daha düşük yakıt tüketimi ile çalışması sağlanır [8].

Dinamik atlamalı ateşleme ise ileri teknolojlili silindir devre dışı bırakma yöntemidir. Gürültü ve titreşim sorunlarına, anlık yük değişimlerine daha esnek cevap veren, yük durumuna bağlı olarak herhangi bir anda herhangi bir silindirin ateşlenmesi sağlanır. [9]

CDA teknolojisi, gaz kelebeğinden kaynaklı yüksek pompalama kayıplarını ciddi miktarlarda düşürdüğü için daha çok benzin motorlarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Dizel motorlarda gaz kelebeği kaynaklı kısma kayıpları olmadığı için, CDA teknolojisinin dizel motor ticari uygulamalarındaki faydasının farkına varılması daha zor olmuştur ve bu teknolojinin dizel motorlardaki uygulama alanı sınırlı olmuştur. Fakat bu teknolojinin dizel motorlarda da sağladığı bazı avantajlar bulunmaktadır.

Son zamanlarda dizel motorlarda NOx emisyonlarını azaltmaya yönelik çabalar artmış; soğukta çalıştırma, rölanti ve düşük yük çalışma koşullarında egzoz son işlem ünitesi “aftertreatment” sistemlerinin hızlı bir şekilde ısınması ve aktif kalmasını sağlamak için egzoz sıcaklıklarını yönetme ihtiyacı daha da kritik hale gelmiştir. Bu kapsamda CDA teknolojisi kullanılan dizel motorlarda, düşük yük koşullarında silindirlerin bir ya da birden fazlası devre dışı bırakılarak, motordan talep edilen güçte herhangi bir kayba uğramadan, aktif silindirlere daha fazla yakıt enjekte edilerek (yakıt tasarrufunu kötüleştirmeden) yükü artırılır. Dolayısıyla aktif silindirler daha düşük hava-yakıt oranında çalıştırılarak daha yüksek egzoz sıcaklıklarına çıkılabilir.

Yakın gelecekte daha düşük NOx emisyon standartlarını hedefleyen EPA ve CARB gibi düzenleyiciler sayesinde, CDA uygulamasının özellikle ağır vasıta dizel araçlarda kullanımının giderek daha da benimseneceği düşünülmektedir. [10]

1.2 Literatür Araştırması

İlk çalışmada, 6 silindirli bir dizel motor üzerinde silindir devre dışı bırakma teknolojisinin yakıt ekonomisi ve emisyonlar üzerindeki potansiyel etkileri analitik ve deneysel olarak incelenmiştir. Motorun normal çalışma modunda 6 silindir aktif olarak çalışmaktadır. Silindir devre dışı bırakma modunda ise 3 silindir devre dışı bırakılmaktadır. Sonuçlar 1500 ve 2100 dev/dk motor hızı, rölanti ve düşük yük (%10 ila 30 arası) üzerinden karşılaştırılmıştır. Analitik model üzerinden yapılan CDA ve normal mod karşılaştırmasında; rölanti devrinde %69 yakıt tüketimi iyileştirmesi göze çarpmaktadır. Düşük yüklerde ise %19 ila %44 arası yakıt tüketiminde iyileşme raporlanmıştır. Yakıt tüketimindeki bu iyileşme, egzoz gaz sıcaklıklarında ise 40 ile 160 C arasında bir sıcaklık artışına sebep olmuştur. Bu çalışma dizel motor CDA uygulamasının yakıt tüketimine ve egzoz sıcaklıklarına etkisi konusunda karşılaştırmalı sonuçlar ortaya koysa da bu sonuçlar yalnız iki motor devri için incelenmiştir. Dolayısıyla daha geniş bir motor devir aralığı boyunca CDA'in avantajları konusunda değerlendirme yapmak güç olacaktır. [11]

İkinci çalışmada, 16 silindirli, 220 L silindir hacmi ve 2250 kW maksimum güce sahip lokomotiflerde kullanılan bir dizel motor üzerinde silindir devre dışı bırakma teknolojisinin mekanik kayıplar, yakıt tüketimi ve emisyonlar üzerindeki etkisi 1D CFD GT-Suite ve 3D CFD AVL ESE ticari yazılımları aracılığıyla analiz edilmiştir. Burada CDA modunda yakıt kesilirken, emme ve egzoz supaplarının yakıt tüketimine olan etkisini de incelemek için supapların kapalı ve açık olduğu senaryolar da göz önüne alınmıştır. Ayrıca hem yakıtın kesildiği, hem de supapların kapatıldığı duruma ek olarak EGR da devreye sokularak farklı oranlardaki etkisi incelenmiştir. Supapların kapalı olduğu CDA modunda, 1000 Nm yük ve 450 ile 550 dev/dk motor devirlerinde sırasıyla %11 ile %14 yakıt tüketimi iyileşmesi raporlanmıştır. Supapların kapalı olduğu CDA modu ve EGR'in da devreye sokulduğu senaryoda yakıt tüketimini çok fazla kötüleştirmeden emisyonlarda ciddi azalma sağlamıştır. [3]

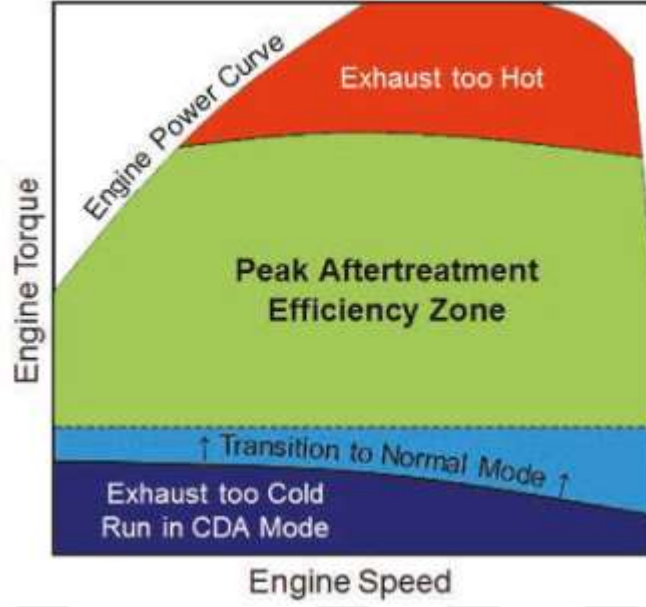
Üçüncü çalışmada, 6 silindirli 10.8 L 330 HP Cummins dizel motor silindir devre dışı bırakma uygulamasının farklı sürüş çevrimleri boyunca yakıt tüketim etkileri deneysel ve simülasyon yöntemleriyle incelenmiştir. Egzoz son işlem sistemlerinin özellikle NOx emisyonları açısından verimli çalışabilmesi için bileşen sıcaklıklarının minimum 200 C'nin üzerine çıkması gerektiğinden bahsedilmektedir. Fakat uzun bekleme

süreleri yan irölantide çalışma ve trafikte dur-kalk manevralarına sahip gerçek dünya sürüş çevrimlerinde egzoz bileşenlerini bu mertebelerdeki sıcaklıklarda tutmanın bir hayli zorlayıcı olduğundan ve bu sıcaklıklara getirebilmek için ilave yakıt tüketimi gerektiren yöntemlerden bahsedilmiştir. Fakat CDA uygulaması, egzoz gazı sıcaklığını artırarak ve dolayısıyla bileşenlerin sıcaklıklarını verimli çalışma noktasına çekerek, hem emisyonu hem de yakıt tüketimini iyileştirme noktasında en uygun çözüm olarak önerilmiştir. Bu çalışmada, bir adet sertifikalı sürüş çevrimi ve iki adet gerçek dünya sürüş çevrimi boyunca, NOx emisyonlarından ödün vermeden ve yakıt tüketimini de iyileştirerek CDA uygulamasının avantajları ortaya konulmuştur. Aşağıda Çizelge 1.1’de bahsedilen sonuçlar özet halinde verilmiştir. Üçüncü sıradaki sürüş çevrimindeki yakıt tüketimi iyileşmesinin %4 ile %35 arasında geniş bir bant içerisinde yer alması dikkat çekmektedir. Bu farkın, rölantideki bekleme sürelerinin birbirinden farklı olmasından kaynaklandığı belirtilmiştir ve rölantide bekleme süreleri arttıkça yakıt tüketimindeki yüzdesel iyileşme de bir o kadar artmaktadır. Dolayısıyla bu çalışma, ağır vasıta dizel motorlar için uzun süren rölantide çalışma süresine sahip sürüş çevrimlerinde CDA teknolojisinin avantajını ortaya koymaktadır. Bu çalışmada, daha çok sonuçlara değinildiği için, simülasyon kısmında izlenen metodoloji hakkında yeterli bilgiye ulaşılamamıştır. [12]

Çizelge 1.1: Farklı sürüş çevrimleri boyunca yakıt tüketimi avantajı.

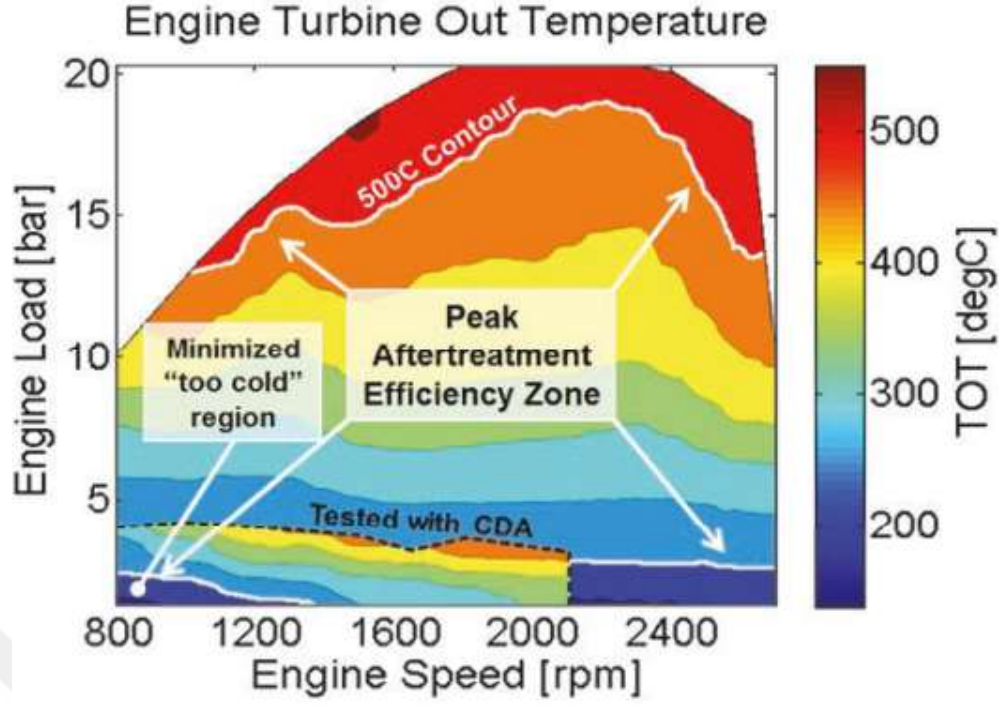
Sürüş Çevrimi	Yakıt Tüketimindeki Azalma (%)
HD-FTP	3.4 (Deneysel)
Orange County Bus Cycle	5.6 (Simülasyon)
Port Drayage Creep Cycle	4 - 35 (Simülasyon)

Dördüncü çalışmada, 6 silindirli bir dizel motorda düşük yüklerdeki CDA uygulamasının; egzoz sıcaklıklarındaki artış, yakıt tüketimindeki azalma ve 800 (rölanti hızı) ile 2100 dev/dk’lık motor çalışma hızı boyunca motor iç sürtünmeleri açısından avantajları deneysel olarak incelenmiştir. Egzoz sisteminin NOx emisyonu azaltımı açısından maksimum verime sahip olduğu bölgenin daha net anlaşılabilmesi açısından, Şekil 1.1’de varsayımsal sıcaklık haritası üzerinden motor hızı ve yüke bağlı olarak ifade edilmiştir. Görselin sol alt kısmı, düşük motor hızı ve yüklerinde düşük egzoz sıcaklıkları olacağından bu kısımda CDA modunda çalışmasının faydalı olacağı ifade edilmektedir. Yeşil alan ise maksimum egzoz verimine sahip çalışma bölgesini ifade etmektedir.



Şekil 1.1: CDA modunun en uygun çalışma bölgesinin dizel motor varsayımsal egzoz sıcaklık haritası üzerindeki gösterimi [13].

Şekil 1.2’de kesikli çizgi ile gösterilen bölgede silindirlerin yarısı devre dışı bırakılmıştır. Sıcaklıklar yaklaşık 100 °C civarında artırılarak verimli çalışma için 250 °C limit sıcaklığının üstüne çıkarılmış ve bu sayede egzoz sistemi verimli çalışma alanı tüm silindirlerin devrede olduğu senaryoya göre yaklaşık %77 artırılmıştır. Ayrıca yakıt tüketimi avantajının 140 ile 180 Nm düşük yük çalışma koşullarında ortaya çıktığından bahsedilmiştir. Rölanti devrine yakın 800 ile 1000 dev/dk arasındaki motor hızlarında %49’ kadar değişen yakıt tüketimi avantajından bahsedilmiştir. Tüm silindirlerin devrede olduğu durumdaki iç sürtünmelere harcanan moment tükü 2100 dev/dk’da 150 Nm iken silindirlerin yarısının devre dışı bırakıldığı durumda bu değer 60 Nm’ye indiğinden bahsedilmektedir. Dolayısıyla 6 silindirli bir motorun silindirlerinin yarısı devre dışı bırakıldığında iç sürtünmeler açısından %60’lık bir azalma sağlanmıştır [13]. Çalışma, CDA teknolojisinin dizel motora uygulanmasıyla yakıt tüketimi ve egzoz sıcaklıklarındaki değişiminden deneysel çalışmalar yoluyla detaylı bir biçimde bahsetmiş olsa da, bir yol çevrimi boyunca uygulamanın ne kadar yakıt tüketimi avantajı sağlayacağı konusunda çıkarım yapmak zor olacaktır.



Şekil 1.2: Örnek çalışmaya ait silindirlerin yarısının devre dışı bırakıldığı durumdaki egzoz sıcaklık haritası [13].

1.3 Tezin Amacı

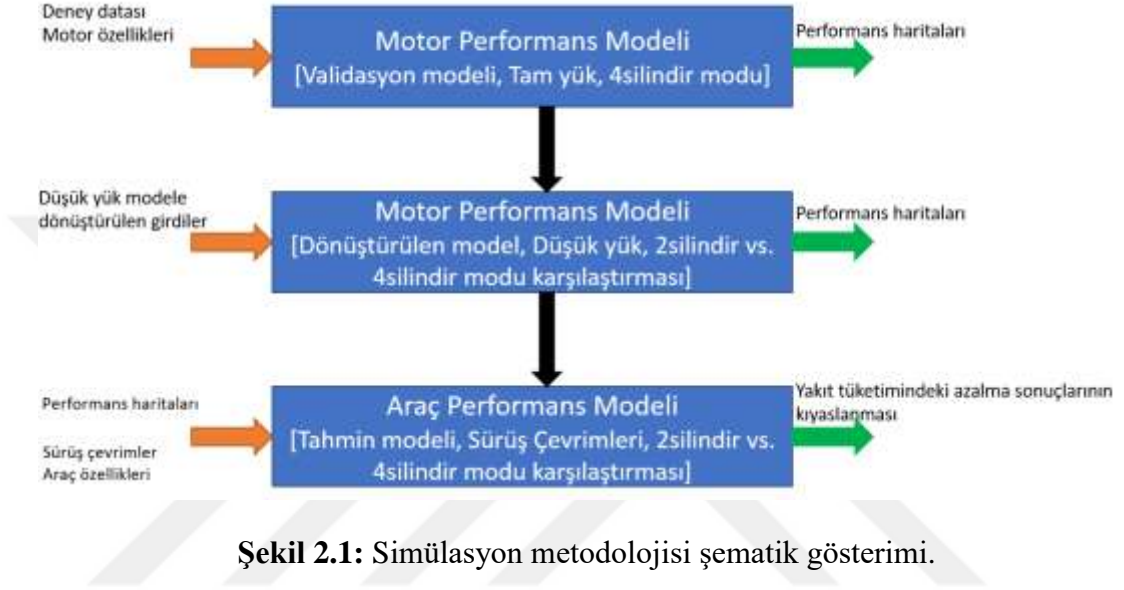
Günümüzde dizel motorların, özellikle uzun beklemeli rölanti ve düşük yük çalışma koşullarına sahip sürüş çevrimleri boyunca, yakıt tüketimi ve emisyonlar açısından egzoz sistemlerinin daha verimli noktada çalışmasını sağlayan teknolojilerin kullanılması önem teşkil etmektedir.

Bu tez çalışması kapsamında, dizel motor silindir deaktivasyon uygulamasının ağır vasıta dizel araçlarda henüz yeni benimsenmesi ve bu alanda sınırlı çalışma olması nedeniyle, bu teknolojinin motor performansı ve sertifikalı sürüş çevrimleri boyunca araç yakıt tüketimine etkisinin inceleneceği bir simülasyon metodolojisi ortaya konulacaktır. İlk olarak; dört silindirli, aşırı doldurmalı bir dizel motorun motor performansı incelenecektir. Daha sonra, söz konusu motor performansı araç üzerinde simüle edilmek üzere ağır vasıta bir araç modeli üzerinde, farklı sürüş çevrimleri boyunca, CDA teknolojisinin uygulandığı durumdaki yakıt tüketim etkisini tahmin etmek için tek boyutlu (1D) simülasyon yazılımı olan GT-Suite aracılığıyla bir simülasyon metodolojisi sunulacaktır. Simülasyon metodolojisi ile ilgili detaylara ilerleyen başlıklar altında değinilecektir.



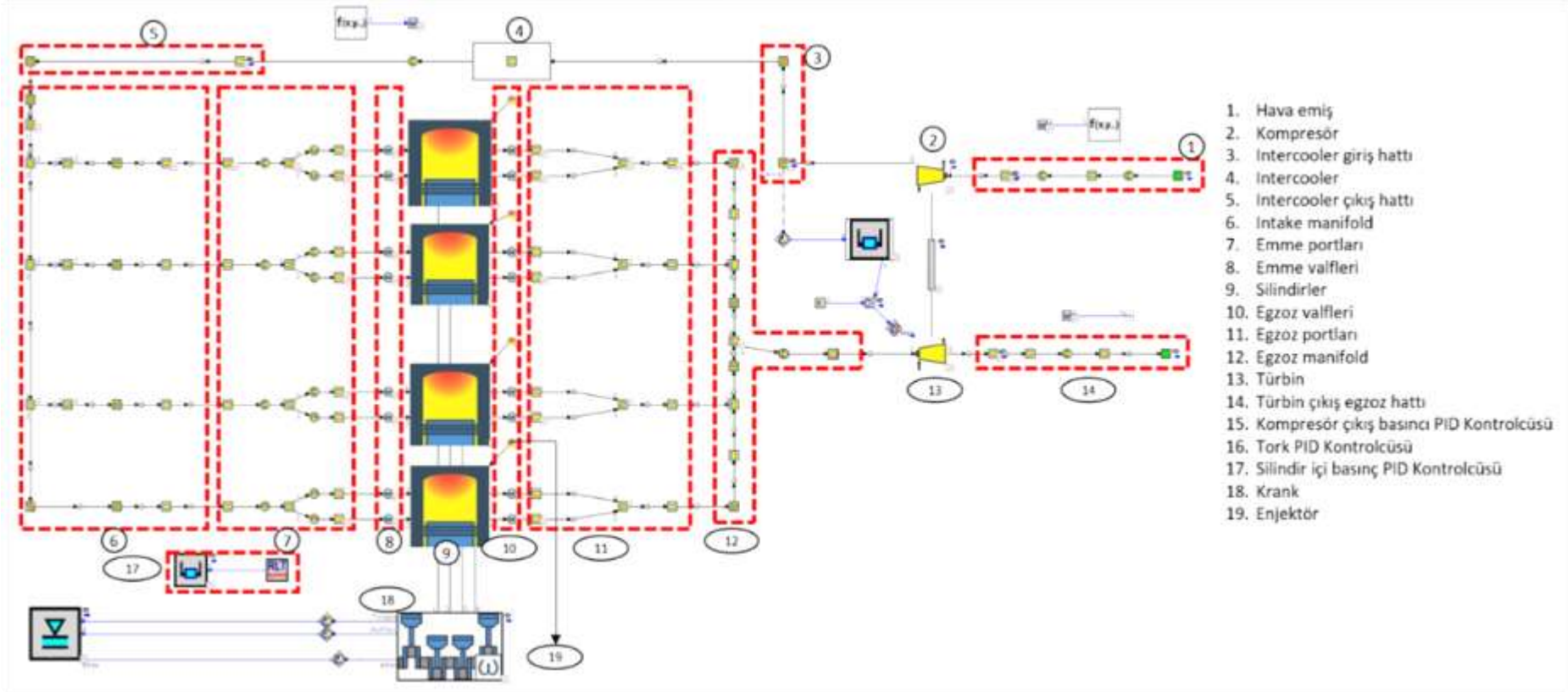
2. BİR BOYUTLU SİMÜLASYON MODELİ DETAYLARI

Simülasyonda izlenecek metodoloji Şekil 2.1’de şematik olarak yer almaktadır.



