

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DİZEL MOTORUN SOĞUK İLK ÇALIŞMA DURUMUNDA MOTOR YAĞ
MİKTARININ, YAĞ ISINMA PERFORMANSINA VE YAKIT TÜKETİMİ
ÜZERİNE OLAN ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Şükrü Can ÇERKEZOĞLU

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

EYLÜL 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DİZEL MOTORUN SOĞUK İLK ÇALIŞMA DURUMUNDA MOTOR YAĞ
MİKTARININ, YAĞ ISINMA PERFORMANSINA VE YAKIT TÜKETİMİ
ÜZERİNE OLAN ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Şükrü Can ÇERKEZOĞLU
(503101720)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

Tez Danışmanı: Yrd.Doç.Dr. Osman Akın KUTLAR

EYLÜL 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503101720 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Şükrü Can ÇERKEZOĞLU, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “DİZEL MOTORUN SOĞUK İLK ÇALIŞMA DURUMUNDA MOTOR YAĞ MİKTARININ, YAĞ ISINMA PERFORMANSINA VE YAKIT TÜKETİMİNİ ÜZERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Yrd.Doç.Dr.Osman Akın KUTLAR**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Doç.Dr. Özgen AKALIN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Alp Tekin ERGENÇ
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **28 Ağustos 2015**
Savunma Tarihi : **28 Eylül 2015**

*Aileme, İTÜ Otomotiv Anabilim Dalı Hocalarıma ve dünyadaki tüm eğitim
emekçilerine!*

ÖNSÖZ

Bu tezde değerli emeklerinden dolayı öncelikle Yar.Doç.Dr. Osman Akın KUTLAR'a ve tüm İTÜ Otomotiv Anabilim dalı hocalarıma, motor ve araç testlerinde kaynaklarını esirgemeyen ve bu tezi destekleyen Ford Otosan Ürün Geliştirme Motor Geliştirme Bölümü'ne ve bölüm müdür yardımcısı Dr.Ali Aslan EBRİNÇ'e, Ford Otosan Test Doğrulama Ekibi'ne, Motor Yağlama Sistemi mühendisi meslektaşım Cenk Gören'e teşekkürü bir borç bilirim.

Eylül 2015

Şükrü Can Çerkezoğlu
Makine Mühendisi

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	3
1.2 Literatür Araştırması	3
2. MOTOR YAĞLAMA SİSTEMİ	23
3. MOTORDA YANMA SONUCU ÇIKAN ISININ ENERJİSİN DAĞILIMI ve 1D (FLOWMASTER) ANALİZ SONUÇLARI.....	27
4. YAĞ HACMİNİN ARAÇ EMİSYON DYNOSUNDA TEST EDİLMESİ.....	35
5. MOTOR DYNO TESTİNDE YAĞ HACMİNİN MOTOR ISINMA PERFORMANSI, SÜRTÜNME VE YAKIT TÜKETİMİNE ETKİSİNİ İNCELENMESİ.....	43
6. SONUÇ.....	55
KAYNAKLAR	57
ÖZGEÇMİŞ.....	59

KISALTMALAR

CO₂	: Karbondioksit
FMEP	: Friction Mean Effective Pressure (Sürtünme Ortalama Efektif Basıncı)
Kg	: Kilogram
L	: Litre
LU-UDTC	: Leed University Urban Driving Test Cycle (Leed Üniversitesi Şehir İçi Araç Kullanım Test Çevrimi)
MAX	: Maksimum
MID	: Midyum
MIN	: Minimum
MJ	: Mega Joule
NEDC	: New European Driving Cycle (Yeni Avrupa Araç Kullanım Çevrimi)
PS	: Beygir
s	: Saniye

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1 : Euro 6 Emisyon Değerleri ve 2020 hedeflerinin karşılaştırılması	2
Çizelge 4.1 : Test başlangıç sınır koşul değerleri	35
Çizelge 5.1 : Motor dyno test planı	44

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Motor dyno test torkunun yağ sıcaklığı ile değişimi.....	5
Şekil 1.2 : FMEP'in dinamik viskozite ile farklı başlangıç sıcaklıklarındaki ilişkisi .	6
Şekil 1.3 : 1/3 kısmi yük durumunda farklı motor devrinde yağın ısınma durumu	8
Şekil 1.4 : Tam yük ve farklı motor devirlerinde motor yağının ısınma performansı.	8
Şekil 1.5 : Yağ sıcaklıklarına göre yağ viskozitesinin zamana bağlı değişimi.....	9
Şekil 1.6 : Yağ ve soğutma suyunun soğuk ilk çalışma durumunda ısınma performansı.....	10
Şekil 1.7 : Yağın ve soğutma suyunun sabit tork ve farklı motor devirindeki ısınma performansı.....	11
Şekil 1.8 : Sabit motor devri ve farklı motor yüklerindeki yağın ısınma performansı.....	11
Şekil 1.9 : LU-UDTC test çevrimi.....	12
Şekil 1.10 : Soğutma suyunun ve yağın kış durumunda ısınma süreleri	13
Şekil 1.11 : Kış durumunda motor yağının ve suyunun ısınma performansı	14
Şekil 1.12 : Yaz durumunda motor yağının ve suyunun ısınma performansı	14
Şekil 1.13 : Yaz durumunda motor yağının ve suyunun ısınma performansı	16
Şekil 1.14 : 15W-40 mineral ve sentetik yağın sıcaklığa bağlı viskozite değişimi ...	17
Şekil 1.15 : 1.1L Ford benzinli motor yağının motor devri ve yüküne göre ısınma hızı	18
Şekil 1.16 : Test E ve Test D koşulundaki spesifik yakıt tüketim değerleri.....	18
Şekil 1.17 : Test E ve Test D koşulundaki yağın viskozite değişimi	19
Şekil 1.18 : Test M ve Test T durumuda yağ sıcaklığının referans duruma göre farkı.....	20
Şekil 1.19 : Test M ve Test T koşulunda yakıt tüketimindenin % olarak iyileşmesi	21
Şekil 1.20 : FMEP'in soğuk ilk çalışma durumundaki zamana bağlı değişimi.....	21
Şekil 2.1 : Stribeck eğrisi.....	24
Şekil 3.1 : 1D modelde kullanılan NEDC çevrimindeki araç hızı ve motor devri	30
Şekil 3.2 : 0W30 yağ sıcaklığının NEDC boyunca değişimi.....	31
Şekil 3.3 : 0W20 yağ sıcaklığının NEDC boyunca değişimi.....	31
Şekil 3.4 : 6.95L yağ hacmine göre NEDC boyunca oluşan sıcaklık farkı	32
Şekil 3.5 : NEDC çevrimi boyunca yağın dinamik viskozite değişimi	33
Şekil 3.6 : 6.95L yağ hacmine göre NEDC çevrimi boyunca % yakıt ekonomisi	34
Şekil 4.1 : 3 farklı yağ hacminde NEDC boyunca yağ sıcaklıklarının değişimi	36
Şekil 4.2 : MAX yağ hacmine göre, MIN ve MID durumdaki yağ sıcaklık farkları.	37
Şekil 4.3 : Yağın dinamik viskozitesinin NEDC boyunca değişimi.....	38
Şekil 4.4 : Yağ viskozitesinin MIN ve MID durumda, MAX durumuna göre farkı .	38
Şekil 4.5 : Motor soğutma suyunun üç durum için NEDC boyunca değişimi	39
Şekil 4.6 : Soğutma suyunun MIN ve MID durumunda olan sıcaklık farkı.....	39
Şekil 4.7 : NEDC'nin her bir çevrimin üç farklı durum için yakıt tüketimi değerleri.....	40
Şekil 4.8 : MIN ve MID durumdaki yakıt tüketiminin MAX duruma % olarak oranı.	41
Şekil 5.1 : FMEP ve motor devrinin farklı sıcaklıklardaki zamana bağlı değişimi...	44