2.1 Motor Performans Modeli Detayları

1D motor performans modeli genel görünümü Şekil 2.2’de yer almaktadır. İlgili model GT-SUITE yazılımı yardımıyla oluşturulmuştur. Modelde yer alan 1D objelerin detayları kısaca aşağıdaki alt başlıklarda yer almaktadır. Hava emiş, emme ve egzoz hatlarını temsil eden boru geometrileri ise GT-Suite geometri modelleme aracı olan GEM3D yardımıyla oluşturulmuştur.



Şekil 2.2: Motor performans modeli genel görünümü.

2.1.1 Silindir objesi

Silindir içerisine giren havanın özellikleri, sıcaklık ve basınç başlangıç sınır koşullarının ne olduğu Şekil 2.3’de olduğu gibi silindir objesi içerisine girilir.

Attribute	Unit	Object Value
Pressure (Absolute)	bar	3 ...
Temperature	C	70 ...
Composition		air ...

Şekil 2.3: Silindir içi başlangıç sınır koşulları.

Silindir içi yanma evreleri DI-Pulse yanma metodu ile 4 parametre şeklinde modellenir. Bu katsayılar ile ilgili açıklamalar ve matematiksel ifadeleri ile ilgili detaylar GT-Suite açıklama dokümanlarında yer almaktadır. [14]

Şekil 2.4’de yer alan DI-Pulse yanma parametreleri optimizasyon yoluyla elde edilir. Bu işlemde deney motoru, şasi dinamometresinde test edilir ve silindir içi basınç, yakıt debisi ve moment verileri toplanır. Ardından bu veriler optimizasyon modeline girilir ve deneyden elde edilen kritik verileri tutturacak şekilde yanma parametreleri optimize edilir.

Attribute	Object Value
Model Version	v2019
Entrainment Rate Multiplier	1.88 ...
Ignition Delay Multiplier	0.4 ...
Premixed Combustion Rate Multiplier	0.01 ...
Diffusion Combustion Rate Multiplier	0.985 ...

Şekil 2.4: DI-Pulse yanma modeli parametreleri.

2.1.2 Krank mili objesi

Yanma odasındaki kritik motor bileşenlerine ait geometrik bilgiler Şekil 2.5’de olduğu gibi krank mili objesinde modellenir.

Attribute	Unit	Object Value
Bore	mm	122 ...
Stroke	mm	156 ...
Connecting Rod Length	mm	261 ...
Compression Ratio		18 ...
TDC Clearance Height	mm	1.45 ...

Şekil 2.5: Motor geometrik bilgileri.

Dört silindirli motor için ateşleme sırası Şekil 2.6'daki gibidir.

Attribute	Unit	1	2	3	4
Cylinder Number		1 ...	3 ...	4 ...	2 ...
Firing Intervals	deg	0.0 ...	180.0 ...	180.0 ...	180.0 ...
2-Stroke		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

Şekil 2.6: Ateşleme sırası bilgisi.

Dinamometre testinde yakıt atmadan elde edilen sürtünme momenti değerlerinin 1D modelde temsil edilebilmesi için, sürtünme ortalama efektif basıncı (FMPE) ve silindir içi maksimum basınç faktörü Şekil 2.7'de olduğu gibi modele girilir. FMPE değeri, modelde yakıtın kesilerek ve testten gelen sürtünme momenti girdisinin kullanılmasıyla elde edilir. Basınç faktörü değeri için ise; GT-Suite yazılımının motor performans simülasyonlarında önerdiği değer aralığından seçilerek 0.005 değeri girilir.

Attribute	Unit	Object Value
Constant part of FMPE	See Case S...	[FMPE] ...
Peak Cylinder Pressure Factor		0.005 ...
Mean Piston Speed Factor	bar/(m/s)	0 ...
Mean Piston Speed Squared Factor	bar/(m/s)^2	0 ...
Engine Speed Upon Entering Friction Transition Band	RPM	0 ...

Şekil 2.7: Sürtünme momenti girdileri.

2.1.3 Turboşarj kompresör ve türbin objeleri

Kompresör ve türbin haritaları için SAE standardına göre hazırlanmış; şaft hızı- hava debisi, basınç oranı ve verimden oluşan parametreler tablo halinde modele girilir. Tablolar turboşarj tedarikçisinden alınır. [15]

2.1.4 Emme ve egzoz supap objeleri

Supap profili ve akış katsayıları her iki supap objesine de girilir. Örnek profil ve akış katsayısı [15] de yer almaktadır.

2.1.5 Enjektör objesi

Simülasyonda kullanılan tüm enjektör parametreleri [15] çalışmasından referans alınarak girilmiştir.

2.1.6 Boru modellemesi

Havanın motora girdiği emiş borusundan, egzoz ile atıldığı egzoz borusuna kadar olan boru hatlarının 3 boyutlu halini en iyi temsil edecek şekilde 1 boyutlu boru objeleri GEM3D yardımıyla modellenir. [16]

2.1.7 PID kontrolcü objeleri

Modelde bulunan kritik motor parametrelerin hedeflenen değerlere ulaşmasını sağlayan; silindir içi maksimum basınç, kompresör çıkış basıncı ve moment için PID kontrolcüler yer almaktadır. Hedef ve kontrol edilen parametreler Çizelge 2.1’de yer almaktadır.

Çizelge 2.1: PID kontrolcü hedef ve kontrol parametreleri.

PID Kontrolcü Hedef Parametresi	Kontrol Edilen Parametre
Tork	Yakıt miktarı
Silindir içi Basınç	Enjeksiyon başlangıç zamanı
Kompresör çıkış basıncı	Wastegate pozisyonu

2.2 Araç Performans Modeli Detayları

1D araç performans modeli genel görünümü Şekil 2.8’de yer almaktadır. İlgili model GT-SUITE yazılımı yardımıyla oluşturulmuştur. Modelde yer alan objelerin detayları kısaca aşağıdaki alt başlıklarda yer almaktadır. Motor, sürücü ve araç gibi üç temel başlık altında objeler ve bunların girdileriyle alakalı kısa bilgiler verilecektir.

	Attribute	Unit	Object Value
<input checked="" type="radio"/>	Fuel Rate Map	See Case S...	[FuelMap] ...
<input type="radio"/>	Brake-Specific Fuel Rate Map		
	Fuel Type		Custom
Fuel Characteristics			
	Fuel Density	kg/m ³	830 ...
	Fuel Carbon Mass Fraction	%	ign ...
	Fuel Heating Value	kJ/kg	43000 ...

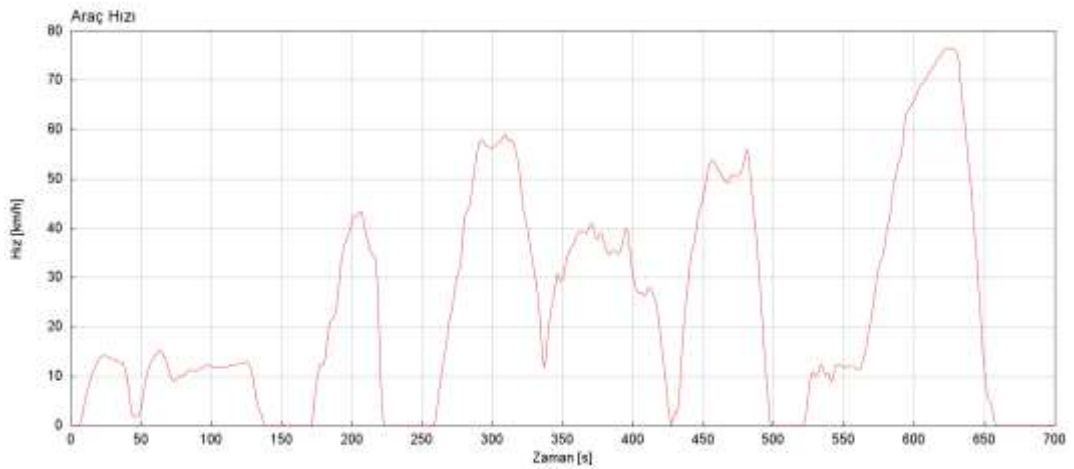
Şekil 2.11: Yakıt girdileri.

2.2.2 Sürücü objesi

Sürücü girdileri ve hedef hızı tanımlamaya yarayan girdiler Şekil 2.12'deki sürücü objesi içerisine girilir. Örnek sürüş çevrimi girdisi Şekil 2.13'de yer almaktadır.

Attribute	Unit	Object Value
Controller Version		v2022
Driver Mode		
Driver Dimensionality		Longitudinal
Driver Mode		Speed_Targetting
Targeting Options		
Target Speed (speed & mixed mode only)		HHDDT_Transient ...
Performance Monitors		
Display Performance Monitor (speed and accel mode o...		<input checked="" type="checkbox"/>
Check Longitudinal Driver Performance		<input type="checkbox"/>

Şekil 2.12: Sürücü girdileri.



Şekil 2.13: Örnek sürüş çevrimi-Zamana bağlı hedef hız profili.

2.2.3 Araç objesi

Araç özelliklerine ait girdiler bu obje içerisinde yer almaktadır. Söz konusu araç girdilerinden bazı önemli parametreler aşağıdaki görsellerde yer almaktadır.

Vites kontrol girdileri Şekil 2.14’de yer almaktadır.

Attribute	Unit	Object Value
Shift Strategy or Imposed Gear Numbers		
Gear Number		ShiftingStrategy ...
Timing		
Duration of Gear Shifting Event	s	1 ...
Gear Shift Timing--Fraction of Gear Event Duration	fraction	def (=0.5) ...
Minimum Interval Between Subsequent UpShifts	s	def (=0.5) ...
Minimum Interval Between Subsequent Downshifts	s	def (=0.5) ...
Pedal Overrides		
Accelerator Pedal Multiplier during Gear Shifts		accgear ...
Clutch Pedal during Gear Shifts		dgear ...
Zero Torque Request During Gear Shifts		<input type="checkbox"/>

Şekil 2.14: Vites kontrol girdileri.

Vites değiştirme stratejisi Şekil 2.15’de yer almaktadır.

Attribute	Unit	Gear #1	Gear #2	Gear #3	Gear #4	Gear #5	Gear #6
Angular Speed at Gear Up-Shifts	RPM	ign ...	2100 ...	2100 ...	2100 ...	2100 ...	2100 ...
Angular Speed at Gear Down-Shifts	RPM	ign ...	1200 ...	1200 ...	1200 ...	1200 ...	1200 ...

Şekil 2.15: Vites değiştirme stratejisi.

Vites dişli oranları Şekil 2.16’da yer almaktadır.

Attribute	Unit	1	2	3	4	5	6
Main							
Gear Ratio		3.45 ...	1.86 ...	1.41 ...	1 ...	0.75 ...	0.65 ...
In-Gear Efficiency	fraction	0.95 ...	0.95 ...	0.95 ...	0.95 ...	0.95 ...	0.95 ...
Friction Torque	N-m	ign ...	ign ...	ign ...	ign ...	ign ...	ign ...
Inertias							
Input Moment of Inertia	kg-m ²	0.01 ...	0.01 ...	0.01 ...	0.01 ...	0.01 ...	0.01 ...
Output Moment of Inertia	kg-m ²	0.01 ...	0.01 ...	0.01 ...	0.01 ...	0.01 ...	0.01 ...
Gear Transitions							
Gear Ratio Transition Time	s	0.3 ...	0.3 ...	0.3 ...	0.3 ...	0.3 ...	0.3 ...
Gear Ratio Transition Up		def ...	def ...	def ...	def ...	def ...	def ...
Gear Ratio Transition Down		def ...	def ...	def ...	def ...	def ...	def ...
Advanced							
Input Torque Multiplier for Outchted Shifting		ign ...	ign ...	ign ...	ign ...	ign ...	ign ...
Dissipated Fraction of Upshifting Energy		0.4 ...	0.4 ...	0.4 ...	0.4 ...	0.4 ...	0.4 ...
Gear Input Torque Limit	N-m	ign ...	ign ...	ign ...	ign ...	ign ...	ign ...

Şekil 2.16: Vites oranları.

Aks ve şaft gibi dönel komponentlere ait kütleles eylemsizlik momentleri; Şekil 2.17, Şekil 2.18 ve Şekil 2.19’da yer almaktadır.

Attribute	Unit	Object Value
Initial Speed	RPM	def ...
Initial Angular Position	deg	0 ...
Shaft Moment of Inertia	kg-m ²	0.5 ...
Friction Mechanical Efficiency	fraction	def ...

Şekil 2.17: Dönel şaft girdileri.

Diferansiyel dişli oranı Şekil 2.18’de yer almaktadır.

Attribute	Unit	Object Value
Input (Driveline Side) Inertia	kg-m ²	0.05 ...
Output (Axle Side) Inertia	kg-m ²	0.05 ...
Final Drive Ratio		6.2 ...
Efficiency	fraction	def (=1) ...

Şekil 2.18: Diferansiyel girdileri.

Attribute	Unit	Object Value
Main		
Axle Moment of Inertia (including wheel and tire)	kg-m ²	1.25 ...
<input checked="" type="radio"/> Axle Friction Torque Coefficient		0 ...
<input type="radio"/> Axle Friction Torque	N-m	
Initial State		
Initial Speed	RPM	def ...
Initial Angular Position	deg	0 ...

Şekil 2.19: Aks girdileri.

Lastik çapı ve yuvarlanma direnç faktörü Şekil 2.20’de verilmiştir.

Attribute	Unit	Object Value
Tire Rolling Radius		
<input checked="" type="radio"/> Explicit Tire Rolling Radius	mm	600 ...
<input type="radio"/> ISO Metric Tire Code		
Advanced		
Tire Rolling Resistance Factor		0.007 ...
Number of Tires on Axle		def ...
Steering Tire		no

Şekil 2.20: Lastik girdileri.

Araç ağırlığı Şekil 2.21’de verilmiştir.

Attribute	Unit	Object Value
Vehicle Mass		
Vehicle Mass	kg	15000 ...
Passenger and Cargo Mass	kg	2000 ...
Weight Class Object		ign ...
Initial State		
Vehicle Initial Speed	km/h	0 ...
Vehicle Initial Position	m	0 ...
Advanced		
Fuel Density (detailed engine)	kg/m ³	830 ...

Şekil 2.21: Araç ağırlık girdisi.

Aerodinamik direnç katsayısı ve ön projeksiyon alanı Şekil 2.22’de verilmiştir.

Attribute	Unit	Object Value
Vehicle Aerodynamic Drag/Retarding Force Specification Option		
DRAG/LIFT COEFFICIENTS		
Vehicle Drag Coefficient		0.75 ...
Vehicle Frontal Area	m ²	9 ...
<input checked="" type="radio"/> Center of Pressure (Vertical Distance From Axles) (YP)	m	0 ...
Vehicle Lift Coefficient		0 ...
Center of Lift (Horiz. Dist. from Last Rear Axle) (XL)	m	ign ...
Vehicle Crosswind Pressure Coefficient		ign ...
<input type="radio"/> RETARDING FORCE COEFFICIENTS (F=A+BV+CV ²)		
<input type="radio"/> COASTDOWN DATA		

Şekil 2.22: Araç aerodinamik katsayısı (CD) ve ön projeksiyon alanı.

Yol eğim girdisi Şekil 2.23’de verilmiştir.

Attribute	Unit	Object Value
Road Grade	See Case S...	[Grade] ...
Road Elevation (Initial or Instantaneous)	m	ign ...
Road Curvature Radius	m	def ...
Road Traction Multiplier		def (=1) ...
Road Rolling Resistance Multiplier		def (=1) ...
Plot Road Characteristics?		<input type="checkbox"/>

Şekil 2.23: Yol eğim girdisi.

Çevre sıcaklık ve basıncı Şekil 2.24’de verilmiştir.

	Attribute	Unit	Object Value
Environment			
<input type="radio"/>	Altitude-Corrected Environment for SATP Air		
<input type="radio"/>	Custom Environment		
	Ambient Air Temperature	C	25 ...
<input checked="" type="radio"/>	Ambient Air Pressure	bar	1 ...
	Relative Humidity	fraction	def (=0.5) ...
	Reference Altitude to Apply Altitude Correction	m	ign ...
Wind			
	Wind Velocity	km/h	def (=0) ...
	Wind Direction	deg	def (=0) ...

Şekil 2.24: Ortam sıcaklık ve basınç girdisi.



3. TAM YÜK MOTOR PERFORMANS MODELİ DOĞRULAMASI

Deneyde kullanılan bazı önemli ekipmanlara ait bilgiler aşağıda yer almaktadır.

- Dinamometre bilgileri: Apicom/Model:UIP5000-DYNO, Max devir: 7000 dev/dk, Max güç: 580 kW (Şekil 3.1).



Şekil 3.1: Deneyde kullanılan motor dinamometresi [17].

- Yakıt Ölçümü: Emerson/Model:CMFS025M319N3BZEKZZ, Max Kütlesel Debi: 2100 kg/h
- Basınç Ölçüm Sensörleri :
 - KELLER-21Y Model, 0 – 10 Bar ölçüm aralığı, Hata Bandı: $\pm\%1,5$
 - KISTLER-6044A, 0-300 bar ölçüm aralığı, Hata Bandı: $\pm\%0,5$ [18]

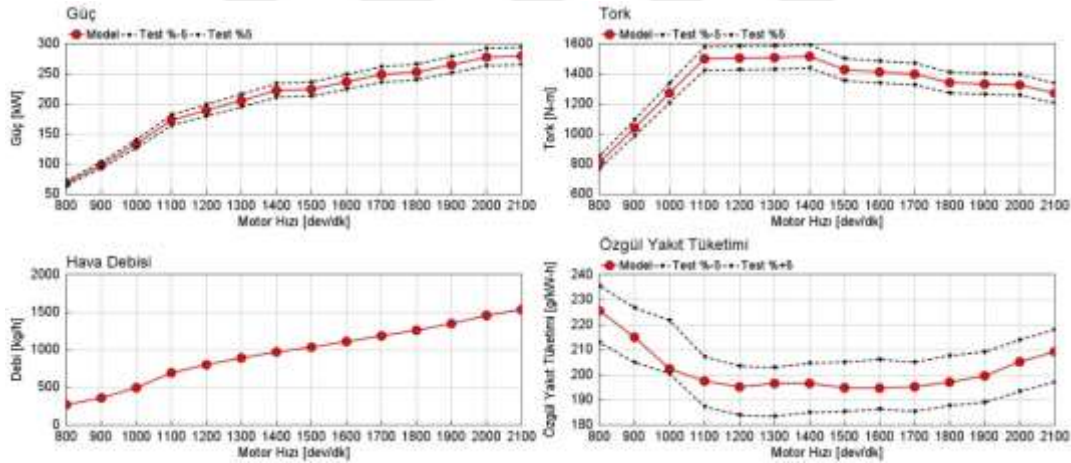
Simülasyon metodunun ilk adımı olan model doğrulaması bu bölümde ele alınmaktadır. Daha önce ikinci bölümde detayları aktarılan motor performans modeli hazırlandıktan sonra deneylerden gelen kritik motor performans verileriyle birlikte tam

yük koşulunda 1D model koşturular ve sonuçları Çizelge 3.1'deki toleranslar ile karşılaştırılır.