Şekil 5.2 : Farklı yağ sıcaklıklarındaki FMEP değerinin motor devrine göre değişimi	45
Şekil 5.3 : 35°C yağ sıcaklığı baz alınarak farkı devirlerde % olarak FMEP azalması	46
Şekil 5.4 : Test A max ve min yağ hacimlerinde karterdeki yağ sıcaklık değişimleri	46
Şekil 5.5 : Test A max ve min yağ hacimleri durumdaki dinamik viskozite değişimi	47
Şekil 5.6 : Test A max ve min yağ hacimlerindeki soğutma suyu sıcaklıkları	47
Şekil 5.7 : Test A max ve min durumdaki FMEP değerlerinin farkı	48
Şekil 5.8 : Test A min yağ hacmindeki FMEP'in max durumuna göre % olarak farkı	48
Şekil 5.9 : Test A max ve min yağ hacimlerindeki yakıt tüketimini	49
Şekil 5.10 : Test A max ve min yağ hacimlerinde yakıt tüketimi	50
Şekil 5.11 : Test A min ve max yağ hacminde % olarak yakıt ekonomisi farkı.....	50
Şekil 5.12 : Motor dynosu üzerinde uygulanan NEDC çevrimi	51
Şekil 5.13 : Test B min ve max yağ hacminde yağ sıcaklığının ısınma performansı	52
Şekil 5.14 : Test B max ve min yağ hacminde viskozitenin zaman bağlı değişimi...	52
Şekil 5.15 : Test B max ve min yağ hacminde soğutma suyu sıcaklığı değişimi.....	53
Şekil 5.16 : Test B max ve min yağ hacminde toplam yakıt tüketim değerleri.....	53
Şekil 5.17 : Test B max ve min yağ hacminde % olarak yakıt tüketim farkları	54

DİZEL MOTORUN SOĞUK İLK ÇALIŞMA DURUMUNDA MOTOR YAĞ MİKTARININ, YAĞ ISINMA PERFORMANSINA VE YAKIT TÜKETİMİ ÜZERİNE OLAN ETKİSİNİN İNCELENMESİ

ÖZET

Günümüz dünyasında 2000’li yıllarla daha ciddileşen küresel ısınmanın etkileri ve karbon salınımı azaltmak için alından regülasyonlar otomotiv dünyasında yakıt tüketimi ve emisyonlar üzerine daha fazla Ar-Ge yatırımları yapılmasına sebebiyet vermiştir. 2017 yılı ve 2020 yıllarıyla beraber geçilecek Euro 6 emisyon regülasyonu ile CO₂ salınım miktarı binek taşıtlar için %27, hafif ticari taşıtlar için %18 azaltılmaktadır. Şu anda bir çok otomotiv firması Euro 6 CO₂ hedeflerini sağlayamaktadırlar ve yeni Ar-Ge çalışmalarına günümüz itibari ile başlamışlardır.

Yakıt ekonomisini iyileştirme çalışmaları motor verimini artırmaya yönelik çalışmalardır, 2000’li yıllarla birlikte dizel ve benzinli motorlarda kullanılmaya başlanan turboşarj ve direk enjeksiyon yöntemleri yakıt yanmasını iyileştirerek motor verimin artıran çalışmalara bir örnek verilebilir. Bu örnek dışında, motor pompala kayıplarının azaltılması, pistonlarda ve silindir gömleklerinde kullanılan özel kaplamalar ile motordaki sürtünmelerin azaltılması diğer örnekler olabilir. Diğer bir örnek ise, soğuk ilk çalışma durumundaki motorun ısınma performansının iyileştiren motor soğutma sistemi stratejileri yakıt tüketimini iyileştirilmesi için yapılan diğer yöntemlerdir.

Bu tezin odak noktası, motorun soğuk ilk çalışma durumunda motor yağının ısınma performansının iyileştirilerek, yağın motor için ideal olan 90-95°C civarına en hızlı şekilde ulaştırılması olmuştur. Motorun belirli bir çalışma ve belirli sınır koşullarında (hava sıcaklığı, motor sıcaklığı, kullanım çevrimi vs.) üretilen ısı sabit olduğu kabul edilebilir ve yakıtın yanması ile ortaya çıkan enerjinin bir kısmı motorda hareket enerjisine çevrilirken, diğer büyük bir kısmı motor parçalarının, motor soğutma suyunun ve motor yağının ısınmasına, kalan kısmı da kayıp ısı olarak çevreye verilir.

Motor yağının ısıl kütlesi yüksek olduğundan dolayı motor yağı zor ısınır ve soğur, motor yağının ısıl kütlesini azaltmanın yolu yağ kütlesini azaltmaktır. Motor yağının kütlesi azaltılırsa motor yağı daha hızlı ısınır. Motor yağının hızlı ısınması motordan ilk çalışma durumunda ne sağlayacaktır? Bu soruya şu şekilde cevap verebiliriz; motor yağının viskozitesi sıcaklık ile ters orantılıdır, motor daha düşük viskotele yağ ile çalışırsa motordaki sürtünmeler azalacağı için motor verimi artar ve daha az yakıt ile aynı motor gücüne ulaşılır. Sonuç olarak, motor yağının soğuk ilk çalışma durumunda hızlı bir şekilde ısınması yakıt ekonomisinde iyileştirme getirecektir.

Bu tezde, motor yağı kütlesini (hacminin) azaltılmasının motorun soğuk ilk çalışma durumunda yağ ısınma performansına, motordaki sürtünme kayıplarına ve yakıt tüketimine olan etkisi incelenmiştir. İnceleme yapırlan literatürde bulunan kaynaklardan yararlanılmıştır. İlk olarak 1D Flowmaster analizi yardımıyla dizel bir motorda olana etkisi hesaplanmıştır. Daha sonra araç emisyon dynosunda yağ hacmi kademeli olarak azaltılarak tüketilen yakıt miktarı hesaplanmıştır, en son olarak

motor dynosunda yine bir dizel motorda yağ hacminin minimum ve maksimum olduğu durumlarda motor yağının ısınma performansına, FMEP ve yakıt tüketimine etkisinin ne derece olduğu test edilmiştir.

Sonuç olarak bakıldığından, yağ hacminin azaltılması ile motordaki yakıt tüketiminin NEDC boyunca %0.75, sabit 2000 motor devri ve %33 motor yükü durumunda ise %0.51 iyileştirilmesinin mümkün olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Ayrıca test sonunda, motor yağının yakıt tüketime etkisi için 1D CFD analizi , motor ve araç dyno testlerinden oluşan bir methodda oluşturulmuştur.

THE INVESTIGATION OF THE IMPACT OF OIL VOLUME REDUCTION ON OIL HEAT UP PERFORMANCE AND FUEL CONSUMPTION IN DIESEL ENGINE

SUMMARY

Starting from the beginning of 2000's, the effects of Global Warming and updated CO₂ emission regulations forces the car manufacturer to invest much more money on R&D for the fuel economy. Euro 6 CO₂ emission target is reduced by 27% for the passenger cars and 28% for the commercial vehicles in 2017 and 2020 step by step. In the current situation, the most of the car manufacturers cannot meet new CO₂ targets and they have already kicked off the studies on improving the fuel economy.

In last 15 to 20 years, many developments are already accomplished to improve the engine efficiency, then reducing the fuel consumption. One of the technology developments for that, widely usage of turbocharger in both gasoline and diesel engines, direct injection instead of port fuel injection in gasoline engines and direct injection in diesel engines can be given as an example for the most known technologies on top of improving the engine efficiency by enhanced the combustion efficiency. As an other examples, the special coating technology on the pistons and cylinder liners can be given for improving the engine efficiency and fuel economy by reducing the overall engine friction. The last example would be that the improving the engine cold start-up performance by engine cooling system strategies, which leads to reduce engine heat-up time to reach engine optimum working temperature.

The focus of this thesis is to improve the engine oil heat up performance at the engine cold start up condition, then to accomplish to make the engine oil reach 90-95°C, that is the optimum working temperature of the oil and the engine, as soon as possible. The main reason to focus on the cold start up condition is the oil viscosity change on the lower temperature from 0°C to 50°C is significant and % change is higher than the viscosity change at the higher oil temperatures. That means any oil heat up improvement at the engine cold start, the viscosity reduction is higher which allows to reduced the friction, then to reduce the fuel consumption at the engine warm up period.

At the same working set point and the boundary condition of the engine (ambient temperature, air temperature, the driving cycle etc.), the energy generated by the fuel combustion is constant. The some ratio of the energy released after the combustion is used for the motion energy in the engine, some of that is used to heat up the engine components, engine oil and coolant, and the less of them is rejected to the ambient as loss energy.

The thermal capacity of the engine is higher than the water and to heat up and cool the oil is difficult than doing the same for the water. If the oil mass is reduced, the thermal capacity of the oil is also reduced, then the oil can reach up to 90-95 °C much faster. The real benefit of the faster oil warm up is to reduce oil viscosity at the

cold start up transition period, which leads to reduce the friction and reduce the fuel consumption.

In this thesis, the impact of the reducing the oil volume in the engine on the oil heat up time, overall friction losses in the engine and the fuel consumption are investigated. Many technical papers are written on the topic of improving the engine cold start up performance and some of them mention about reducing the oil volume to reduce oil heat up time. While developing the investigation work flow, the experiences in the literature are also referenced. Initially, the oil heat up performance are calculated in 1D flowmaster analysis with the different level of oil volumes in order to have the initial targets for the oil volume reduction. In 1D flowmaster modal, the oil volume for 1.5L 100 PS diesel engine are reduced from 6.95L by 0.5L steps down to 3.95L then the oil temperature increase on the different oil volumes at NEDC are calculated. With the specific oil temperature heat up rate, we can calculate the viscosity change by Vogel equation, which allows to calculate the friction reduction and impact on the fuel consumption. At the end, it is found that the fuel consumption reduction is higher by 1.0% at the second urban city cycle of NEDC and 0.50% fuel economy can be achieved at overall NEDC by reducing oil volume as 3.0L.

Then, the vehicle dyno emission test are conducted to observe the fuel consumption with the different level of oil volume in the engine. In vehicle emission dyno test, Ford Cmax vehicle with 1.5L 100PS diesel engine is used. 3.8L oil as max, 2.8L oil as mid and 1.8L oil as min are investigated. The oil temperature in the oil sump, in the main oil gallery are measured and the heat up difference are observed. At the end, the oil temperature at min oil volume is 4°C to 5°C higher than the max oil volume test run. The impact of that much hotter oil used at the engine cold start up on the fuel consumption is measured by 1.6%.

In order to understand the oil volume reduction impact on oil heat up performance, FMEP and the fuel consumption, the engine dyno test is done with the different level of oil volume at two different cycles; first is 2000 rpm engine speed and %33 engine load, the second one is NEDC converted to engine dyno by collecting data from the vehicle over NEDC test. In dyno testing, 2.2L 120PS diesel engine is investigated at two different oil volume; 6.7L oil as max oil volume and 4.2L oil as min oil volume. In order to investigate FMEP change on the constant engine rpm and the load, the engine is run at 2000 rpm and %33 load. As a result, c.a 10% FMEP reduction is observed at the min oil volume condition in compare to max oil volume. When looking to the oil heat up rate, the oil at min oil volume is 2°C to 3°C higher than the oil at the max oil volume. The impact on the fuel consumption is around 0.50% at 2000 rpm and %33 load test condition.

At the second phase of engine dyno testing, NEDC test is run at the max and min oil volume condition. As same as flowmaster analysis, engine speed and load data is collected from the vehicle and used in the dyno test. Different from constant engine speed and load test, the oil temperature difference increases during the acceleration period and reduced on the deceleration period and the oil temperature difference is around 0.8°C to 1.5 °C. On the overall NEDC test, 0.75% fuel economy is reached at the end of the test however the main reduction on the fuel economy is observed at the high way period, which is different from what observed in constant engine speed and load test.

At the end of all studies, it is found that %1.6 fuel economy is possible in the diesel engine tested in vehicle emission dyno test. In the engine dyno testing, 0.75% fuel economy is reached at the minimum oil level at NEDC run and 0.50% fuel economy is reached at 2000 rpm and %33 engine load test run. These results support that the oil volume in the engine is critical for the fuel consumption at the engine cold start up period and the main reason is the oil heat up rate is higher at the lower oil volumes, which yields the engine to be run with the lower viscosity of oil, to reduce the friction at the warm up period and require less fuel to run the vehicle. Regarding the test methodology, constant engine speed and load test is appropriate to observe FMEP change and potential reduction on the fuel consumption however running NEDC on the dyno cell is not the best for observing fuel economy benefits.

1. GİRİŞ

80'li yılların sonu ve 90'lı yılların başlarıyla daha hızlı bir şekilde olmak üzere otomotiv sektöründeki Ar-Ge çalışmaları yakıt ekonomisini iyileştirmek üzerine yoğunlaşmaya başlamıştır. Avrupa Birliği Emisyon Regülasyonları ve koydukları zorlayıcı CO₂ emisyon hedefleri de otomotiv şirketlerini yakıt ekonomisini geliştirme yönündeki araştırmalar için daha fazla bütçe ve para harcamalarına sebep olmuştur. Şu anda günümüzde, Avrupa'da ve Türkiye'de Euro 6 emisyon standartlarını uygulamaktadır.

Euro 6 emisyon standartlarına göre, 2015 model ve sonrası üretilen binek otomobiller için CO₂ limiti ortalama 130 g CO₂/km'dir, bu yaklaşık olarak 5.6 L/100 km benzin ve 4.9 L/100 km dizel yakıt tüketimine denk gelmektedir. 2020 yılı ve sonrası için CO₂ emisyonu limiti %27 düşürülerek, Avrupa Birliği tarafından 95 g CO₂ /km olarak belirlenmiştir (URL-1,2015).

Hafif ticari araçlar içinse 2012 yılında belirlenen Euro 6 emisyon standartına göre 180.2 g CO₂/km'dir. Ortamala yakıt tüketimi yaklaşık olarak 7.0 L /100 km dizel yakıtı tekamül etmektedir. 2020 sonrası için CO₂ limiti %18 düşürülerek 147 g CO₂ / km olarak Avrupa Birliği tarafından duyurulmuştur (URL-2, 2015).

Çizelge 1.1, binek otomobiller ve hafif ticari araçlar için mevcut Euro 6 emisyon değerlerini ve 2020 emisyon hedeflerini göstermektedir. Görüldüğü üzere, 2020 emisyon hedefleri, otomotiv şirketlerini 2020 yılında piyasaya sürecekları araçların yakıt ekonomisini geliştirmek için daha fazla efor sarfetmelerini gerektirecektir, şöyle ki her bir gram CO₂/km aşımı için otomobil firmaları 95 Euro ceza ödemek zorunda kalacaktır (URL-3,2015). 2020 yılı emisyon regülasyonunu sağlayamayan otomotiv şirketleri ödeyecekleri ya cezaları araçların fiyatlarına yansıtmaları gerekecek, ki bu durumda otomotiv şirketlerinin satış rakamları düşecek ya da cezaları kendi karlılıklarından düşeceklerdir. Her iki durumda otomotiv firmaları zarar olarak yansıyacaktır.

Çizelge 1.1 : Euro 6 Emisyon Değerleri ve 2020 hedeflerinin karşılaştırılması.

Araç Modeli	Euro 6 Emisyon Değerleri			2020 Emisyon Hedefi		
	CO ₂ Emisyonu [g/km]	Ortalama yakıt tüketimi [L/100 km]		CO ₂ Emisyonu [g/km]	Ortalama yakıt tüketimi [L/100 km]	
		Benzin	Dizel		Benzin	Dizel
Binek	130.0	5.6	4.9	95.0	4.1	3.6
Hafif Ticari	180.2	-	7.0	147.0	-	5.5

Yakıt tüketiminin azaltılması için yapılan geliştirme çalışmalarından bir tanesi de motordaki sürtünme kayıplarının azaltılmasıdır. Şüphesiz ki motordaki sürtünmelerin azaltılması, motorun verimliliğinin artırılmasına, daha az yakıt tüketilmesine ve daha az CO₂ salınımına olanak sağlayacaktır. Motorun normal çalışma sıcaklıklarında, yağ ve soğutma suyu sıcaklığının 90 - 100 °C arasında olduğu aralıkta, motor sürtünmelerinin en az olduğu çalışma koşullarıdır. Motor yağı viskozitesi ile yağ sıcaklığı ile test orantılıdır ve eksponensiyel bir şekilde değişir. Motorun ilk çalışma koşulunda motor yağı sıcaklığı düşük olmasından dolayı yağ viskozitesi, motorun optimum çalışma sıcaklığındaki yağ viskozitesinden daha yüksektir, bu durumda yağ sıcaklığının motorun optimum yağ sıcaklığına gelinceye kadar motordaki sürtünme kayıpları yağın viskozitesinin yüksek olmasından dolayı daha fazla olacaktır. Motor ilk çalışma durumundaki motor sürtünmelerini düşürmek için, piyasada kalın yağ diye bilinen viskozitesi yüksek olan 15W40, 10W40 gibi yağlardan 5W30, 5W40, 0W30, 0W20 gibi soğuk sıcaklıklardaki viskozitesi daha düşük yağlara geçilmiştir. Yukarıda bahsedildiği üzere yağ viskozitesi motor yağının sıcaklığı ile test orantılı olmasından dolayı, her hangi düşük viskoziteli yağ kullanıldığı durumda bile, motor yağ sıcaklığının en kısa sürede optimum çalışma sıcaklığına getirmek, motorun soğuk ilk çalışma durumunda, motorun daha da düşük viskoziteli yağ ile çalışmasından dolayı motordaki sürtünme kayıplarını ve dolayısıyla yakıt tüketimi de azaltacaktır.