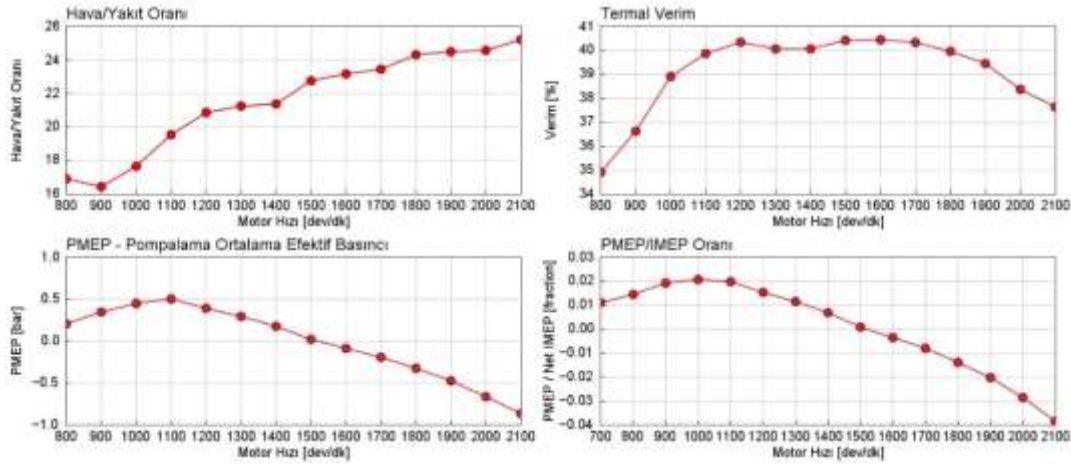
Çizelge 3.1: Doğrulama için referans hata bantları.

Parametre	Hata Bandı
Silindir içi Maksimum Basınç	± 5 bar
Emme Hava Sıcaklığı	± 5 °C
Kompresör Giriş Sıcaklığı	± 5 °C
Kompresör Çıkış Sıcaklığı	± 10 °C
Türbin Giriş Sıcaklığı	± 30 °C
Türbin Çıkış Sıcaklığı	± 50 °C
Diğer Parametreler	± 5 %

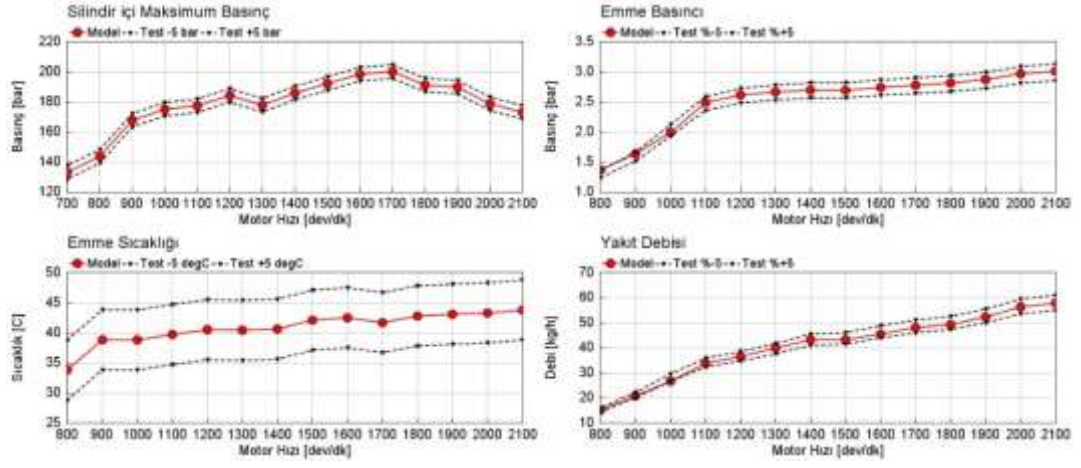
Tam yük model sonuçları ve deney dataları karşılaştırıldığında; Şekil 3.2, Şekil 3.3, Şekil 3.4, Şekil 3.5 ve Şekil 3.6'daki model sonuçlarının hata bantları içerisinde olduğu görülmektedir. Bu durumda 1D model doğrulaması başarı kriteri sağlanmaktadır.



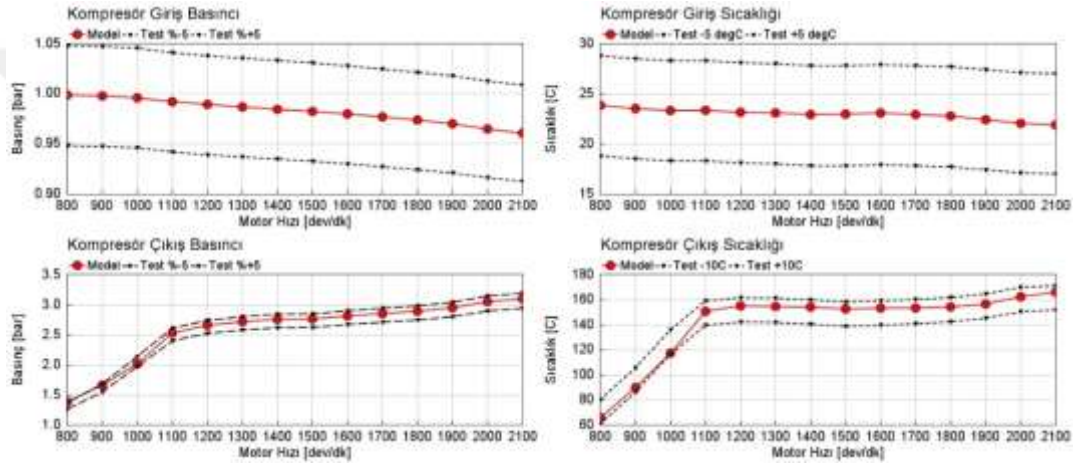
Şekil 3.2: Tam yük model sonuçları-1.



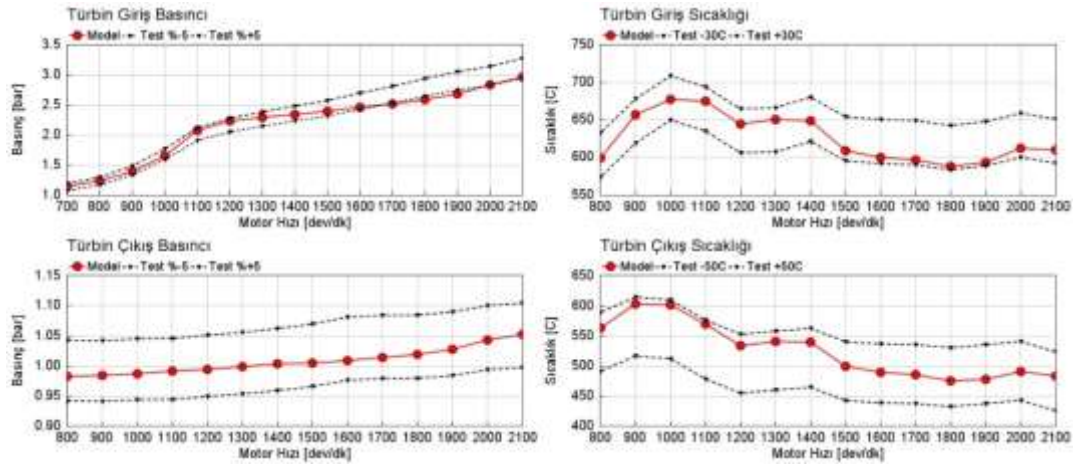
Şekil 3.3: Tam yük model sonuçları-2.



Şekil 3.4: Tam yük model sonuçları-3.



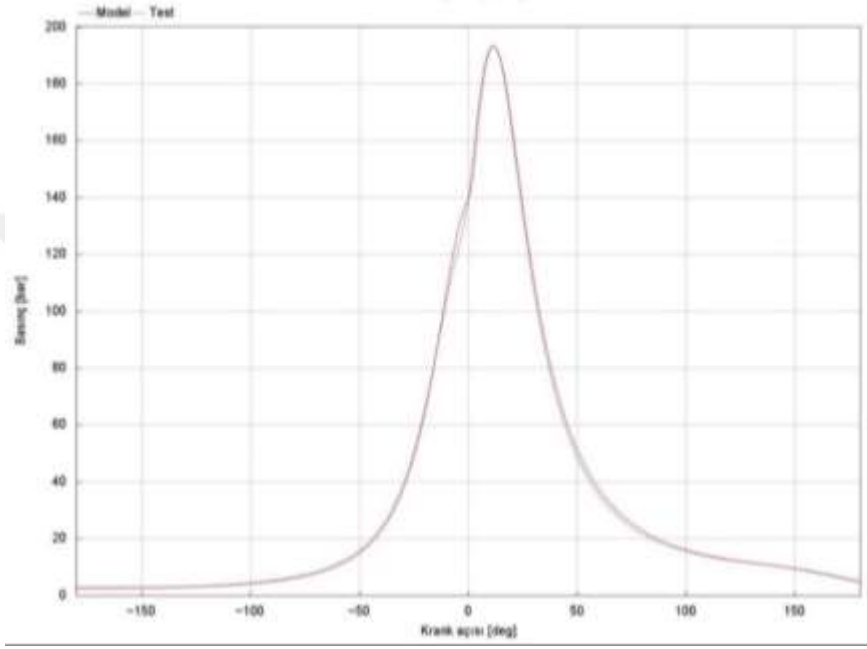
Şekil 3.5: Tam yük model sonuçları-4.



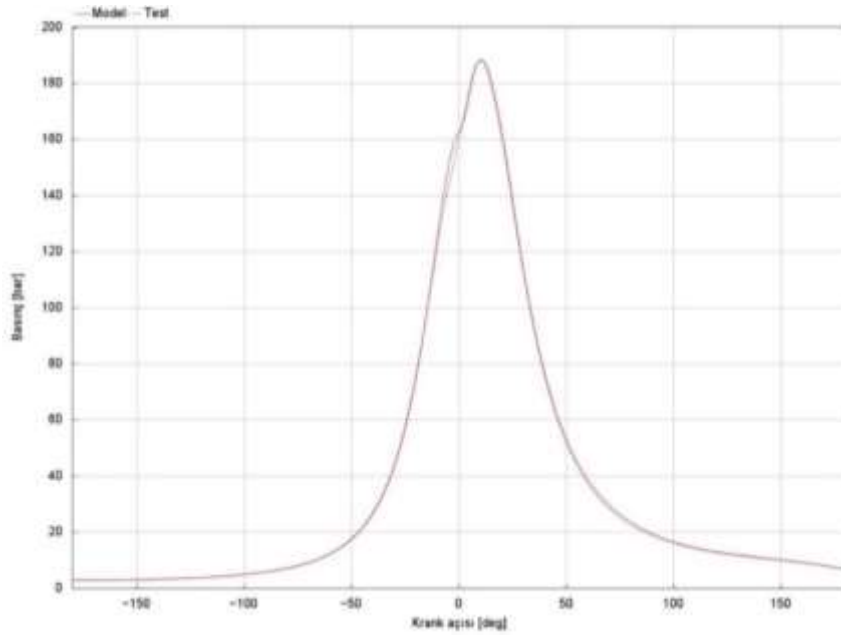
Şekil 3.6: Tam yük model sonuçları-5.

3.1 Yanma Korelasyonu

Dinamometre testlerinden elde edilen silindir içi basınçları, tork ve yakıt değerlerini elde edecek şekilde yanma optimizasyonu gerçekleştirilir. Yanma optimizasyonundan elde edilen parametrelerle koşturulan modelin silindir içi basınç değerleri ile dinamometre testinden gelen basınç değerlerinin karşılaştırması Şekil 3.7 ve Şekil 3.8'de yer almaktadır.



Şekil 3.7: 1100 dev/dk'daki silindir içi basınç.

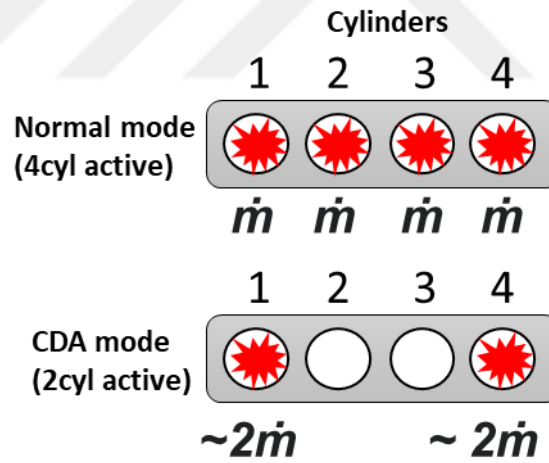


Şekil 3.8: 2100 dev/dk'daki silindir içi basınç.

4. SİLİNDİR DEAKTİVASYON ÇALIŞMASI

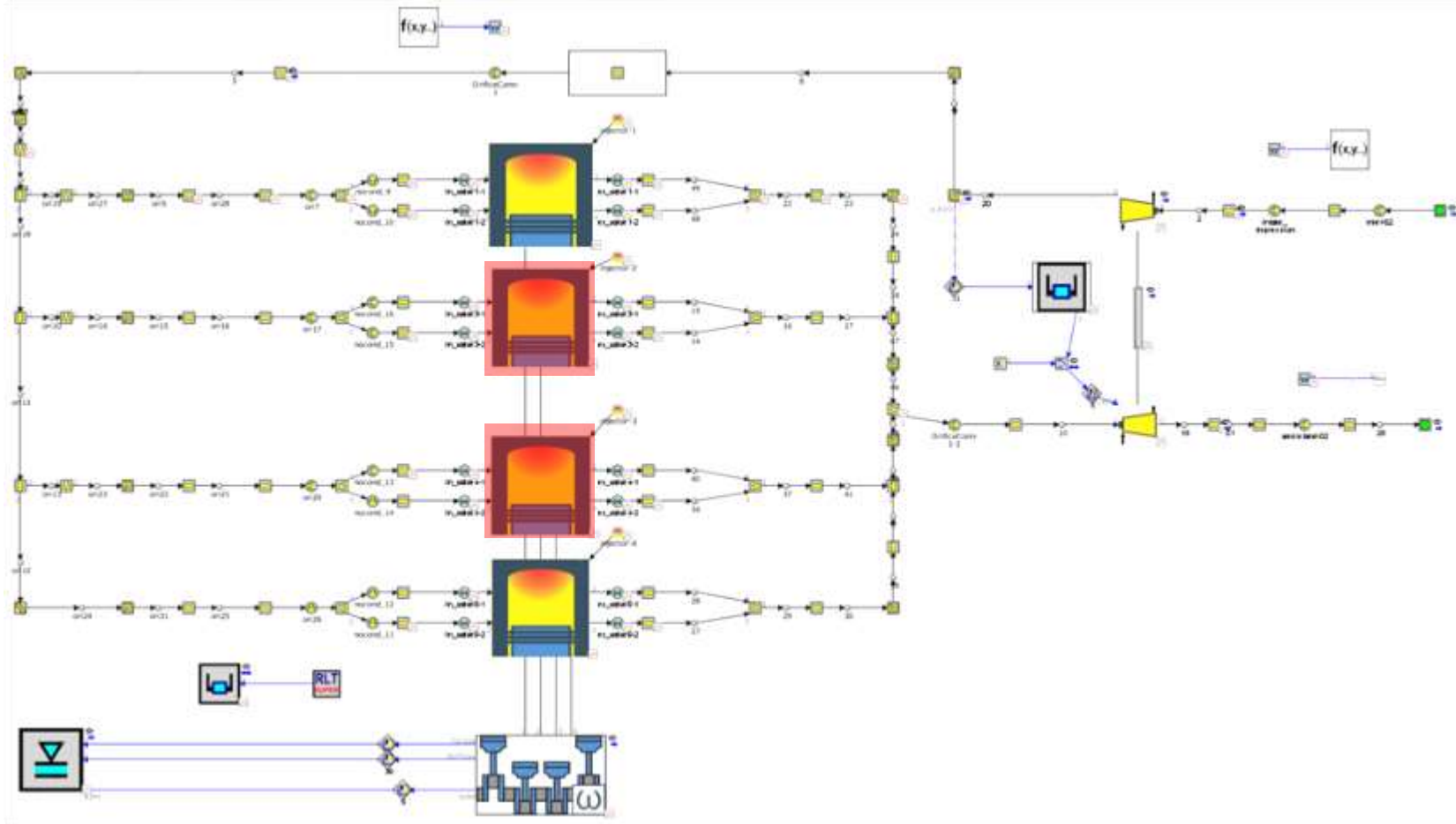
Bu bölümde, korelasyonu tamamlanmış 1B modelden, silindir deaktivasyon teknolojisinin adapte edildiği yeni modellere türetilerek motor performans parametrelerine etkisi incelenecek ve buradan elde edilecek performans verileri sonraki bölümlerde değinileceği üzere araç performans simülasyonlarına girdi olarak kullanılacaktır.

Şekil 4.1’de ifade edildiği üzere; CDA modda çalışırken motorun devre dışı bırakılan 2. ve 3. silindirlerde yakıt kesilir ve supaplar kapatılır. Aktif silindirlere ise normalden daha fazla yakıt verilerek yükü artırılır ve talep edilen güçte herhangi bir düşüş olmaz. Şekil 4.2’de 2 ve 3 numaralı silindirlerin ve bağlı bulunan supaplar ve enjektörlerin devre dışı bırakılmasını sağlayacak model düzenlemeleri yapılmıştır.



Şekil 4.1: Normal mod ve CDA mod çalışması şematik gösterimi.

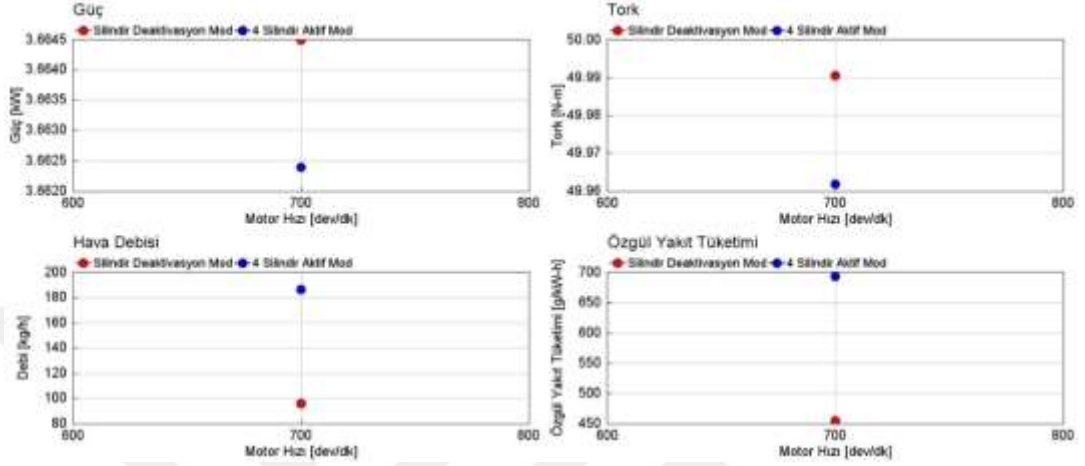
Metodolojinin 2. Adımı izlenir. Tam yük korelasyonu sağlanan ve valide edilen 1D modelden, CDA teknolojisinin uygulanabileceği kabulü yapılarak, bir alt model oluşturulur ve bu alt modelden; rölanti, %10-20-30 kısmi yükleri içeren simülasyon sonuçları elde edilerek motor performans parametreleri normal mod ile karşılaştırılır.