Günümüz motor teknolojilerinde motorun soğuk ilk çalışma durumundaki ısınma performansını artırmak için bir çok teknoloji kullanılmaktadır, bunlar genellikle motor soğutma sisteminde uygulanmaktadır. Motor termostatın motor suyu soğukken radyatöre göndermemesi ve aktif motor soğutma sistemi stratejileri buna örnek verilebilir. Yağ sistemi bazında ise motor yağ hacminin azaltarak yağın daha hızlı ısınmasını sağlayarak sürtünme kayıplarını motorun soğuk ilk çalışma durumunda azaltmak mümkündür ve konu bu tezde bu konu üzerinde duralacaktır.

1.1 Tezin Amacı

Motor yağı sıcaklığının daha hızlı bir şekilde artırmak için literatürde bir çok çalışma bulunmaktadır. Bunlara örnek olarak, Andrews ve diğ. (2007)'de yapmış olduğu çalışmada, motorun ilk çalışma anında motor yağ sıcaklığını artırabilmek için motor soğutma suyu ile motor yağı arasında bir ısı değiştirici koyarak ve motor soğutma suyunu baş bir ısı değiştirici yardımıyla egzoz gazı ile ısıtıp, soğutma suyuna egzoz gazından geçen ısı enerjisini motor yağına, motor su ile motor yağı arasındaki ısı değiştiricisinden aktararak motor yağ sıcaklığının artışının yakıt tüketimine etkisini incelemiştir. Sonucunda, motor çalıştığı ilk 7 dakikada süresi boyunca, yakıt tüketiminde orjinal duruma göre; sadece ısı değiştirici kullandığı durumda %4-9, ısı değiştiricisine ek olarak soğutma suyunu egzoz gazı ile ısıttığı durumda ise %12-15 iyileştirme sağlanmıştır.

Aynı çalışmada, karterdeki yağ miktarının azaltılmasının da yağ sıcaklığının ısınma performansını iyileştireceğinden bahsedilmiş fakat literatürde henüz böyle bir çalışma sonucun bulunmamaktadır. Bu sebeple, bu tezin amacı motorun soğuk ilk çalışma durumunda karterde bulunan yağın miktarının, motorun soğuk ilk çalışma durumundaki, motor yağının ısınma performansına, motor sürtünme kayıplarına ve yakıt tüketimine etkisi incelenecektir.

1.2 Literatür Araştırması

Daha önce motorun soğuk ilk çalışma durumunu üzerinde yapılan çalışmalar, araç ve motor üzerinde yapılan çalışmalar olarak ikiye ayrılabilir. Araçta yapılan çalışmalar, NEDC (New European Driving Cycle), Yeni Avrupa Araç Kullanım Çevrimi koşulları, çevrim sonunda tüketilen yakıtın hesaplanmasına dayanmaktadır.

Motor üzerinde koşulan testler ise daha çok motor sürtünmelerini ve FMEP(Friction Mean Effective Pressure), Sürtünme Ortalama Efektif Basınc'ını hesaplayarak yapılmaktadır. Motor soğuk ilk çalışma performansını iyileştirmek için yapılan geliştirmeler daha sonra araç üzerindede yakıt tüketimi ölçülerek, motor sürtünmeleri ve FMEP üzerindeki etkileri incelenerek ya da ikisi birlikte karşılaştırılarak yapılmıştır.

Shayler ve diğ.(2005) yapmış olduğu çalışmada, FMEP'in motordaki sürtünme kayıpları sürtünme kayıp kaynakları olan pistonlar, krank mili ve yatakları, supap mekanizması, yağ pompası, su pompası gibi motor parçalarının katılımının, -20 °C ile 60 °C yağ sıcaklıklarına göre göre dağılımı verilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda tüm yağ sıcaklıklarında motordaki sürtünme kaybına en çok sebep olan pistonlar, sonrasında krank mili ve yatakları olduğu bulunmuştur. Çalışma sonunda çıkarılan modele göre, herhangi bir motorun belirli bir referans anındaki FMEP değeri, (1.1)'de gösterildiği gibi, μ , yağın dinamik viskozitesin referans durumdaki viskozitesine oranının belirli bir üssü olarak hesaplanabilmektedir. “n” katsayısı 0.29 ile 0.35 arasında değerler almaktadır.

$$FMEP = FMEP_{ref} \left(\frac{\mu}{\mu_{ref}} \right)^n \quad (1.1)$$

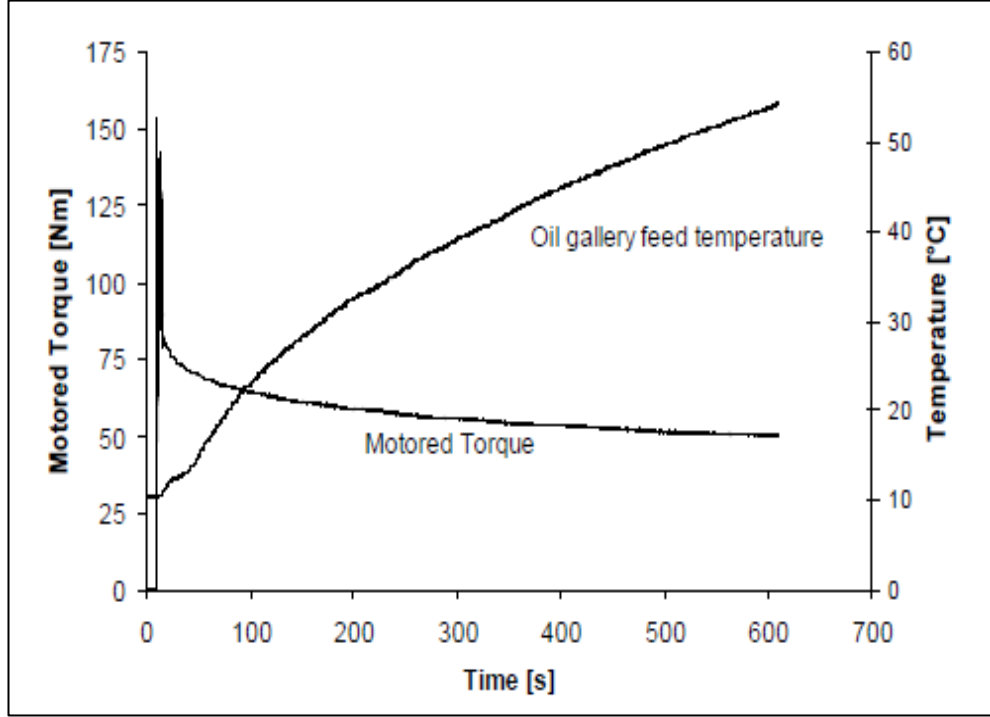
Shayler ve diğ. (2005), FMEP değeri sabit motor hızında yağın viskozitesi ile logaritmik skalada sabit gittiğini göstermiştir.

Shayler ve diğ. (2007), yağ viskozite değişimin motor sürtünme kayıplarına ne derece etkili olduğunu görmek için 2.4L sıralı dört silindirli dizel motordaki sürtünmeleri -20 °C'den 60°C'ye kadar olan değişik sıcaklıklarda incelemiştir. Motordaki sürtünme kayıplarını, motorun maksimum motor devrinden motor rölanti devrine serbest bir şekilde inerken motor dyno torkunu ölçerek, (1.2) no.lu formül yardımı ile motordaki sürtünme kayıplarını (motorun pompalama ve diğer kayıplarını da FMEP'e katarak) hesaplamıştır.

$$FMEP = 4\pi T / V_{motor} \quad (1.2)$$

Shayler ve diğ. (2007)'nin, motorun soğuktan çalıştığı ve sabit 2000 d/d motor devrinde ölçülen motor torkunun ve yağ sıcaklığının değişimi Şekil 1.1'de

gösterilmiştir ve bu grafiğe göre motoru çevirmek için gereken tork, yağ sıcaklığı ile, dolayısıyla yağ viskozite artışı ile düşmektedir.