Şekil 4.2: Silindir devre dışı çalışma modu model görünümü.

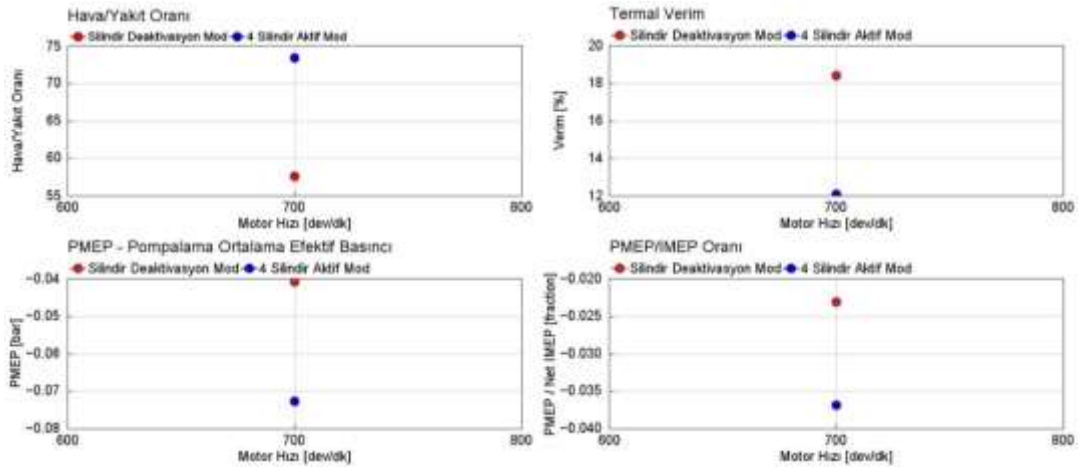
4.1 Rölanti Devri

Motor rölanti devri ve torku sırasıyla 700 dev/dk ve 50 Nm olup karşılaştırmalı performans sonuçları Şekil 4.3’de verilmiştir. CDA Mod ve Normal Mod durumları aynı torka gidilecek şekilde karşılaştırılmıştır.



Şekil 4.3: Güç, tork, hava debisi ve özgül yakıt tüketimi grafikleri-rölanti.

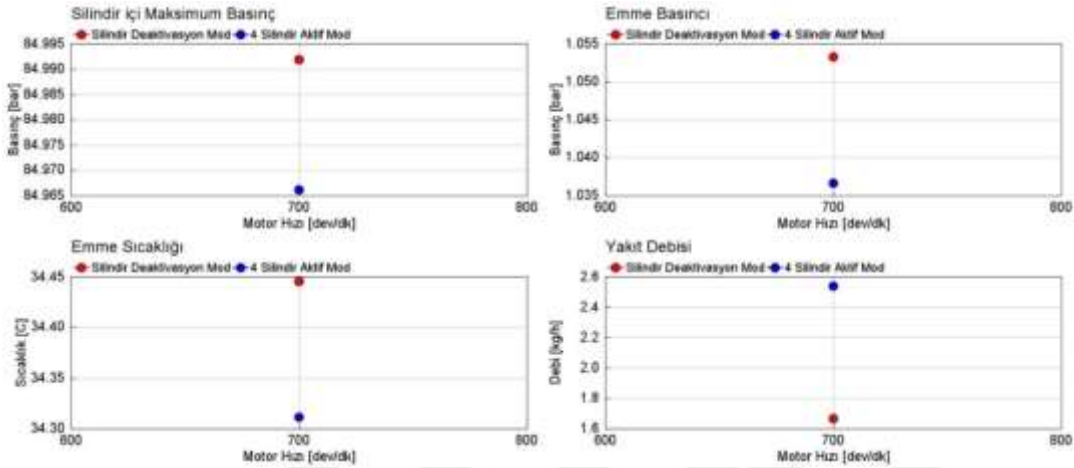
Şekil 4.3’deki sonuçlar değerlendirildiğinde, CDA Mod’da silindirlerin yarısı devre dışı bırakıldığından supaplardan içeriye hava girişi olmamıştır. Bu durumun doğal bir sonucu olarak ise CDA Mod için hava debisi sonuçları düşük çıkmaktadır. Silindirlerin devre dışı bırakılmasıyla birlikte; egzoz enerjisi ve duvarlardaki ısı transferinden, iç sürtünme ve pompalama kayıplarından elde edilecek kazanç ile yakıt tüketiminde yaklaşık %35’lik bir kazanç sağlanmıştır.



Şekil 4.4: Hava-yakıt oranı, termal verim, PMEP, PMEP-IMEP oranı-rölanti.

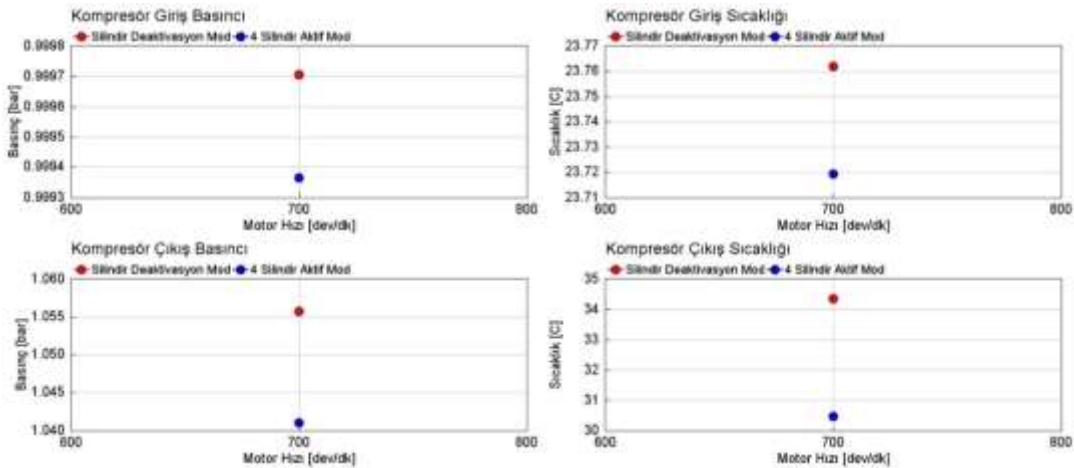
Hava debisindeki düşüş ile birlikte, Şekil 4.4’de görüldüğü gibi Hava/Yakıt Oranı da ciddi miktarlarda düşmektedir. Aynı güce gidilmesiyle birlikte, daha önce bahsedilen pompalama ve diğer kayıplardaki azalmanın doğal sonucu olarak CDA Mod’da termal verim iyileşmiştir.

Rölantide silindir içi maksimum basınç, emme basıncı, emme sıcaklığı ve yakıt debisi sonuçları karşılaştırmalı olarak Şekil 4.5’de verilmiştir.



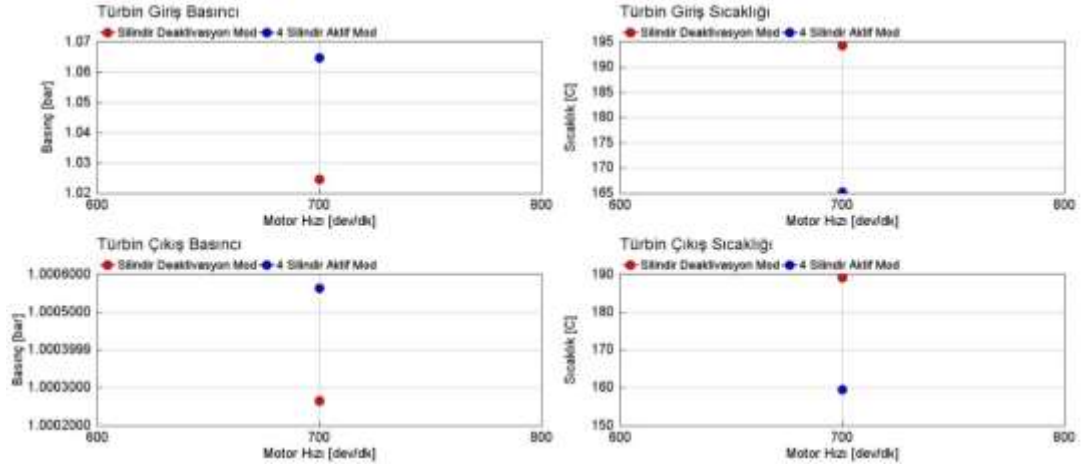
Şekil 4.5: Silindir içi maksimum basınç, emme basıncı & sıcaklığı, yakıt debisi-rölanti.

Kompresör basınç ve sıcaklık sonuçları karşılaştırmalı olarak Şekil 4.6’da verilmiştir.



Şekil 4.6: Kompresör giriş-çıkış sıcaklık ve basınçları-rölanti.

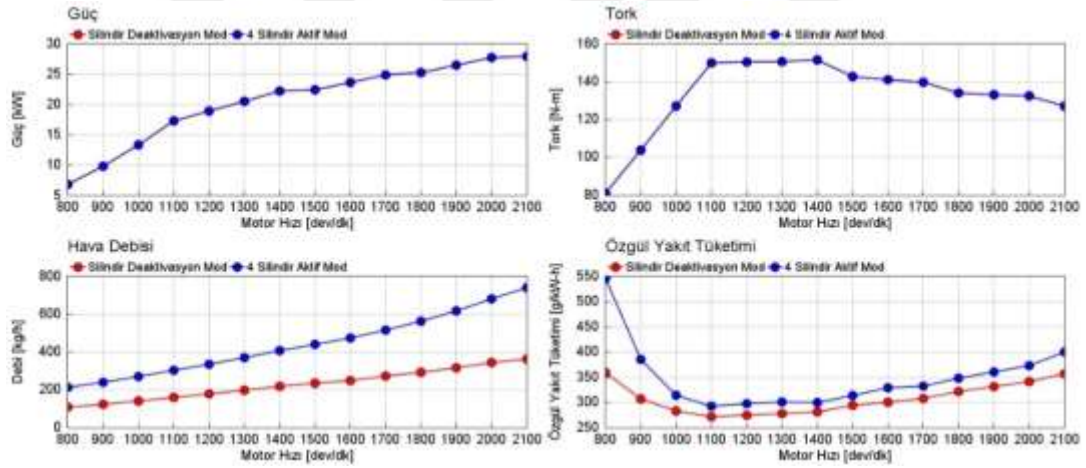
Şekil 4.7’de görüldüğü üzere; Hava-Yakıt Oranı CDA Mod’da düştüğünden egzoz giriş ve çıkış gaz sıcaklıkları da artmıştır. CDA Mod’da egzoz çıkış sıcaklığı 30 °C artmıştır.



Şekil 4.7: Türbin giriş-çıkış sıcaklık ve basınçları-rölanti.

4.2 %10 Kısmi Yük Silindir Deaktivasyon Sonuçları

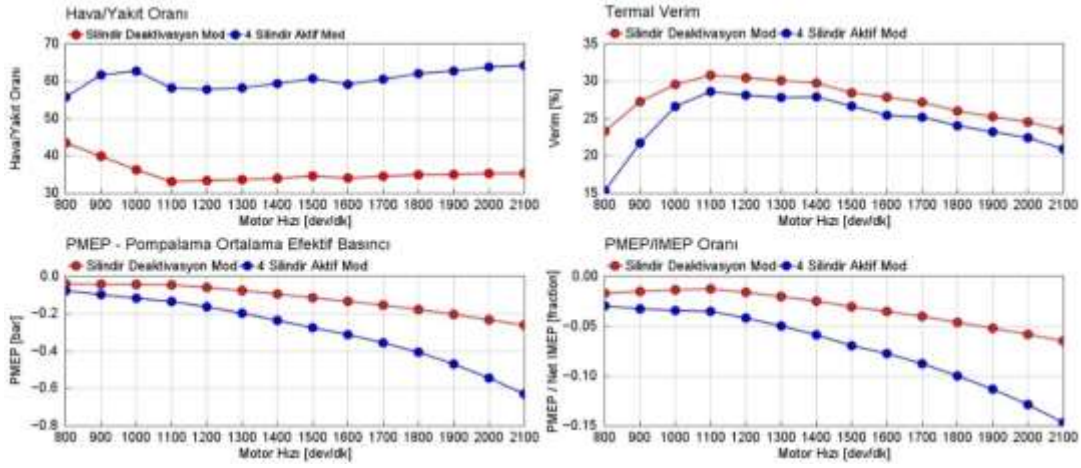
Motor düşük yük %10'da aynı torku hedefleyecek şekilde 800 ve 2100 dev/dk sabit devirlerde kararlı hal performans sonuçları Normal ve CDA Mod'lar için Şekil 4.8'de karşılaştırmalı olarak verilmiştir.



Şekil 4.8: Güç, tork, hava debisi ve özgül yakıt tüketimi grafikleri-%10 yük.

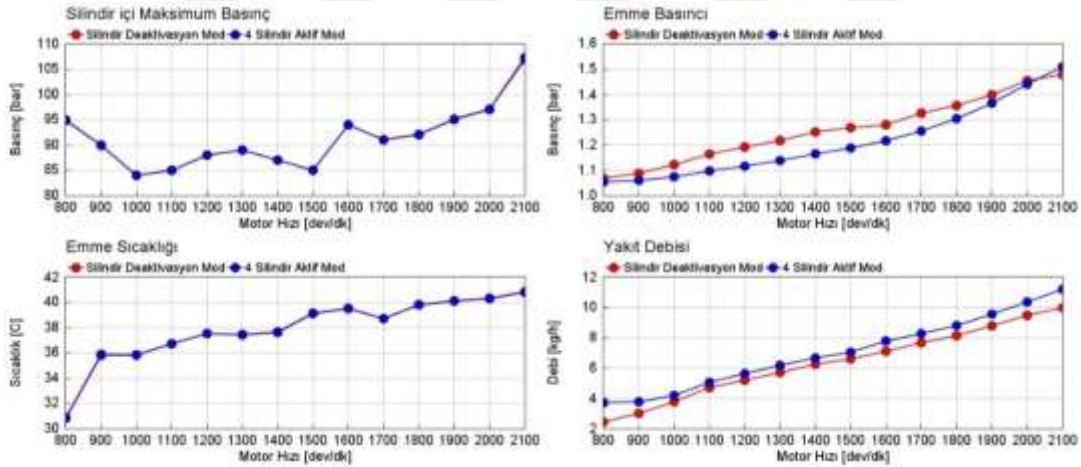
Şekil 4.8'deki sonuçlar değerlendirildiğinde, CDA Mod özgül yakıt tüketiminde tüm çalışma hızlarında genel itibariyle %10 düşük yük çalışma koşulunda iyileşme gözlemlenmektedir. Örneğin; 1100 dev/dk maksimum tork noktasında %7.2 ve 2100 dev/dk maksimum güç noktasında %10.8 iyileşme olmaktadır. Hava debisinde de yine CDA Mod için tüm çalışma noktalarında düşüş gözlemlenmektedir.

Şekil 4.9'da görüldüğü üzere, CDA Mod için termal verim ve pompalama kayıpları tüm çalışma noktaları için iyileşme göstermektedir.

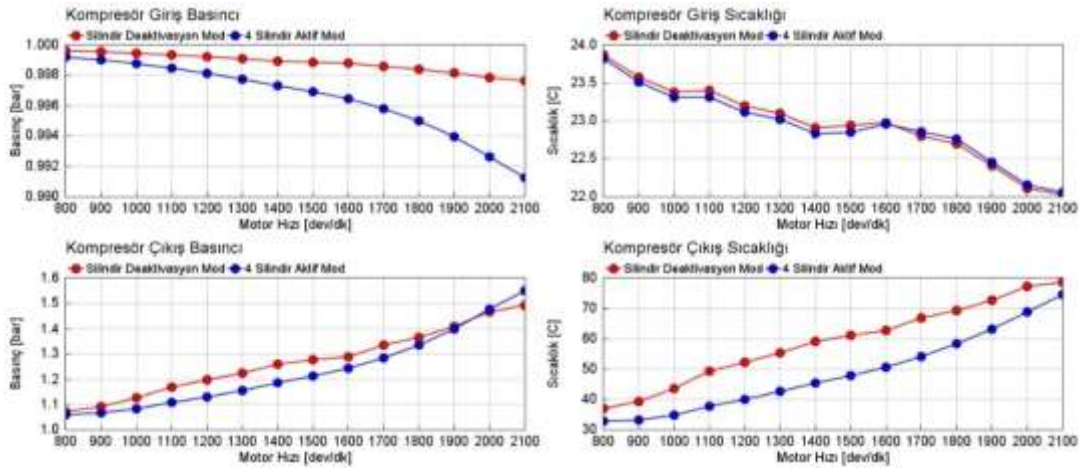


Şekil 4.9: Hava-yakıt oranı, termal verim, PMP, PMP-IMEP oranı-%10 yük.

%10 yükte silindir içi maksimum basınç, emme basıncı, emme sıcaklığı ve yakıt debisi sonuçları karşılaştırmalı olarak Şekil 4.10'da verilmiştir.

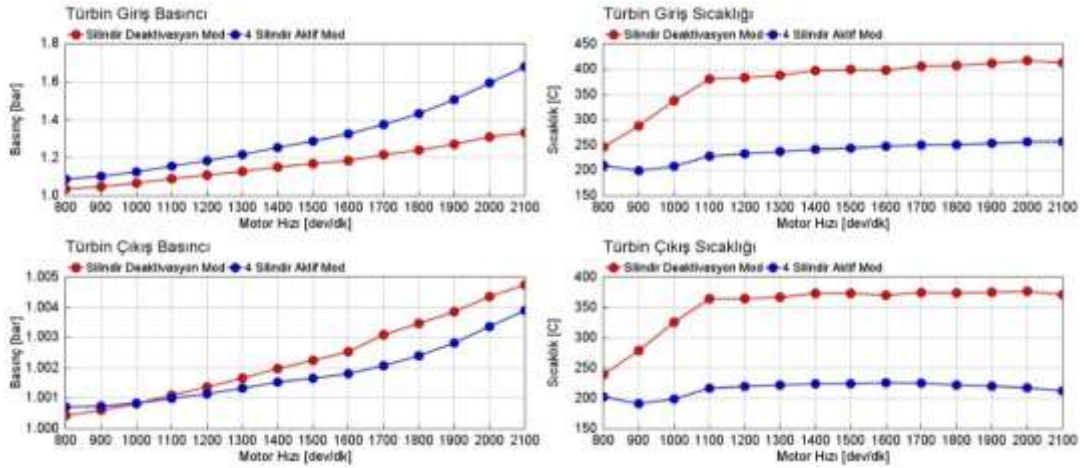


Şekil 4.10: Silindir içi maksimum basınç, emme basıncı & sıcaklığı, yakıt debisi-%10 yük.



Şekil 4.11: Kompresör giriş-çıkış sıcaklık ve basınçları-%10 yük.

Kompresör basınç ve sıcaklık sonuçları karşılaştırmalı olarak Şekil 4.11’de verilmiştir.

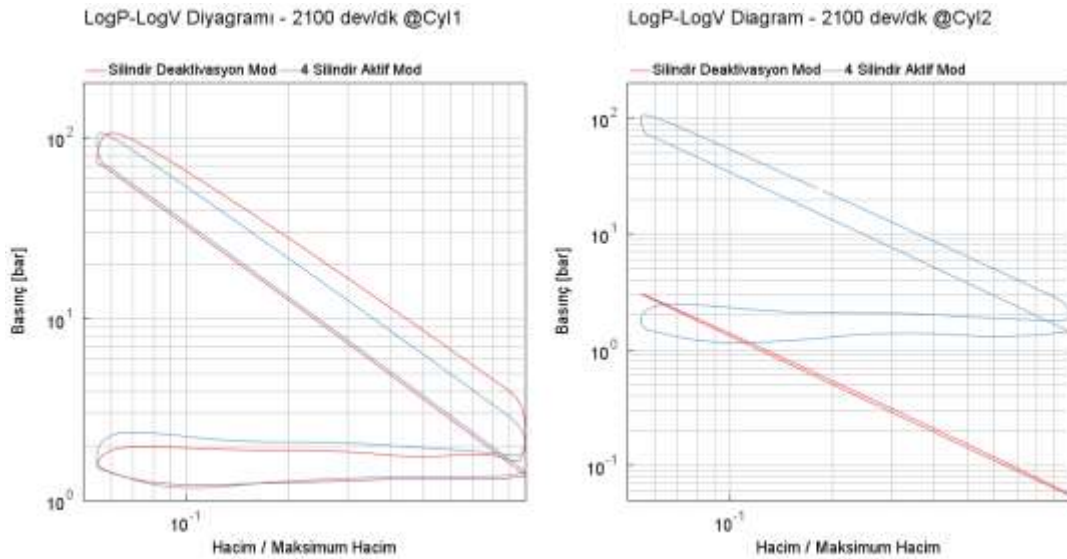


Şekil 4.12: Türbin giriş-çıkış sıcaklık ve basınçları-%10 yük.