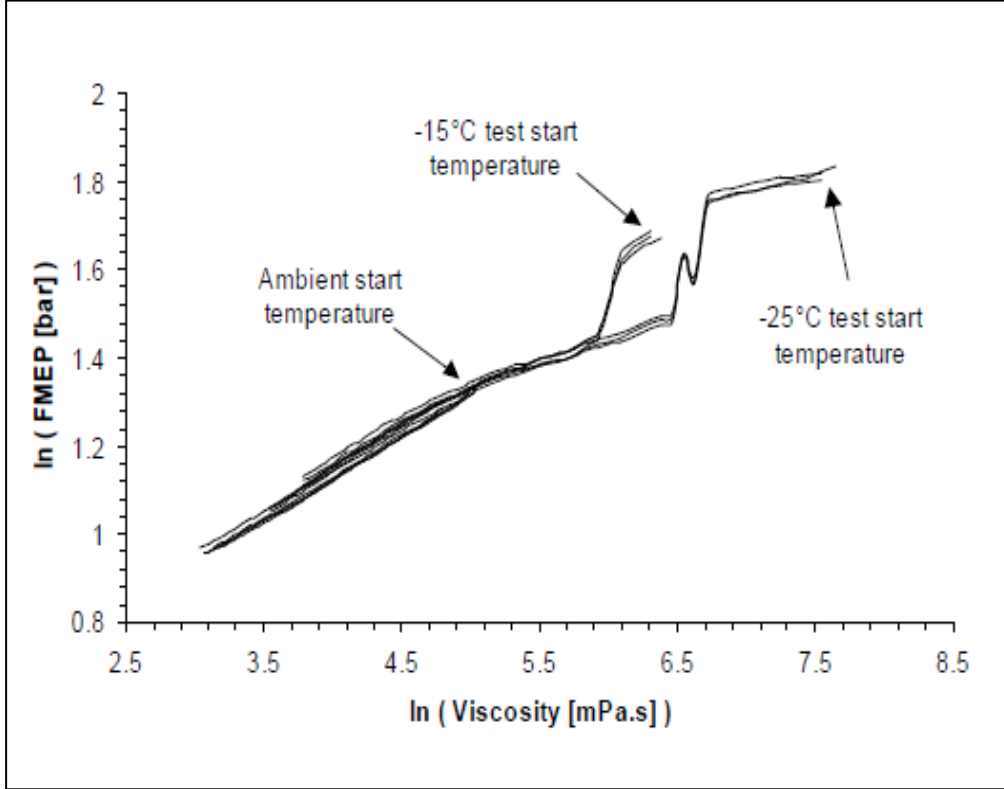
Şekil 1.1 : Motor dyno torkunun yağ sıcaklığı ile değişimi.

Shayler ve diğ. (2007)'nin yaptığı aynı çalışmada, Şekil 1.2'de ise FMEP ile yağ dinamik viskozitesinin farklı test ortamı sıcaklıklarındaki ilk çalışma durumundaki ilişkileri logaritmik skalda gösterilmiştir. Buna göre, 6 mPa.s dinamik viskozite değerine kadar yağ viskozitesi ile FMEP arasında logaritmik skalada lineer bir ilişki olduğu görülmektedir. Yukarıda bahsedildiği gibi FMEP (1.2) formülü yardımıyla hesaplanmıştır, yağ dinamik viskozite değişimi ise Vogel formülü ile bulunmuştur (1.3). η , dinamik viskozite; R , θ_1 ve θ_2 değerleri sabittir ve yağın üç değişik yağ sıcaklığındaki viskozitesi ölçülerek bulunabilir.

$$\eta_{vogel} = R. \exp\left(\frac{\theta_1}{\theta_2 - T}\right) \quad (1.3)$$

Shayler ve diğ. (2007) çalışmasının devamında, 4 farklı yağ ile FMEP ölçümü alınarak, her bir yağ için FMEP'in yağ kinematik viskozite ile değişimleri hesaplanmıştır ve yağların kinematik viskoziteleri, (1.3) Vogel formülü kullanılarak bulunmuştur. Çıkarılan kinematik viskozite eğrilerinin birbirinde farklı olduğu ve aynı FMEP değeri için farklı yağlarda farklı kinematik viskozite değerleri gözlemlenmiştir. Bunun sebebinin de, Vogel formülünün kinematik viskozite

hesaplanmasında her ne kadar yakın sonuçlar verse de, hala geliştirilmesi gerektiği olduğu sonucudur.



Şekil 1.2 : FMEP'in dinamik viskozite ile farklı başlangıç sıcaklıklarındaki ilişkisi.

Daha hassas kinematik viskozite hesaplamaları yapabilmek için, Vogel formülü geliştirilerek efektif kinematik viskozite değeri , η_{eff} çıkarılmıştır (1.4). (1.4a) ve (1.4b) formülleri yeni eklenen katsayıların nasıl hesaplanacağını göstermektedir. η_{css} , Cold Cranking Simulator (CCS) viskozitesini; η_{hts} , High Temperature High Stress (HTHS) viskozitesini göstermektedir. $T_1 = -30\text{ }^\circ\text{C}$ ve $T_2 = 150\text{ }^\circ\text{C}$ 'dir.

$$\eta_{eff} = R \times R_1 \times \exp\left(\frac{\theta_1}{\theta_2 + T} + \theta_2 \times T\right) \quad (1.4)$$

$$\theta_3 = \frac{\ln\left(\frac{\eta_{css}}{\eta_{hts}}\right)}{T_1 - T_2} \quad (1.4a)$$

$$R_1 = \left(\frac{\eta_{css}}{\eta_{vogel}}\right)_{T_1} \exp(-\theta_3 T_1) \quad (1.4b)$$

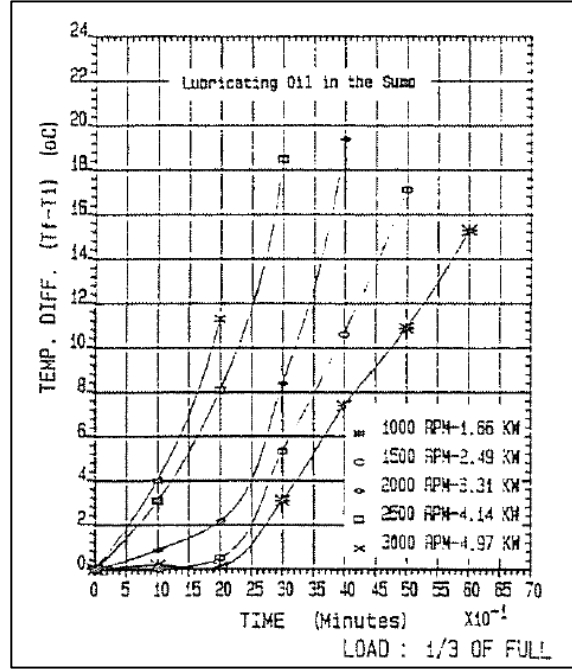
Shayler ve diğ. (1993) yılında yapmış olduğu çalışmada, motorun soğuk ilk çalışma durumundaki ısınma performansını belirleyebilmek için motorun toplam ısı modeli

oluşturularak, 1.1L ve 1.4L benzinli motorlarında oluşturulan bu model doğrulaması yapılmıştır. Çalışma sonucunda yağ ısınma performansı iyileştirilerek, motorun sürtünme kayıplarını motorun soğuk çalışma ilk çalışma durumunda ilk 100 saniye içinde %60', ilk 200 saniyede ise %45 azaltılması mümkündür. Burdan da görüleceği üzere, motorun ve yağın ısınma performansı motorun sürtünme kayıplarının azaltılması, dolayısıyla da yakıt tüketimin de azaltılmasına direk etki etmektedir. Ayrıca, motorun ve yağın ısınma performansına motor devrinin etkisi olmamaktadır; 1.4L benzinli motorda yapılan ölçümlerde yağ sıcaklığında; 1000 motor devrinde 1200 saniye civarında, 1500 motor devrinde 600 saniye civarında, 2000 motor devrinde ise 500 saniye civarında 40°C artış olmaktadır. Günümüz araçlarının daha çok 1500-2500 motor devri civarında çalıştığını göz önünde bulundurursak, motorun soğuk ilk çalışma anında motor devrinin yağ sıcaklığını artırmasına etkisi düşük olduğunu söyleyebiliriz.