Şekil 4.12’de görüldüğü üzere, Hava-Yakıt Oranı CDA Mod’da düştüğünden egzoz giriş ve çıkış gaz sıcaklıkları tüm çalışma noktalarında artmakta olup yüksek devirlerde bu artış 200 °C’leri bulmaktadır.

4.2.1 Silindir içi basınç sonuçları

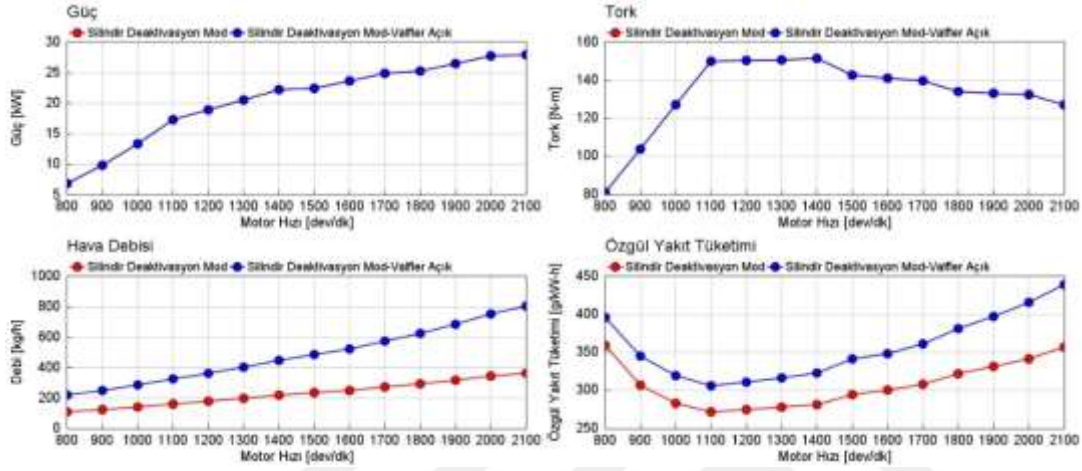
Şekil 4.13’de yer alan logP-V diyagramlarında görüldüğü gibi; 1 no’lu aktif silindirdeki pompalama efektif basınç alanı yani negatif iş CDA Mod’da daha düşük iken indike ortalama efektif basıncı yani pozitif iş alanı da daha yüksek çıkmaktadır. Devre dışı bırakılan 2 no’lu silindirde ise negatif iş alanı bulunmamaktadır. Bu diyagram %10 yük için verilmiştir.



Şekil 4.13: 1. ve 2. silindirler için LogP-V diyagramı -%10 yük.

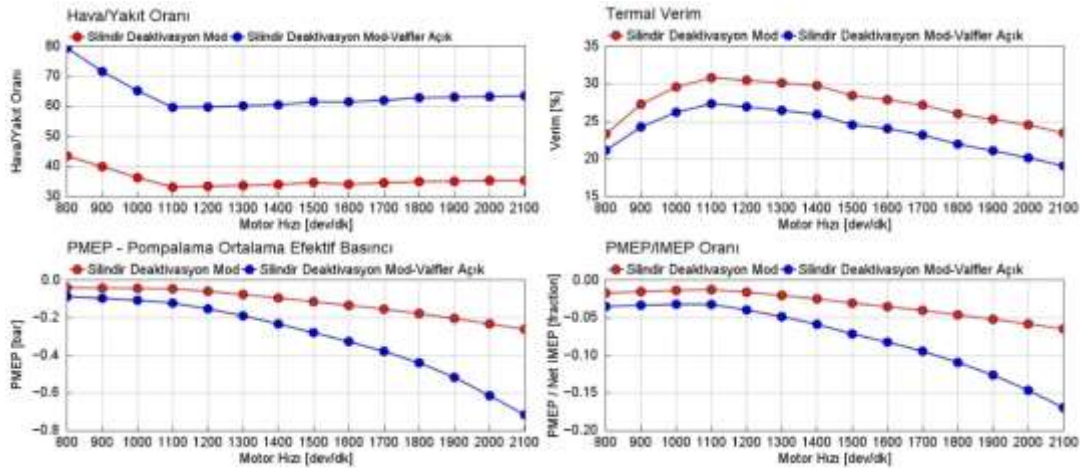
4.2.2 %10 yükte emme ve egzoz supapları devredeyken silindir deaktivasyon modu etkisinin incelenmesi

Supapların aktif edilmesiyle; hem tüm silindirlerin devrede olduğu Normal Mod, hem de valflerin kapatıldığı CDA Modu ile kıyaslandığında yakıt tüketimi artmıştır. Şekil 4.14'de görüldüğü üzere özgül yakıt tüketimi valfler açık iken 2100 dev/dk çalışma hızında %25 kötüleşmiştir.



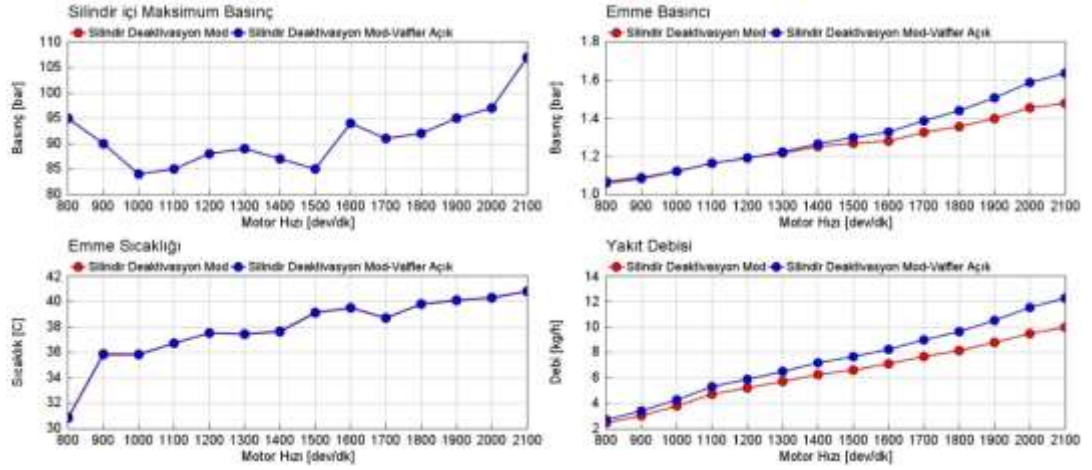
Şekil 4.14: Güç, tork, hava debisi ve özgül yakıt tüketimi grafikleri-%10 yük & supaplar devrede.

Şekil 4.15'de görüldüğü üzere, valfler açık iken CDA Mod için termal verim ve pompalama kayıpları tüm çalışma noktaları için kötüleşme göstermektedir.

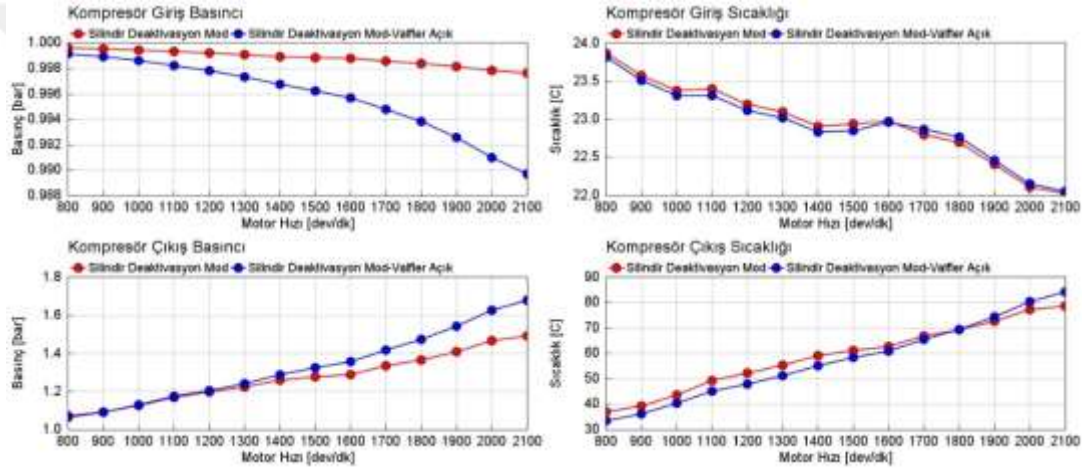


Şekil 4.15: Hava-yakıt oranı, termal verim, PMEP, PMEP-IMEP oranı-%10 yük & supaplar devrede.

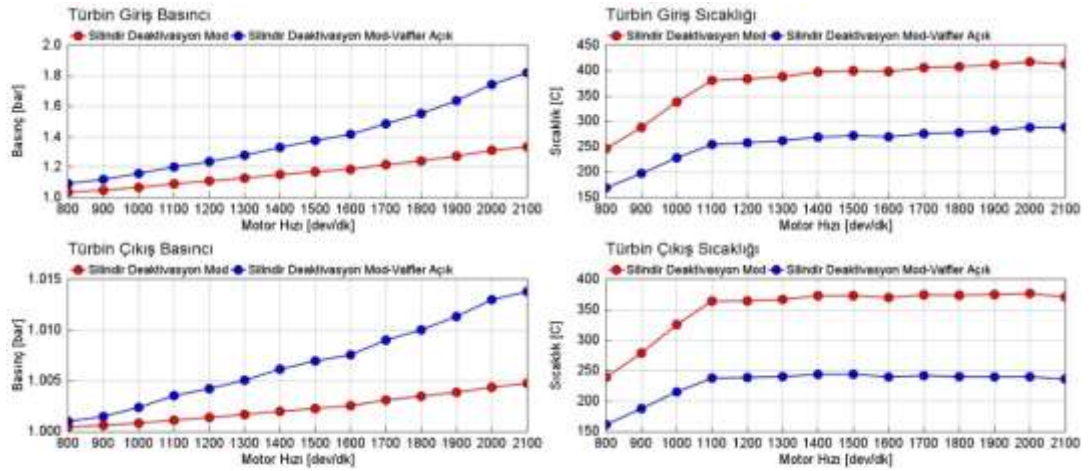
%10 yükte CDA mod-Valfler Açık silindir içi maksimum basınç, emme basıncı, emme sıcaklığı ve yakıt debisi sonuçları karşılaştırmalı olarak Şekil 4.16'da verilmiştir.



Şekil 4.16: Silindir içi maksimum basınç, emme basınç & sıcaklığı, yakıt debisi-%10 yük & supalar devrede.



Şekil 4.17: Kompresör giriş-çıkış sıcaklık ve basınçları-%10 yük & supalar devrede.

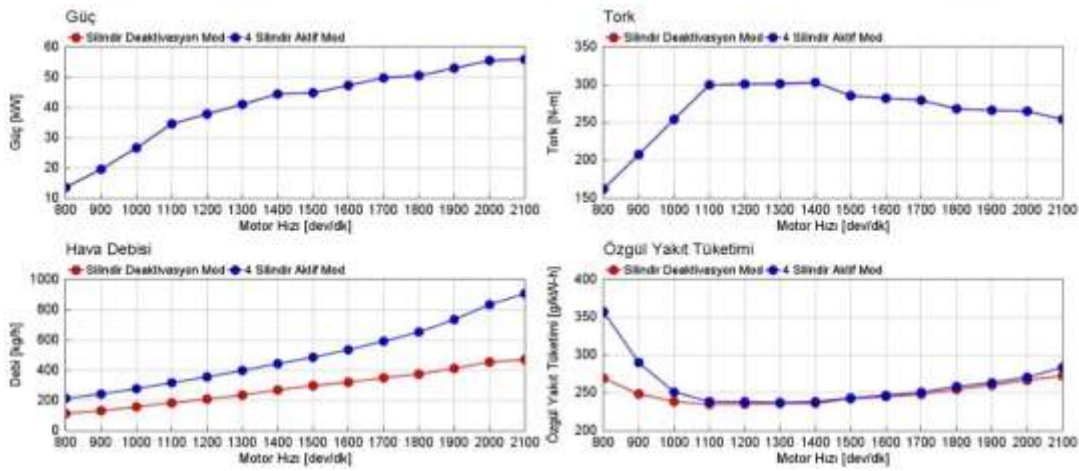


Şekil 4.18: Türbin giriş-çıkış sıcaklık ve basınçları-%10 yük & supalar devrede.

Kompresör ve türbin sıcaklık ve basınç sonuçları karşılaştırmalı olarak Şekil 4.17 ve Şekil 4.18’de verilmiştir.

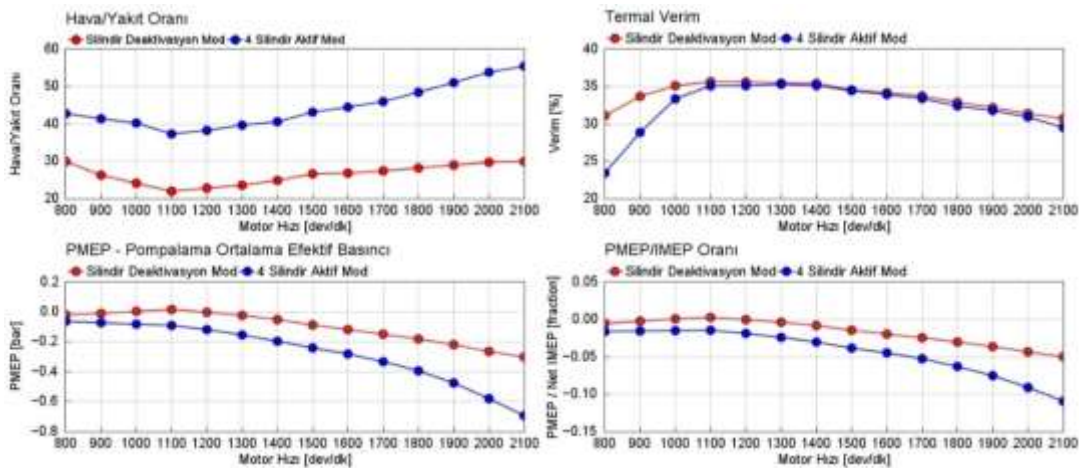
4.3 %20 Kısmi Yük Silindir Deaktivasyon Sonuçları

Motor düşük yük %20’de aynı torku hedefleyecek şekilde Normal ve CDA Mod kararlı hal performans sonuçları Şekil 4.19’da verilmiştir. CDA Mod özgül yakıt tüketiminde tüm çalışma hızlarında genel itibariyle %20 düşük yük çalışma koşulunda iyileşme gözlemlenmektedir. Örneğin; 1100 dev/dk maksimum tork noktasında %1.7 ve 2100 dev/dk maksimum güç noktasında %3.9 iyileşme olmaktadır. Hava debisinde de yine CDA Mod için tüm çalışma noktalarında düşüş gözlemlenmektedir.



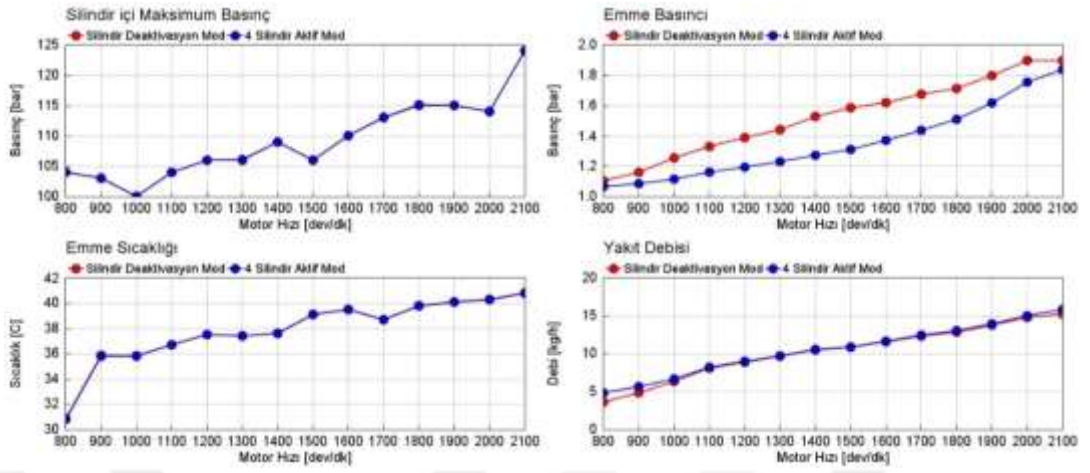
Şekil 4.19: Güç, tork, hava debisi ve özgül yakıt tüketimi grafikleri-%20 yük.

Şekil 4.20’de görüldüğü üzere, CDA Mod için termal verim ve pompalama kayıpları tüm çalışma noktaları için iyileşme göstermektedir.

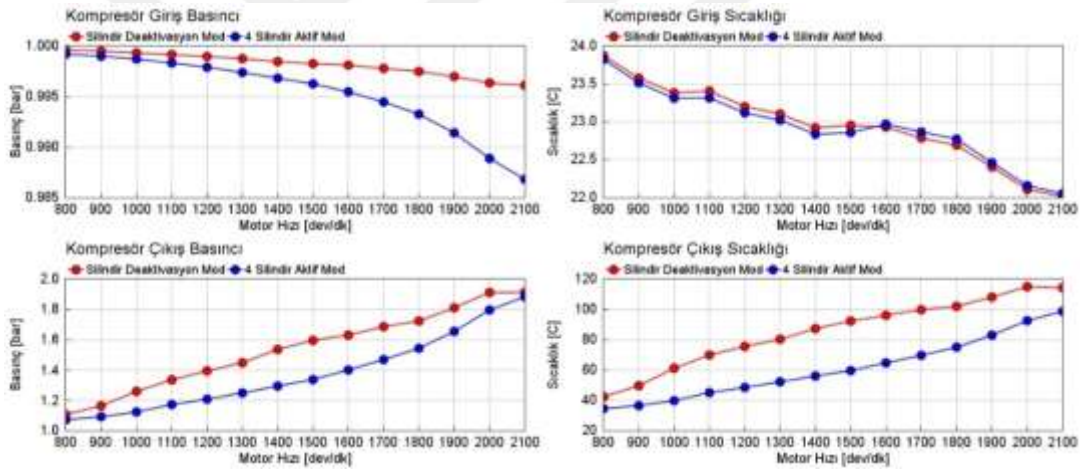


Şekil 4.20: Hava-yakıt oranı, termal verim, PMEP, PMEP-IMEP oranı-%20 yük.