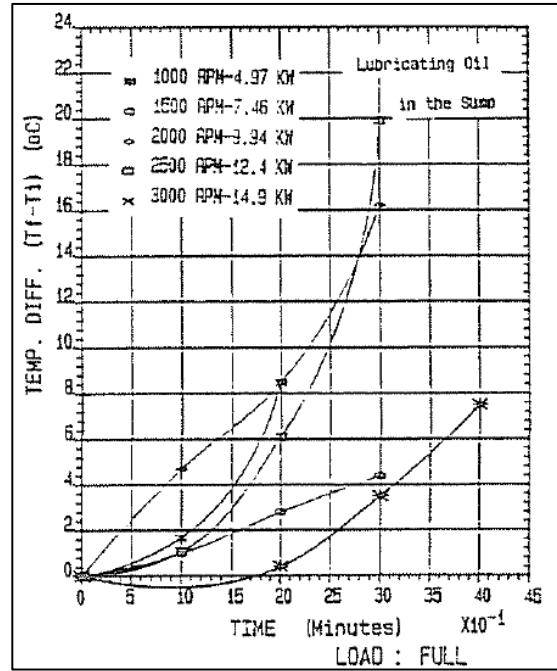
Andrews ve diğ. (1989) gerçek araç kullanım çevrimlerinin mevcut standart araç çevrimlerinden kısa olduğunu, 21 °C ortam sıcaklığında ilk soğuk çalışan bir aracın optimum çalışma sıcaklığındaki yakıt tüketiminin %15'ine ulaşabilmesi için en az 16 km fazladan gitmesi gerektiğinden bahsetmiştir. Fransa'da 6 farklı coğrafik bölgede 35 adet enstrümente edilmiş 7 farklı modelde araçların günlük kullanım durumlarını incelendiği çalışmanın sonucu aşağıda gösterildiği gibidir.

- Araçlar günlük ortalama 6 adet seyahat yapmaktadır.
- 6 adet seyahatin %26'ı 1 km'i geçmemekte ve %52'i 3 km'nin altındadır.
- Araçların %90'ında motor devir sayısı 3000 d/d motor devrini geçmemektedir.
- Araçların sadece %40'ında ortalama seyahat süresince motor soğutma suyu 80 °C'e ulaşmaktadır.
- Seyahatlerin %18'inde araçların motor suyu sıcaklığı 40 °C'in , motor yağı ise 30 °C'in altındadır.
- Seyahatlerin %60'ında motor yağ sıcaklığı 60°C'nin altındadır.
- 35 aracın seyahatlerinde motorun soğuk çalışmasından kaynaklanan ortalama fazla yakıt tüketimi %22 seviyesindedir.

Andrews ve diğ. (1989) motorun kısmi yük ve tam yük durumlarında değişik motor devirlerinde motor yağının ısınma performansını incelemiş ve Şekil 1.3 ve Şekil 1.4'deki sonuçlara ulaşmışlardır. Her iki durumda da motor yağının ısınma zamanı, motor devri arttıkça azalmaktadır. Yani motor yağı yüksek motor devirlerinde daha hızlı bir şekilde ısınmaktadır. Motor yükünün artmasının ise yağ sıcaklığının ısınma performansında motor devri kadar etkisi gözlemlenmektedir.

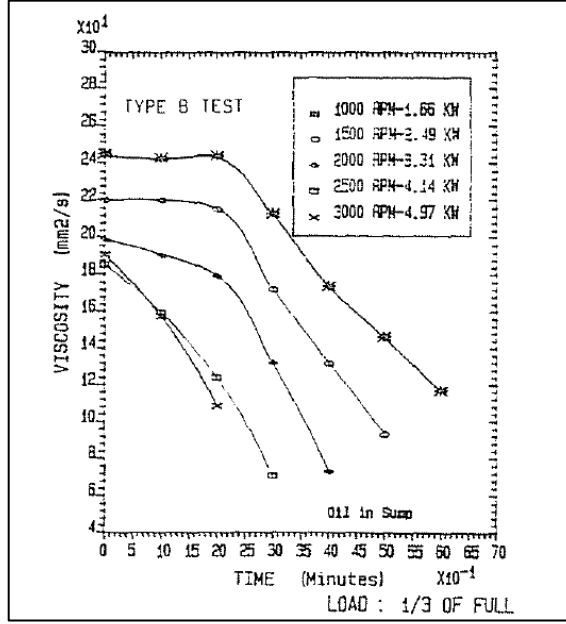


Şekil 1.3 : 1/3 kısmi yük durumunda farklı motor devrinde yağın ısınma durumu.



Şekil 1.4 : Tam yük ve farklı motor devirlerinde motor yağının ısınma performansı.

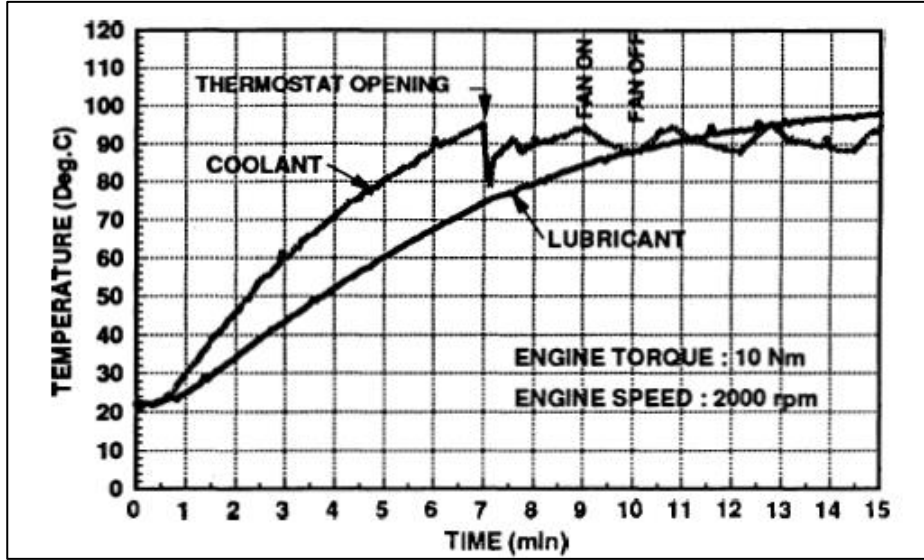
Andrews ve diğ. (1989), Şekil 1.3'deki değişik motor devirlerinde 1/3 motor yükünde ısınma performansı verilen yağın, aynı koşullardaki dinamik viskozite değişimi Şekil 1.5'de verilmiştir. Grafik incelendiğinde, 2000 motor devrine kadar motor yağının sıcaklığında 20. saniyeye kadar herhangi bir değişiklik olmamaktadır, motor 20. saniyeye kadar viskozitesi daha yüksek yağ ile çalışmak zorunda kalmıştır ve bu sebeple daha fazla yakıt tüketimine sebep olmuştur. 2000 motor devri ve üstündeki motor devirlerinde, yağ viskozitesinin düşüşü hemen başlamaktadır.



Şekil 1.5 : Yağ sıcaklıklarına göre yağ viskozitesinin zamana bağlı değişimi.

Trapy ve Damiral (1990), 4 silindirli 1.8L 66 kW'lık Renault benzinli motorunun yağlama sisteminin soğuk ilk çalışma performansının incelendiği çalışmada, yağın farklı motor devri ve motor yüklerinde ısınma performansını Şekil 1.6, Şekil 1.7 ve Şekil 1.8'de göstermiştir. Şekil 1.6'da 2000 motor devri ve 10 Nm motor torkunda, motor soğutma suyu 7 dakika içinde 20 °C'den 90 °C'ye çıkarken, motor yağı 75 °C'ye kadar çıkabilmiştir. Motor yağı ancak motor çalıştıktan 11 dakika sonra 90 °C'ye ulaşmıştır. Şekil 1.7'de ise, motor yağının ısınma performansının 10 Nm yükte, 1000 motor devri ve 3000 motor devrindeki nasıl değiştiği gösterilmiştir. Şekil 1.6'daki 2000 motor devri 10 Nm çalışma durumundaki motor yağının ısınma performansı da göz önüne alındığında, ilk 3 dakika içinde yağ sıcaklığı 1000 motor devrinde 10 °C artarken, 2000 motor devrinde 20°C, 3000 motor devrinde ise 40°C artmaktadır. Motor yağının 80°C'ye ulaşması için geçen zamanlarda baktığımızda, 1000 motor devrinde 15 dakika, 2000 motor devrinde 8 dakika, 3000 motor devrinde