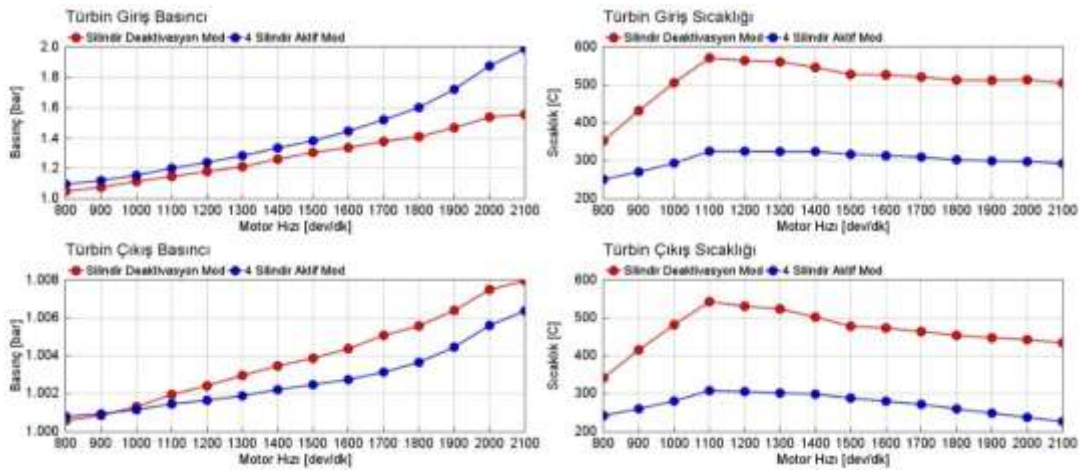
Şekil 4.21’de silindir içi maksimum basınç, emme basıncı, emme sıcaklığı ve yakıt debisi sonuçları karşılaştırmalı olarak verilmiştir.



Şekil 4.21: Silindir içi maksimum basınç, emme basınç & sıcaklığı, yakıt debisi-%20.



Şekil 4.22: Kompresör giriş-çıkış sıcaklık ve basınçları-%20 yük.

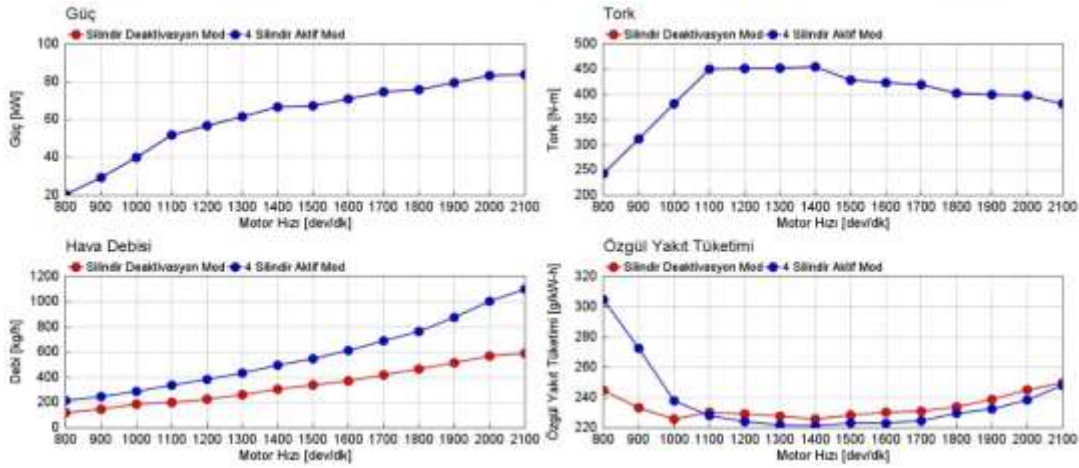


Şekil 4.23: Türbin giriş-çıkış sıcaklık ve basınçları-%20 yük.

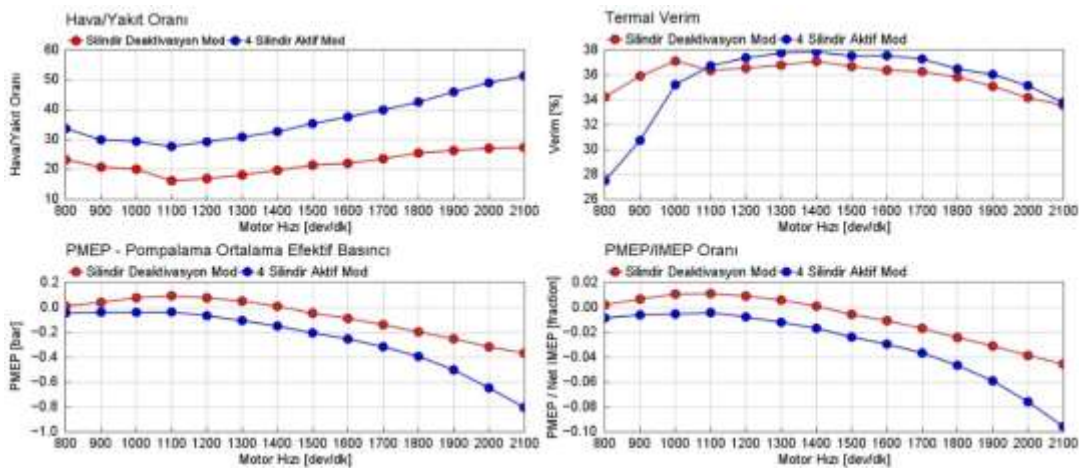
Şekil 4.22’de kompresör sıcaklık ve basınçları karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Şekil 4.23’de görüldüğü üzere, Hava-Yakıt Oranı CDA Mod’da düştüğünden egzoz giriş ve çıkış gaz sıcaklıkları tüm çalışma noktalarında artmakta olup 1100 dev/dk’da bu artış 200 °C’nin üzerinde olmaktadır.

4.4 %30 Kısmi Yük Silindir Deaktivasyon Sonuçları

Motor %30 Yük ile CDA Mod’da çalışırken, Şekil 4.24’de görüldüğü üzere yakıt tüketimi Normal Mod’a göre artmakta olup yakıt tüketimi açısından kötüleşmeye yol açmaktadır. Dolayısıyla performans haritasında %30 yük göz önüne alınmayacaktır. Şekil 4.25’de görüldüğü üzere pompalama kayıpları ve termal verim kötüleşmektedir.

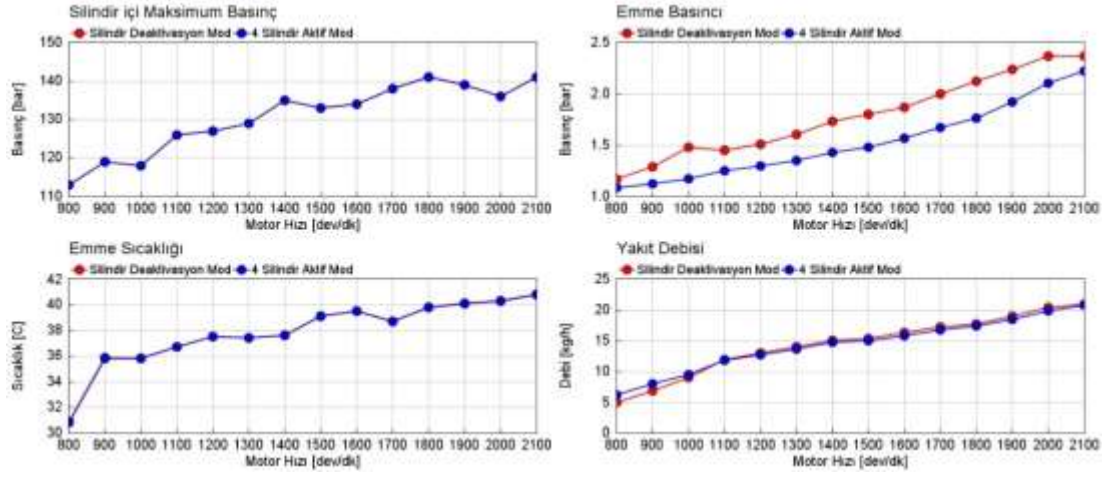


Şekil 4.24: Güç, tork, hava debisi ve özgül yakıt tüketimi grafikleri-%30 yük.

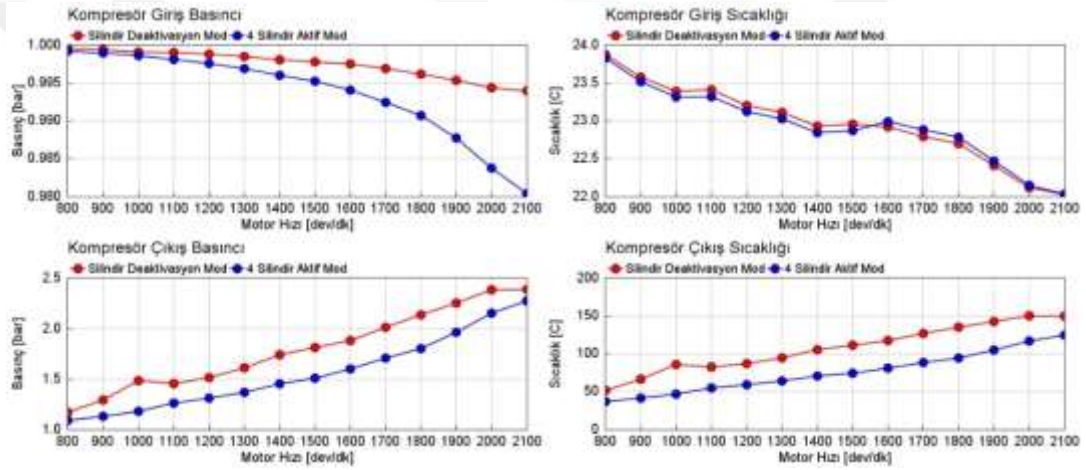


Şekil 4.25: Hava-yakıt oranı, termal verim, PMEP, PMEP-IMEP oranı-%30 yük.

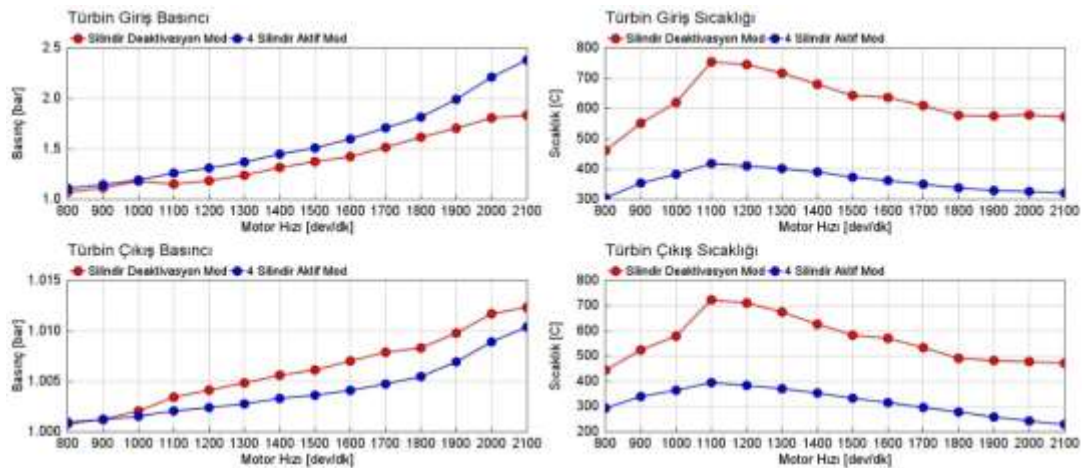
Şekil 4.26’da silindir içi maksimum basınç, emme basıncı, emme sıcaklığı ve yakıt debisi sonuçları karşılaştırmalı olarak verilmiştir.



Şekil 4.26: Silindir içi maksimum basınç, emme basınç & sıcaklığı, yakıt debisi-%30.



Şekil 4.27: Kompresör giriş-çıkış sıcaklık ve basınçları-%30 yük.



Şekil 4.28: Türbin giriş-çıkış sıcaklık ve basınçları-%30 yük.

Kompresör giriş ve çıkış sıcaklık ve basınç sonuçları Şekil 4.27 ve Şekil 4.28'de karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

Attri...	X Data	Y Data	Z Data
	RPM		kg/h
1	2100.0	1271.0	57.87
2	2000.0	1325.0	56.36
3	1900.0	1332.0	52.32
4	1800.0	1341.0	49.28
5	1700.0	1398.0	48.05
6	1600.0	1411.0	45.54
7	1500.0	1428.0	43.22
8	1400.0	1516.0	43.21
9	1300.0	1507.0	39.89
10	1200.0	1505.0	36.51
11	1100.0	1500.0	33.77
12	1000.0	1272.0	26.66
13	900.0	1039.0	20.82
14	800.0	810.0	15.15
15	2100.0	254.0	15.25
16	2000.0	265.0	14.81
17	1900.0	266.0	13.79
18	1800.0	268.0	12.86
19	1700.0	280.0	12.35
20	1600.0	282.0	11.59
21	1500.0	286.0	10.87
22	1400.0	303.0	10.5
23	1300.0	301.0	9.69
24	1200.0	301.0	8.89
25	1100.0	300.0	8.12
26	1000.0	254.0	6.35
27	900.0	208.0	4.87
28	800.0	162.0	3.65
29	2100.0	127.0	9.98
30	2000.0	133.0	9.48
31	1900.0	133.0	8.78
32	1800.0	134.0	8.14
33	1700.0	140.0	7.66
34	1600.0	141.0	7.1
35	1500.0	143.0	6.6
36	1400.0	152.0	6.25
37	1300.0	151.0	5.7
38	1200.0	150.0	5.2
39	1100.0	150.0	4.7
40	1000.0	127.0	3.77
41	900.0	104.0	3.01
42	800.0	81.0	2.44
43	700.0	50.0	1.67

Şekil 4.29: Tam, rölanti, %10 ve %20 kısmi yüklerdeki yakıt haritası (CDA-Mod).

Araç performans analizlerine girdi sağlayacak performans ve yakıt haritaları Şekil 4.29 ve Şekil 4.30'da verilmiştir.

Attri...	X Data	Y Data	Z Data
	RPM		kg/h
1	2100.0	1271.0	57.87
2	2000.0	1325.0	56.36
3	1900.0	1332.0	52.32
4	1800.0	1341.0	49.28
5	1700.0	1398.0	48.05
6	1600.0	1411.0	45.54
7	1500.0	1428.0	43.22
8	1400.0	1516.0	43.21
9	1300.0	1507.0	39.89
10	1200.0	1505.0	36.51
11	1100.0	1500.0	33.77
12	1000.0	1272.0	26.66
13	900.0	1039.0	20.82
14	800.0	810.0	15.15
15	2100.0	254.0	15.86
16	2000.0	265.0	15.03
17	1900.0	266.0	13.96
18	1800.0	268.0	13.06
19	1700.0	280.0	12.48
20	1600.0	282.0	11.67
21	1500.0	286.0	10.91
22	1400.0	303.0	10.59
23	1300.0	301.0	9.73
24	1200.0	301.0	9.02
25	1100.0	300.0	8.25
26	1000.0	254.0	6.69
27	900.0	208.0	5.68
28	800.0	162.0	4.85
29	2100.0	127.0	11.19
30	2000.0	133.0	10.36
31	1900.0	133.0	9.55
32	1800.0	134.0	8.8
33	1700.0	140.0	8.27
34	1600.0	141.0	7.78
35	1500.0	143.0	7.04
36	1400.0	152.0	6.66
37	1300.0	151.0	6.17
38	1200.0	150.0	5.63
39	1100.0	150.0	5.06
40	1000.0	127.0	4.19
41	900.0	104.0	3.77
42	800.0	81.0	3.71
43	700.0	50.0	2.54

Şekil 4.30: Tam, rölanti, %10 ve %20 kısmi yüklerdeki yakıt haritası (Normal-Mod).



5. SİLİNDİR DEVRE DIŞI BIRAKMA TEKNOLOJİSİNİN ARAÇ YAKIT TÜKETİMİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

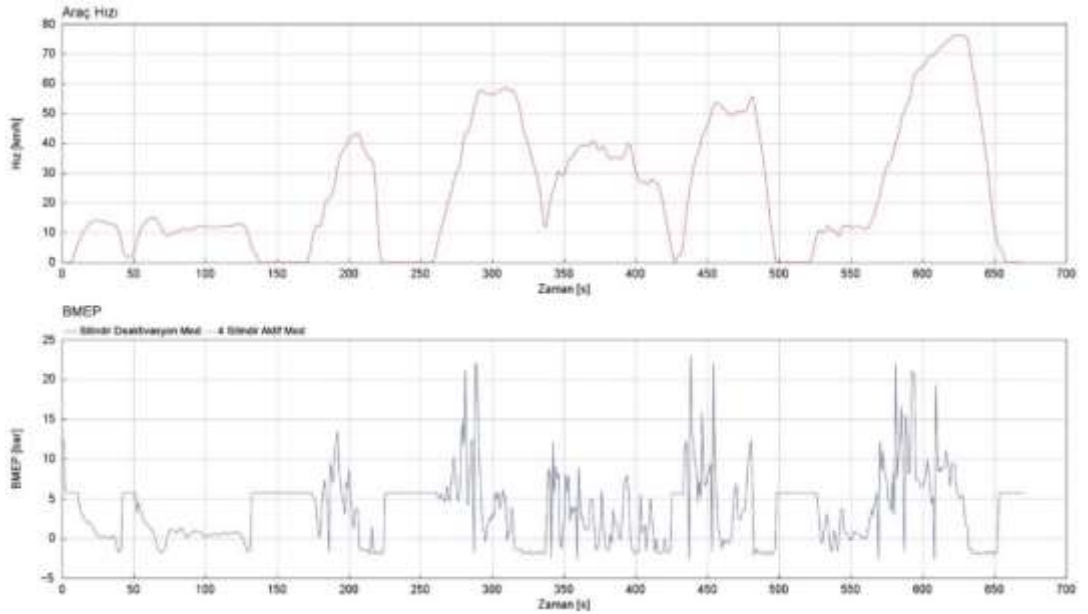
5.1 Sürüş Çevrimleri Hakkında Genel Bilgi

Sürüş çevrimi zamana bağlı hız değişimi veri setini ifade eder. Her ülke ve organizasyonun, kendi araç yakıt tüketimi ve emisyon kirleticilerinin değerlendirilmesinde kullandığı sürüş çevrimi bulunmaktadır. Araç performans simülasyonlarında da yaygın olarak kullanılmaktadır. [19-21]

5.2 Düz Yolda Sürüş Çevrimleri Etkisi

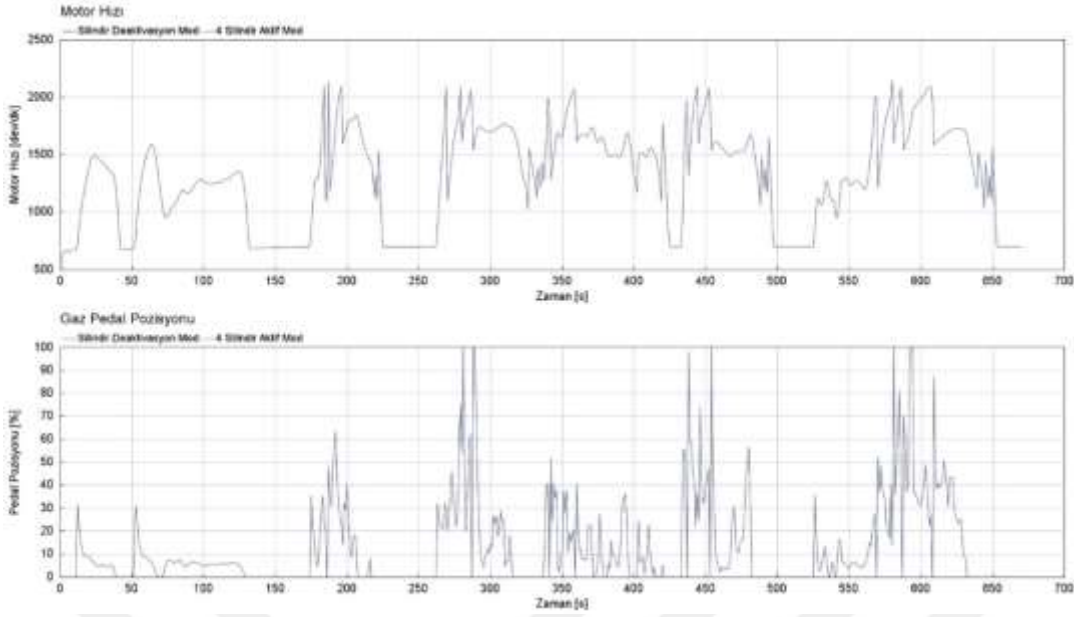
5.2.1 HHDDT çevrimi

HHDDT sürüş çevrimindeki zamana bağlı araç hız profili ve motor ortalama fren efektif basınç grafikleri Şekil 5.1’de yer almaktadır.



Şekil 5.1: Zamana bağlı araç hızı ve motor BMEP profili-HHDDT çevrimi.

Zamana bağlı motor hızı ve pedal pozisyonu Şekil 5.2’de verilmiştir.



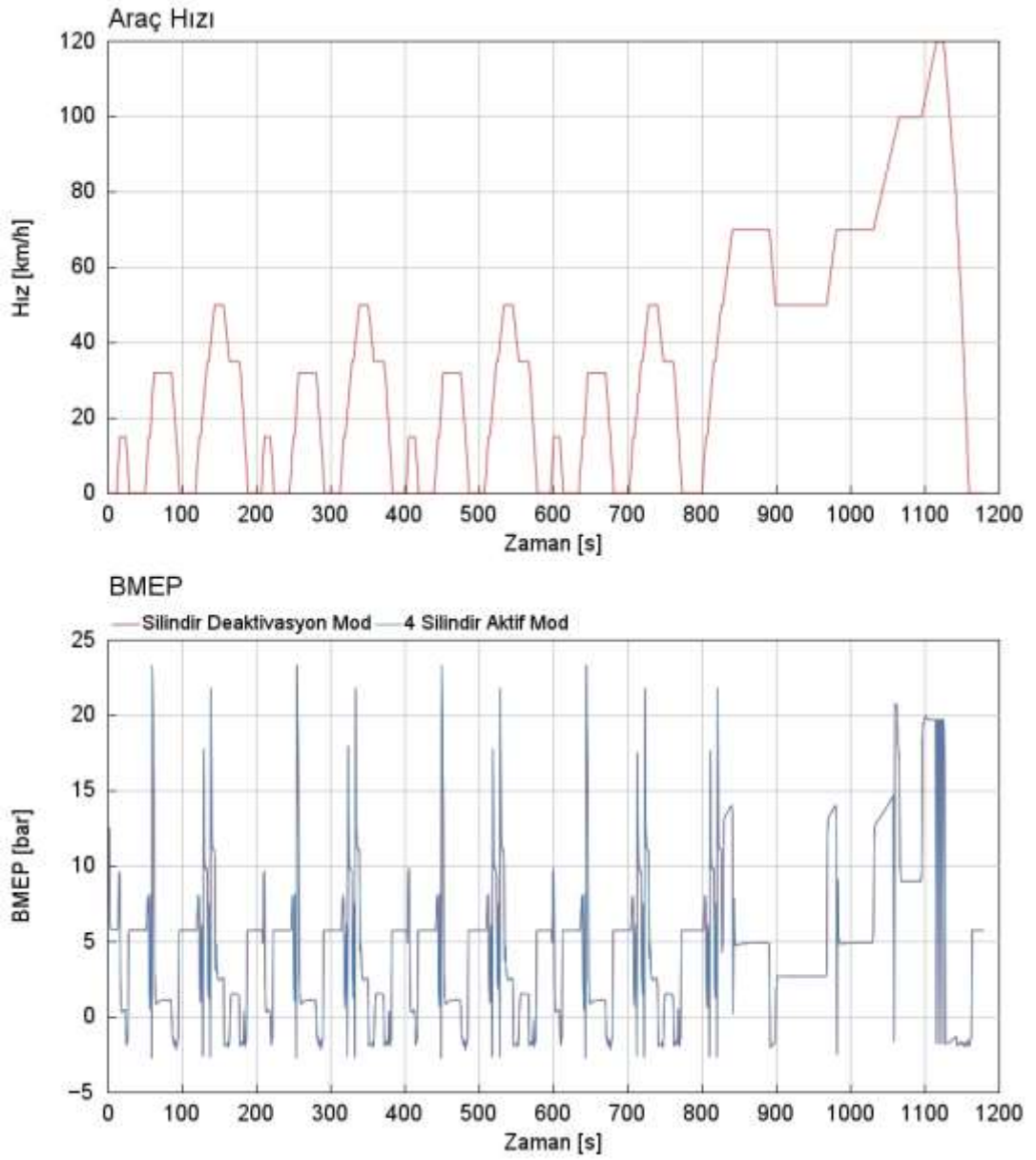
Şekil 5.2: Zamana bağlı motor hızı ve gaz pedal pozisyonu profili-HHDDT çevrimi. Düşük yüklerde CDA mod kullanıldığı durumda HHDDT sürüş çevriminde %4.4 yakıt tüketimi avantajı elde edilmiştir. Detaylı sonuçlar Şekil 5.3’de yer almaktadır.

	RLT Name <input checked="" type="checkbox"/> Hide Unstored RLT Variables	Unit	Case #1 Normal Mod	Case #2 CDA Mod
▼ *	Favorites			
▶	Total Distance Traveled	m	4832.756	4832.756
▶	Average Fuel Consumption	g/km	424.53314	405.66495
▶	Average Fuel Consumption	L/100 km	51.14857	48.875294
▶	Average Gas Mileage	mpg	4.598654	4.8125453
▶	Average Distance Specific CO2 (Fuel Cons.Eq.)	g/km	0.0	0.0

Şekil 5.3: Normal ve CDA mod L/100 km cinsinden yakıt tüketimleri-HHDDT çevrimi.

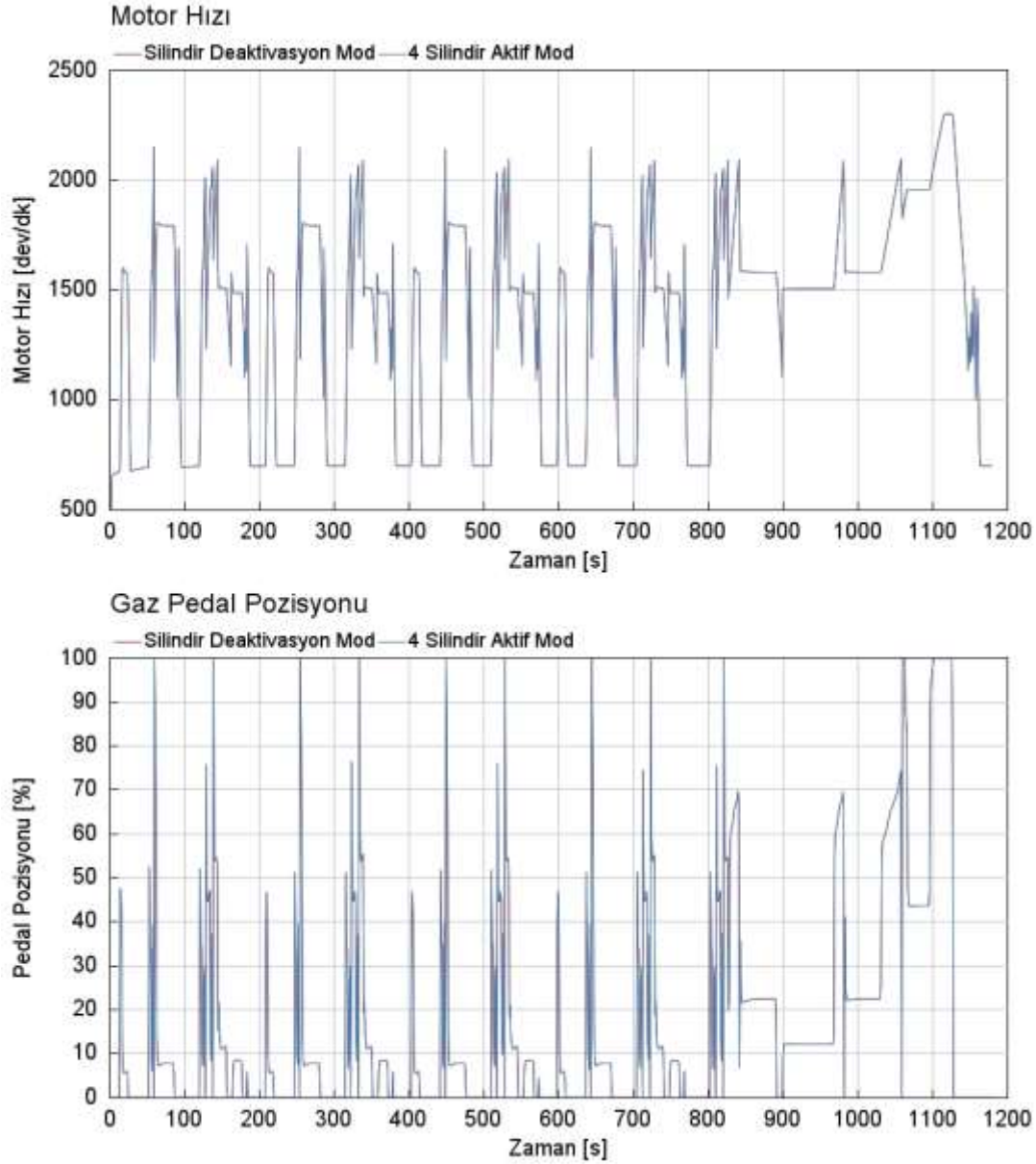
5.2.2 NEDC çevrimi

NEDC sürüş çevrimindeki zamana bağlı araç hız profili ve motor ortalama fren efektif basınç grafikleri Şekil 5.4’de yer almaktadır.



Şekil 5.4: Zamana bağlı araç hızı ve motor bmepprofili-NEDC çevrimi.

Zamana bağlı motor hızı ve pedal pozisyonu Şekil 5.5’de verilmiştir.



Şekil 5.5: Zamana bağlı motor hızı ve gaz pedal pozisyonu profili- NEDC çevrimi.

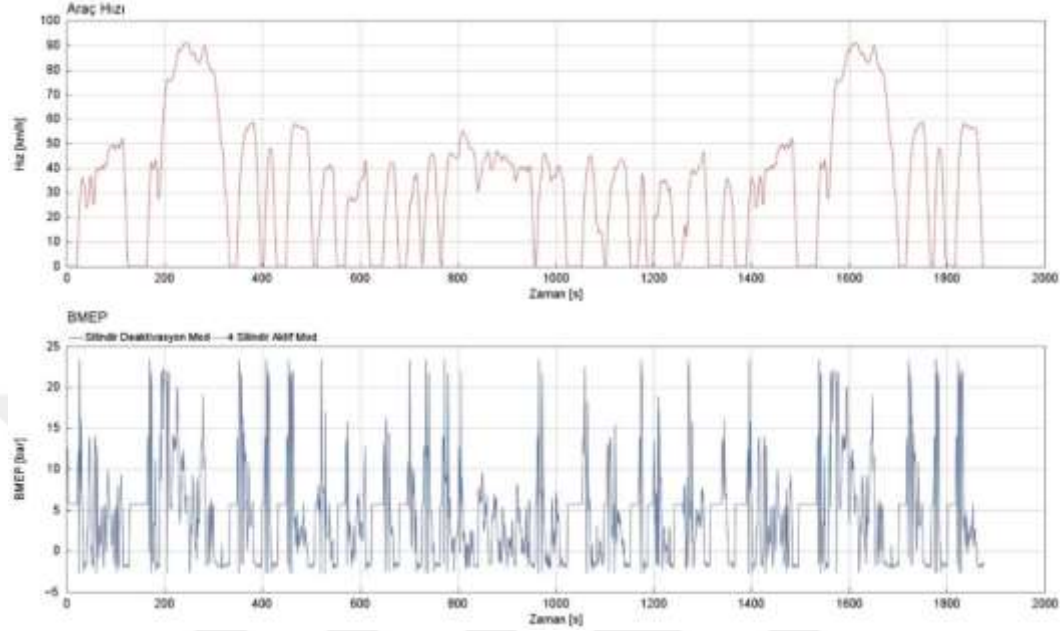
Düşük yüklerde CDA mod kullanıldığı durumda NEDC sürüş çevriminde %3.7 yakıt tüketimi avantajı elde edilmiştir. Detaylı sonuçlar Şekil 5.6'da yer almaktadır.

	RLT Name <input checked="" type="checkbox"/> Hide Unstored RLT Variables	Unit	Case #1 Normal Mod	Case #2 CDA Mod
▼ Favorites				
▶	Total Distance Traveled	m	11581.54	11581.54
▶	Average Fuel Consumption	g/km	378.01978	364.12894
▶	Average Fuel Consumption	L/100 km	45.54455	43.870956
▶	Average Gas Mileage	mpg	5.164494	5.3615093
▶	Average Distance Specific CO ₂ (Fuel Cons.Eq.)	g/km	0.0	0.0

Şekil 5.6: Normal ve CDA mod L/100 km cinsinden yakıt tüketimleri-NEDC çevrimi.

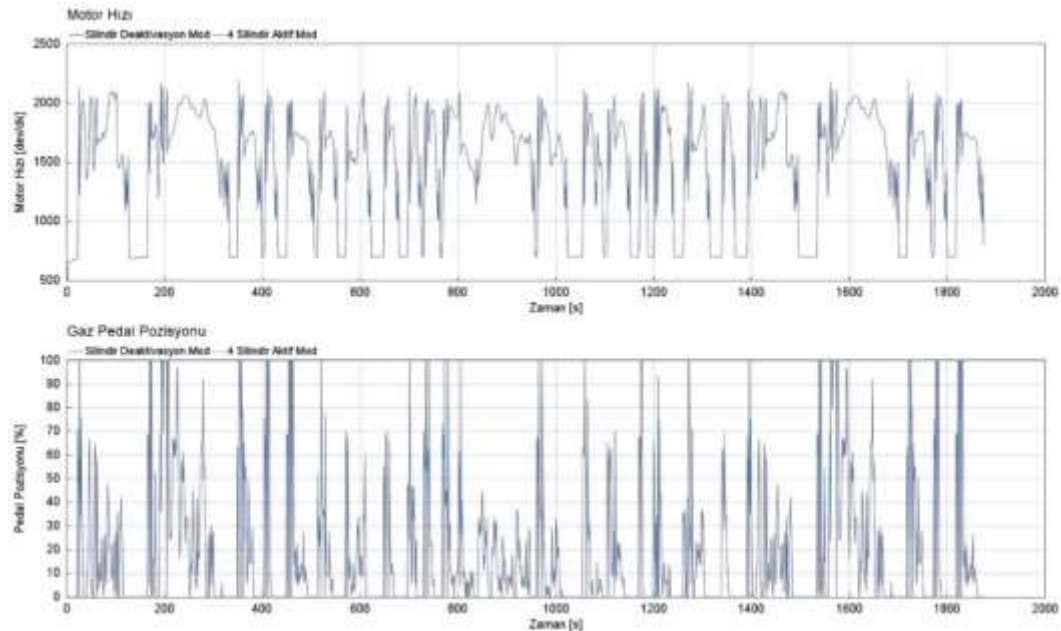
5.2.3 FTP75 çevrimi

FTP75 sürüş çevrimindeki zamana bağlı araç hız profili ve motor ortalama fren efektif basınç grafikleri Şekil 5.7’de yer almaktadır.



Şekil 5.7: Zamana bağlı araç hızı ve motor BMEP profili-FTP75 çevrimi.

Zamana bağlı motor hızı ve pedal pozisyonu Şekil 5.8’de verilmiştir.



Şekil 5.8: Zamana bağlı motor hızı ve gaz pedal pozisyonu profili- FTP75 çevrimi.

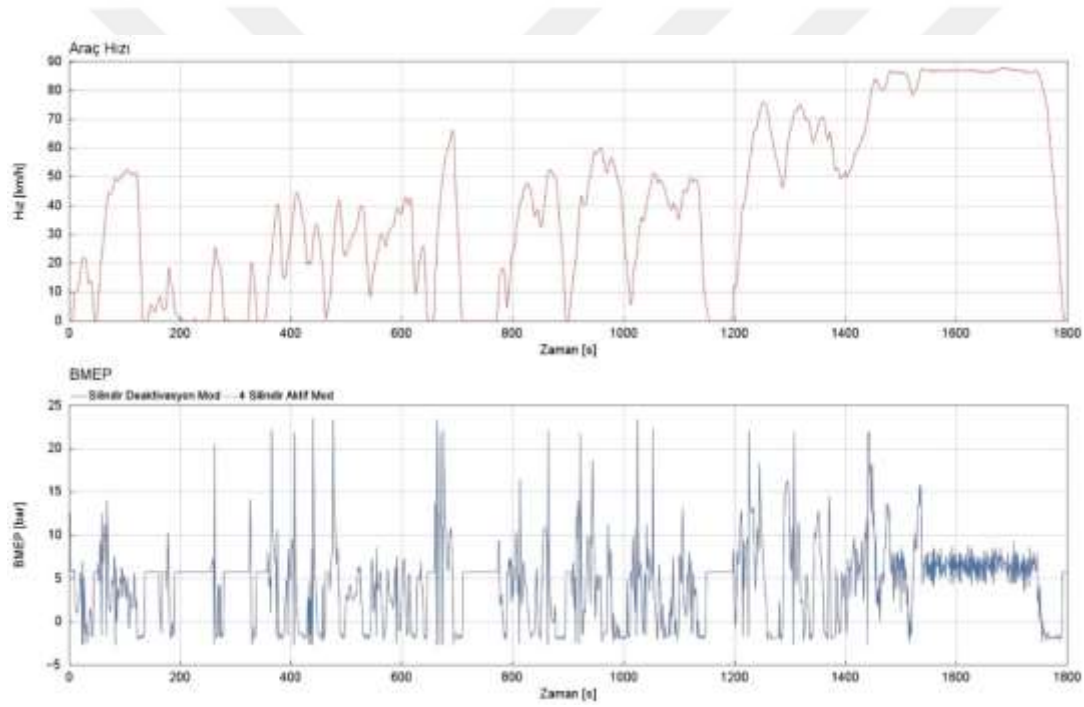
Düşük yüklerde CDA mod kullanıldığı durumda FTP75 sürüş çevriminde %3.3 yakıt tüketimi avantajı elde edilmiştir. Detaylı sonuçlar Şekil 5.9’da yer almaktadır.

	RLT Name <input checked="" type="checkbox"/> Hide Unstored RLT Variables	Unit	Case #1 Normal Mod	Case #2 CDA Mod
* Favorites				
▶	Total Distance Traveled	m	18569.268	18569.268
▶	Average Fuel Consumption	g/km	398.2947	385.0431
▶	Average Fuel Consumption	L/100 km	47.987316	46.390736
▶	Average Gas Mileage	mpg	4.9015985	5.0702915
▶	Average Distance Specific CO2 (Fuel Cons.Eq.)	g/km	0.0	0.0

Şekil 5.9: Normal ve CDA mod L/100 km cinsinden yakıt tüketimleri-FTP75 çevrimi.

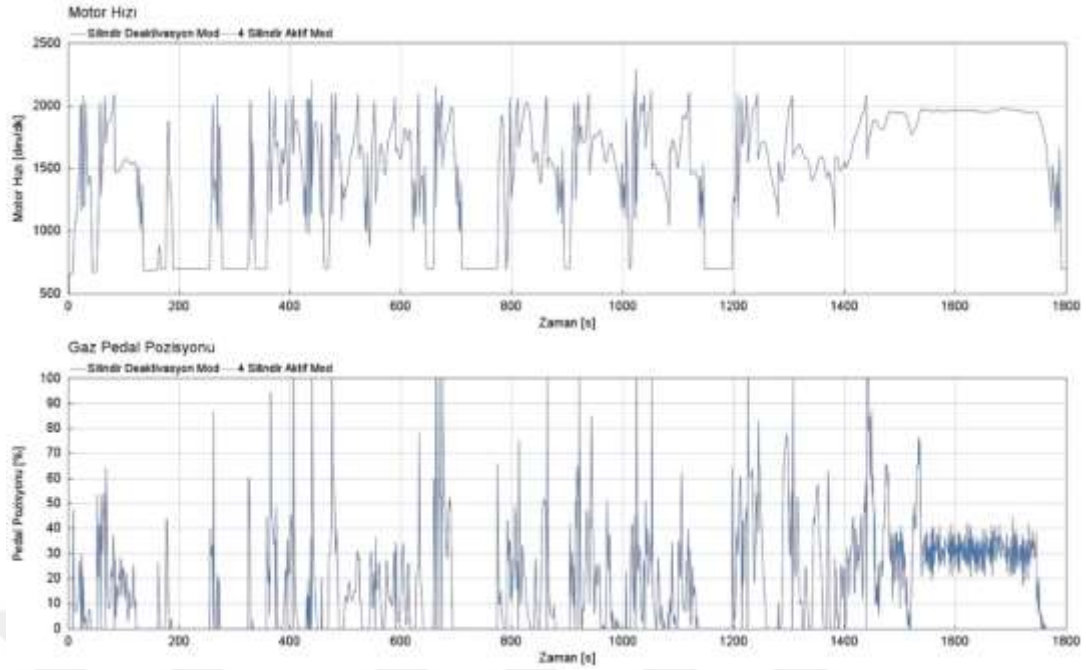
5.2.4 WHVC çevrimi

WHVC sürüş çevrimindeki zamana bağlı araç hız profili ve motor ortalama fren efektif basınç grafikleri Şekil 5.10'da yer almaktadır.