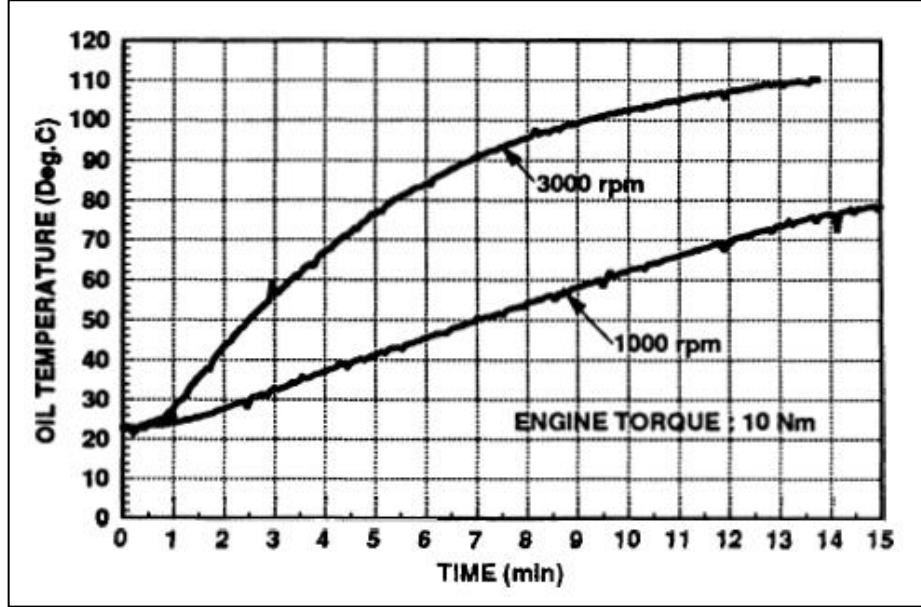
5 dakika sürmektedir. Şekil 1.8’de sabit motor devri fakat farklı motor yükündeki değerler ise; 2000 motor devrinde 10 Nm ve 60 Nm motor yüklerindeki çalışma koşullarında ilk 2.5 dakikada yağ sıcaklıkları arasında bariz bir değişiklik bulunmaktadır. 2.5 dakikadan sonra sıcaklık farkı açılmakta ve bir süre sonra 10 °C aralığında sabit gitmektedir. Motor yağ sıcaklığı 10Nm motor yük ile çalışma durumunda 8 dakikada 80°C’ye ulaşırken, 60 Nm yük durumunda 7 dakikada bu sıcaklık değerine ulaşmaktadır. Sonuç olarak, motor yükünün artmasının motor yağ sıcaklığının ısınma performansı üzerinde az bir etkisi bulunurken, motor devrinin ise motor sıcaklığının artmasından oldukça önemli bir etkisi bulunmaktadır. Bunun sebebinin motordaki sürtünmelerin motor devri arttıkça artması ve sürtünme sonucunda çıkan ısı enerjisi yağa geçerek yağın sıcaklığını artırmasıdır. Trapy ve Damiral (1990), yağa geçen ısıнын %61’nin ana yataklardaki sürtünmeden kaynaklandığı belirtmişlerdir ve ek olarak yağlama sistemin soğuk ilk çalışma performansını iyileştirmek için yapılabilecek değişikliklerin, kurulan model üzerinden data alınarak ne kadar bir iyileştirme verebileceği hesaplanmıştır. Buna göre motordaki yağ miktarını azaltmak motorun ısınma performansını %7-9 civarında iyileştirmektedir.



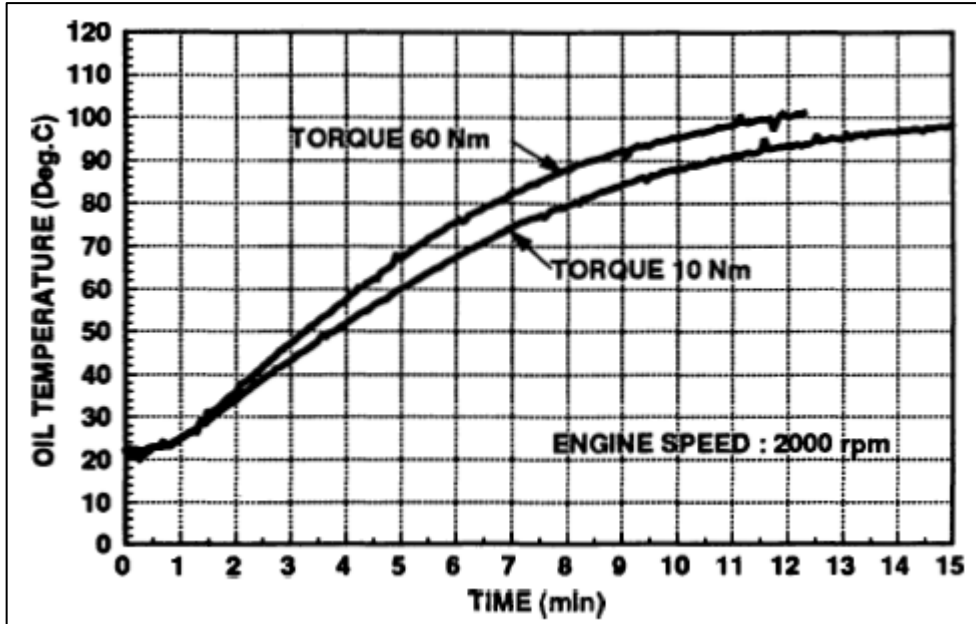
Şekil 1.6 : Yağı ve soğutma suyunun soğuk ilk çalışma durumunda ısınma performansı.

Jarrier ve diğ. (2000) bir dizel motorun ısınma modelini oluşturmuşlardır. Bu çalışmanın sonucu olarak, motor ilk çalıştığında motor yağ sıcaklığı 70 °C olduğu durumda FMEP’teki düşüş; ilk üç dakika içinde %12, ilk altı dakika civarında %5 olmaktadır. Yağ miktarının 5 litreden 1 litreye düşürüldüğü durumda ise; ilk 3

dakikada FMEP %6 oranında düşerken, ilk 3 dakika içinde FMEP %7 oranında düşmektedir. Modelde ilk çalışma sıcaklığı 5 °C'dir. Buradan yine diğer çalışmalarda gördüğümüz gibi, ilk çalışmadaki yağ sıcaklığının FMEP üzerindeki etkisinin ne derece önemli olduğu gözükmemektedir ve yağ miktarı azaltılarak %7 civarında yakıt ekonomisi iyileştirmesi sağlanabilme olanağı vardır.



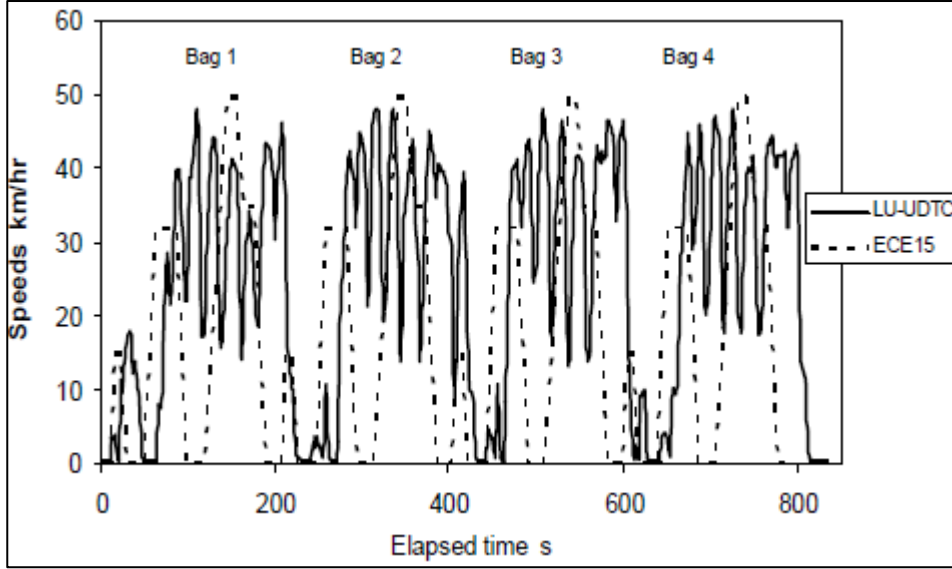
Şekil 1.7 : Yağın ve soğutma suyunun sabit tork ve farklı motor devrinde ısınması.



Şekil 1.8 : Sabit motor devri ve farklı motor yüklerindeki yağın ısınma performansı.

Andrews ve diğ. (2004) hava sıcaklığının emisyonlar ve motorun ısınma performansını Euro-I, Euro-II, Euro-III ve Euro-IV benzinli araçlarda incelemiştir.

Araç sürüş çevrimi olarak, Leeds/İngiltere’de Leed Üniversitesi ile belirledikleri ve ismini LU-UDTC (Leed University Urban Driving Test Cycle) koydukları rota boyunca aracın gerçek durumda ısınma performansını gözlemlemişlerdir. Şekil 1.9 bu çalışmada kullanılan sürüş rotasını göstermektedir.