Şekil 5.10: Zamana bağlı araç hızı ve motor BMEP profili-WHVC çevrimi.

Zamana bağlı motor hızı ve pedal pozisyonu Şekil 5.11de verilmiştir.



Şekil 5.11: Zamana bağlı motor hızı ve gaz pedal pozisyonu profili- WHVC çevrimi.

Düşük yüklerde CDA mod kullanıldığı durumda WHVC sürüş çevriminde %3.1 yakıt tüketimi avantajı elde edilmiştir. Detaylı sonuçlar Şekil 5.12’de yer almaktadır.

RLT Name		Unit	Case #1	Case #2
<input checked="" type="checkbox"/> Hide Unstored RLT Variables			Normal Mod	CDA Mod
Favorites				
▶	Total Distance Traveled	m	20652.918	20652.918
▶	Average Fuel Consumption	g/km	331.11224	320.95483
▶	Average Fuel Consumption	L/100 km	39.893044	38.669254
▶	Average Gas Mileage	mpg	5.8961296	6.082728
▶	Average Distance Specific CO2 (Fuel Cons.Eq.)	g/km	0.0	0.0

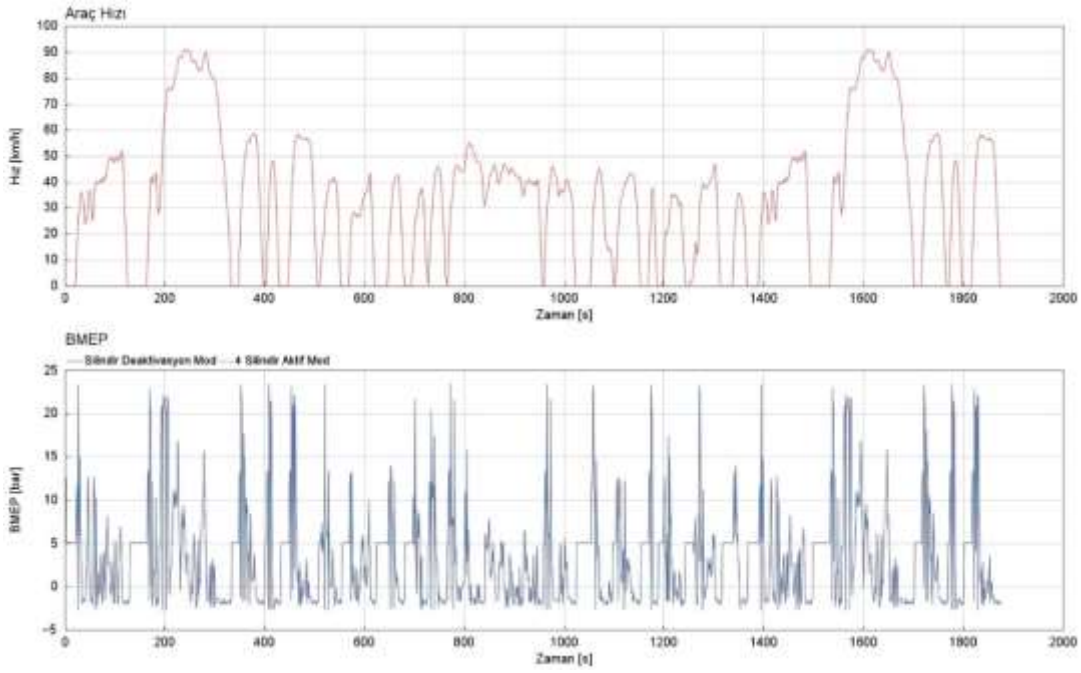
Şekil 5.12: Normal ve CDA mod L/100 km cinsinden yakıt tüketimleri-WHVC çevrimi.

5.3 %1 Eğimli Yolda FTP75 Sürüş Çevriminin Etkisi

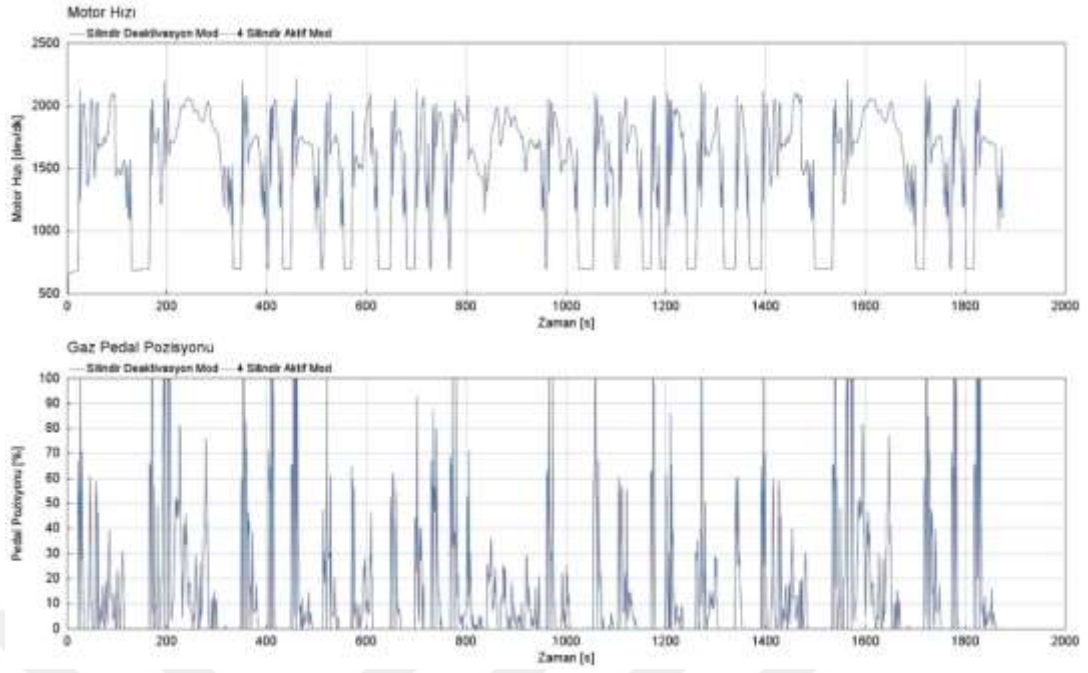
Yokuş aşağıya %1 eğimli yoldaki araç yakıt tüketimi etkisini incelemek amacıyla FTP75 sürüş çevrimi için deneme yapılmış ve sonuçlar aşağıdaki grafiklerde verilmiştir. Yokuş aşağı durum için yol eğimi Şekil 5.13’de görüldüğü üzere negatif değer olarak girilir.

Attribute	Unit	Object Value
Road Grade	%	-1 ...
Road Elevation (Initial or Instantaneous)	m	ign ...
Road Curvature Radius	m	def ...
Road Traction Multiplier		def (=1) ...
Road Rolling Resistance Multiplier		def (=1) ...
Plot Road Characteristics?		<input type="checkbox"/>

Şekil 5.13: Yol bilgisi.



Şekil 5.14: Zamana bağlı araç hızı ve motor BMEP profili-eğimli yol FTP75 çevrimi.



Şekil 5.15: Zamana bağlı motor hızı ve gaz pedal pozisyonu profili- eğimli yol FTP75 çevrimi.

Yokuş aşağıya eğimli yolda CDA etkisini görmek için eğim koşulu tanımlanmıştır. FTP75 çevriminde %1 eğimdeki yakıt tüketimi iyileştirmesi %4.2 olmuştur. Düz yolda aynı çevrim sonuçlarına göre iyileşme miktarı artmıştır.

	RLT Name <input checked="" type="checkbox"/> Hide Unstored RLT Variables	Unit	Case #1 Normal Mod	Case #2 CDA Mod
▼ *	Favorites			
▶	Total Distance Traveled	m	18724.947	18724.947
▶	Average Fuel Consumption	g/km	338.0578	323.8149
▶	Average Fuel Consumption	L/100 km	40.729855	39.013844
▶	Average Gas Mileage	mpg	5.774991	6.029002
▶	Average Distance Specific CO2 (Fuel Cons.Eq.)	g/km	0.0	0.0

Şekil 5.16: Normal ve CDA mod L/100 km cinsinden yakıt tüketimleri- eğimli yol FTP75 çevrimi.



6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışması kapsamında; sıralı tip 4 silindirli, 8.34 L bir dizel motorun ilk etapta motor performans, daha sonra elde edilen girdilerle aynı motorun ağır vasıta bir araca uygulanarak araç performans simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Simülasyonlar, GT-SUITE yazılımıyla elde edilmiştir. Motor performans modeli ilk olarak 800 ve 2100 dev/dk aralığındaki sabit motor hızlarında tam yük kararlı hal 1D performans simülasyonları gerçekleştirilerek ve elde edilen sonuçlar deney verileriyle kıyaslanarak doğrulanmıştır. Doğrulanmış modelin rölanti ve düşük yük modeline dönüştürülerek; tüm silindirlerin aktif (Normal Mod) ve silindirlerin yarısının devre dışı olduğu (CDA mod) senaryolarda yakıt tüketimi değişimleri karşılaştırılmıştır. Yakıt tüketimi avantajı %30 düşük yük değerinde ortadan kaybolmuştur. Motor performans modellerinden elde edilen performans haritaları, sertifikalı sürüş çevrimleri boyunca gerçekleştirilecek zamana bağlı araç performans simülasyonlarında kullanılmıştır. Sürüş çevrimleri boyunca Normal Mod ve CDA Mod yakıt tüketimi karşılaştırması yapılarak CDA'nin yakıt tüketimindeki iyileştirme miktarları elde edilmiştir.

Pompalama kayıplarının etkisini incelemek amacıyla %10 düşük yükte supaplar da devreye sokularak CDA modu gerçekleştirilmiş ve supapların devre dışı olduğu duruma göre 2100 dev/dk'da yakıt tüketiminde %25 kötüleşme meydana gelmiştir. Buradan, CDA teknolojisiyle birlikte devre dışı bırakılan silindirlere hem yakıtın kesilip hem de supapların devre dışı bırakılmasının yakıt tüketiminde avantaj sağlayacağı çıkarımı yapılabilir.

Rölanti devri için CDA çalışma modundaki yakıt tüketimi iyileşmesi %34.6 olarak elde edilmiş olup en fazla iyileşme rölantide olmaktadır. Dolayısıyla rölanti koşulunda yüksek bekleme sürelerine sahip sürüş çevrimlerinde CDA uygulamasının yakıt tüketimi açısından daha da avantajlı olduğu çıkarımı yapılmıştır. Dolayısıyla bu çalışma, ağır vasıta dizel motorlar için uzun süren rölantide çalışma süresine sahip sürüş çevrimlerinde CDA teknolojisinin avantajını bir kez daha ortaya koymaktadır.

Rölanti koşulundaki yakıt tüketimi kıyaslaması ve diğer motor parametre detayları Çizelge 6.1’de yer almaktadır.

Çizelge 6.1: Yakıt tüketimi kıyaslaması-rölanti.

Rölanti	Normal	CDA	Değişim (%)
Motor devri (dev/dk)	700	700	-
Motor torku (Nm)	50	50	-
Özgül yakıt tüketimi (g/kWh)	694	454	34.6

Düşük yükler için sırasıyla %10, %20 ve %30 için detaylı değerler Çizelge 6.2’de verilmiştir. İyileşme sağlayan değerler %10 ve %20 yükler için tabloda yeşil renk ile belirtilmiştir. Yük düştükçe yakıt tüketimindeki iyileşmenin arttığı görülmektedir. %30 yük için CDA durumunda yakıt tüketimi avantajı bulunmamaktadır.

Çizelge 6.2: Yakıt tüketimi kıyaslaması-düşük yükler.

Motor Parametreleri	Normal	CDA	Değişim (%)	Normal	CDA	Değişim (%)
Yük (%)	10	10	-	10	10	-
Motor devri (dev/dk)	1100	1100	-	2100	2100	-
Motor torku (Nm)	150	150	-	127	127	-
Özgül yakıt tüketimi (g/kWh)	293	272	7.2	400	357	10.8
Yük (%)	20	20	-	20	20	-
Motor devri (dev/dk)	1100	1100	-	2100	2100	-
Motor torku (Nm)	300	300	-	254	254	-
Özgül yakıt tüketimi (g/kWh)	239	235	1.7	284	273	3.9
Yük (%)	30	30	-	30	30	-
Motor devri (dev/dk)	1100	1100	-	2100	2100	-
Motor torku (Nm)	450	450	-	381	381	-
Özgül yakıt tüketimi (g/kWh)	228	230	-0.9	248	250	-0.8

Sertifikalı sürüş çevrimleri boyunca L/100 km cinsinden Normal Mod yakıt tüketimi değerleri ile CDA uygulamasının kullanılmasıyla aynı çevrimlerin yakıt tüketim değerlerindeki iyileşmeler Çizelge 6.3’de verilmiştir.

Çizelge 6.3: Sürüş çevrimleri boyunca yakıt tüketimindeki iyileşme yüzdeleri.

Sürüş çevrimi	Normal Mod yakıt tüketimi (L/100 km)	CDA Mod yakıt tüketimi (L/100 km)	Değişim (%)
HHDDT	51.2	48.9	4.4
NEDC	45.6	43.9	3.7
FTP75	48	46.4	3.3
WHVC	39.9	38.7	3.1
FTP75 (%1 eğim)	40.7	39	4.2

Sürüş çevrimleri; ivmelenme, yüksek tork gerektiren manevralar ve rölantide bekleme süreleri gibi farklı sürüş karakteristiklerine sahip oldukları için, yakıt tüketimi değerleri ve yakıt ekonomisindeki iyileşme miktarlarının birbirinden farklılıklar gösterdiği değerlendirilmiştir. İlave olarak, aynı sürüş çevriminde yokuş aşağı eğim ile birlikte yakıt tüketimindeki iyileşme %1 daha da fazla olduğu görülmüştür. Dolayısıyla genel olarak eğimli yol koşullarında CDA teknolojisinin yakıt ekonomisindeki faydasının daha da iyileşeceği değerlendirilmiştir.

Bu tez çalışması kapsamında, sabit sayıda ve aynı silindirler (2. ve 3. sıradaki) devre dışı bırakılarak CDA teknolojisinin yakıt tüketimi avantajları elde edilmiştir. Bir sonraki aşamada; sabit sayıda silindir devre dışı bırakmak yerine, farklı silindir ya da silindirlerin farklı sıralarla devre dışı bırakılarak sertifikalı çevrimler boyunca yakıt tüketimi etkileri incelenebilir.



KAYNAKLAR

- [1] **Heywood, J.B.** (1988). *Internal combustion engine fundamentals*, McGraw-Hill Book Company, Newyork.
- [2] **Dogru, B.** (2007). *Enjektör Parametrelerinin Motor Performansına Etkisi*. İstanbul Teknik Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, İstanbul.
- [3] **Liu, Y., Kuznetsov, A. & Sa, B.** (2021). *Simulation and Analysis of the impact of cylinder deactivation on fuel saving and emissions of a medium-speed high-power diesel engine*. Applied Sciences, 11, 7603.
- [4] **Mueller, N., Strauss, S., Tumback, S., Goh, G., and Christ, A.** (2011). Next Generation Engine Start/Stop Systems: “FreeWheeling”, Teknik Rapor, SAE Technical Paper.
- [5] **Dogru, B., Lot, R., Dinesh, R.** (2018). Valve timing optimisation of a spark ignition engine with skip cycle strategy. Energy Conversion and Management 173 95-112. Elsevier.
- [6] **Harman, C.** (2012). *Bir Boyutlu Motor Modellemesi ile Kısmi Yükte Çevrim Atlama ve Değişken Strok Hacmi Yöntemi İncelenmesi*. İstanbul Teknik Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, İstanbul.
- [7] **Doğru, B.** (2013). *Buji Ateşlemeli Motorlarda Çevrim Atlama Yönteminin Kısmi Yüklerde İncelenmesi* (Doktora Tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, İstanbul.
- [8] **Fridrichova, K., Drapal, L., Voparil, J. & Dlugos, J.** (2021). *Overview of the potential and limitations of cylinder deactivation*. Renewable and Sustainable Energy Reviews 146 111196. Elsevier.
- [9] **Wilcutts, M., Switkes, J., Shost, M. & Tripathi, A.** (2013). *Design and Benefits of Dynamic Skip Fire Strategies for Cylinder Deactivated Engines*. SAE International Journal of Engines 6(1).
- [10] **Url-1** <https://dieselnet.com/tech/engine_thermal-management_cda.php>, erişim tarihi 10.05.2024.
- [11] **Pillai, S., LoRusso, J. & Van Benschoten, M.** (2015). *Analytical and experimental evaluation of cylinder deactivation on a diesel engine*, Teknik Rapor, SAE Technical Paper.
- [12] **Joshi, M., Gosala, D. & Allen, C.,** (2018). *Diesel Engine Cylinder Deactivation for Improved System Performance over Transient Real-World Drive Cycles*, Teknik Rapor, SAE Technical Paper.
- [13] **McCarthy, J.** (2017). Cylinder deactivation improves Diesel aftertreatment and fuel economy for commercial vehicles, *17. Internationales Stuttgarter Symposium*.

- [14] Gamma Technologies GT-Suite Library - Engine Performance Manual
- [15] **Tevkür, F.** (2023). *8 Silindirli Dizel Motorda 1 Boyutlu Model Korelasyonu ve Silindir Deaktivasyon Teknolojisinin 1 Boyutlu Model ile İncelenmesi*. İstanbul Teknik Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, İstanbul.
- [16] Gamma Technologies GT-Suite Library – GEM3D Program Help
- [17] **Url-2** < <https://api-com.group/test-equipment-products/>>, erişim tarihi 10.05.2024.
- [18] **Url-3**<<https://www.kistler.com/AT/en/cp/cylinder-pressure-sensors/6044a/P000039>>, erişim tarihi 10.05.2024.
- [19] **Url-4** <<https://dieselnets.com/standards/cycles/index.php>>, erişim tarihi 10.05.2024.
- [20] **Url-5** < <https://unece.org/fileadmin/DAM/trans/doc/2010/wp29grpe/WLTP-DHC-04-03e.pdf>>, erişim tarihi 10.05.2024.
- [21] **Url-6** < https://en.wikipedia.org/wiki/Driving_cycle>, erişim tarihi 10.05.2024.

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Adem ÖZDEMİR

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2012, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği
- **Yüksek lisans** : 2023, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Otomotiv Lisansüstü Programı

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2012-2013: RMC Mühendislik/Proje Mühendisi
- 2015-2017: Hexagon Studio Tasarım ve Mühendislik A.Ş./Termal ve Aerodinamik Sistemler Mühendisi
- 2017-2022: BMC Otomotiv A.Ş./Kıdemli Mühendis-Termal ve Aerodinamik Sistemler
- 2022-...: BMC Power Motor ve Kontrol Teknolojileri A.Ş./Kıdemli Mühendis-1D CFD & Performans Simülasyonları