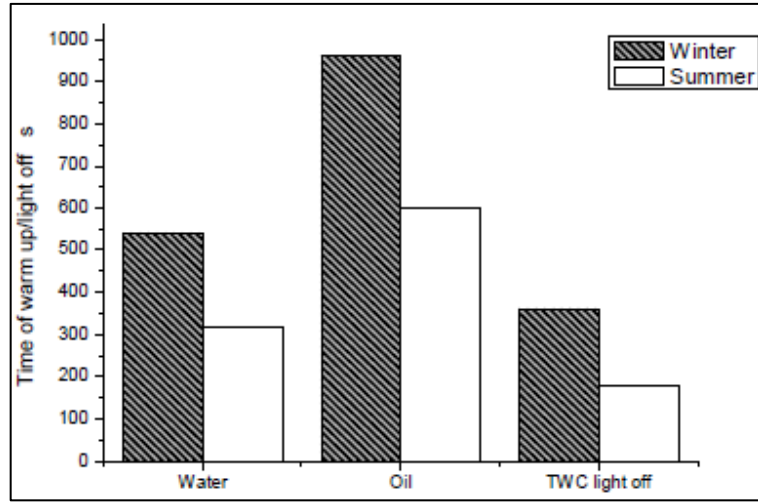


Şekil 1.9 : LU-UDTC test çevrimi.

Andrews ve diğ. (2004), Şekil 1.10’da kışın -2°C ’de, yazın 31.5°C ’de yapılan test sürüşlerindeki motorun optimum çalışma sıcaklığına gelene kadar geçtiği süreleri göstermektedir. Optimum çalışma koşulu motor termostatının açıldığı ve motor suyunun motor çıkış sıcaklığının 88°C ’ye geldiği durum olarak belirlenmiştir. Aracın akşamdan sabaha bırakıldığını ve tüm motorun ortam sıcaklığına ulaştığını varsayabiliriz. Bu durumda Şekil 1.10’daki değerler motor yağının ortam sıcaklığından 80°C ’ye ne kadar sürede çıktıklarını da göstermektedir. Açıkça görülmektedir ki, motor yağı ısınma performansı motor soğutma suyuna göre her iki durumda da en kötü olandır. Kışın motor yağının -2°C ’den 80°C ’ye çıkması 950 saniye, yaklaşık 16 dakika sürmektedir. Yağın ısınma hızı 0.08°C/s olmaktadır. Yaz durumunda ise, yağ 31.5°C ’den 80°C ’ye 600 saniye de çıkmaktadır, yağın ısınma hızı yaz durumunda 0.8°C/s olmaktadır. Buradan motor yağının yaz durumunda, kış durumundan 10 kat daha hızlı ısındığı söylenebilir.

Andrews ve diğ. (2004), Şekil 1.11 ve Şekil 1.12 sırayla kışın ve yazın araç kullanım koşullarındaki tüm LU-UDTC boyunca , yağ sıcaklığını hem karter tapasından yağ karterinin dipinden hem de yağ seviye ölçme çubuğunun yağın temas ettiği yağ seviyesinin en üstünden ölçülmüş değerleri ve ayrıca motor soğutma suyunun

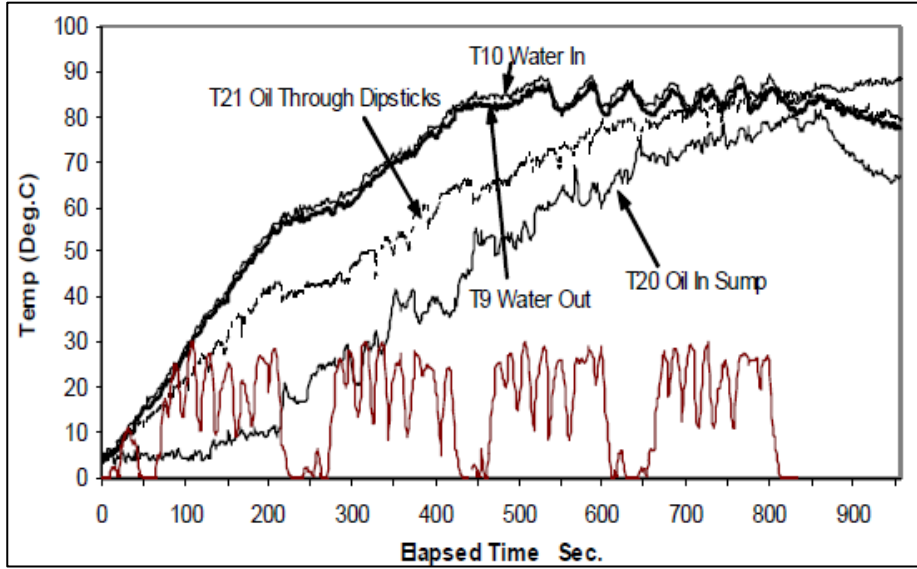
motora giriş ve çıkış sıcaklıklarını göstermektedir. Her iki mevsim koşulu içinde karterdeki yağın üst yüzeyinde yağ sıcaklığı motorun çalışması ile artmaktadır. Bunun sebebi motordan dönen sıcak yağın karterdeki yağın en üst yüzeyine dökülmesidir. Yağın ısı iletiminin düşük olması sebebiyle karterin dibindeki yağ kütlesinin ısınması daha geç olmaktadır. Yağ emme borusu girişinin her zaman karterin dibine en yakın noktaya konumlandırıldığı düşünüldüğünde, motora belirli bir süreye kadar daha soğuk motor yağı gönderilmekte, sıcak yağın düşük viskozitesinden yararlanılamamaktadır.



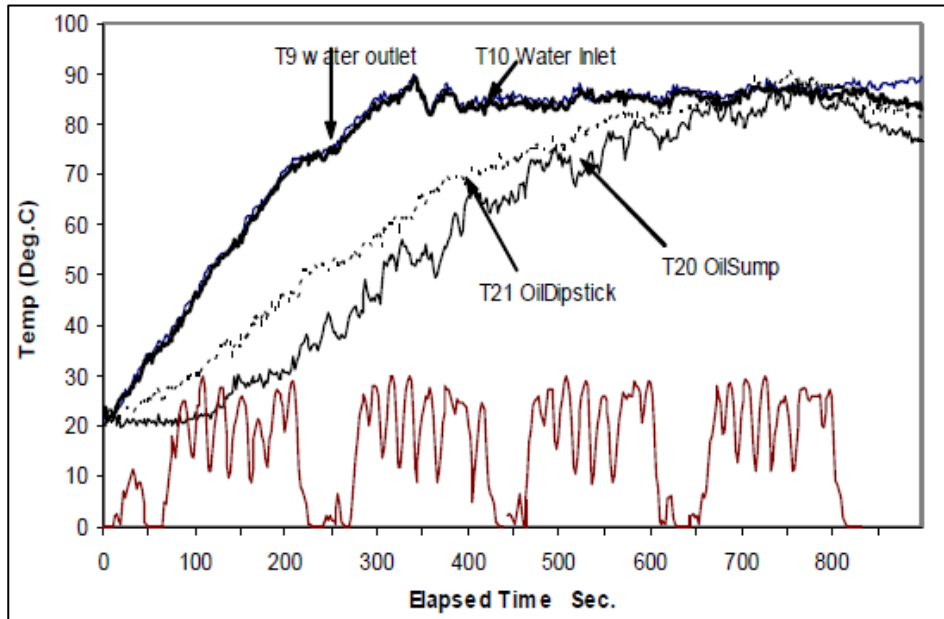
Şekil 1.10 : Soğutma suyunun ve yağın kış durumunda ısınma süreleri.

Kış durumunda, ancak 220 saniye civarında karterdeki tüm yağ ısınmaya başlarken, yaz durumunda 150 saniye sonrasında karterdeki tüm yağ ısınmaya başlamaktadır. Kış durumunda, karterdeki tüm yağ ancak ilk çevrimin sonunda artmaya başlamaktadır, bu da yaklaşık 2 km'lik bir mesafe yapmaktadır. Özetle, evinden işine sabahları 2 km yol yaparak giden biri, motora her zaman daha soğuk yağ gönderecektir. Kışın üst yüzeydeki yağın sıcaklığı 20°C ile 30 °C daha sıcak olarak ölçülmüştür ve yağın üst yüzeyindeki sıcaklık 700 saniye sonunda 80 °C'ye ulaşırken, karterin dibindeki yağ sıcaklık tüm çevrimin sonunda 80 °C'ye ulaşamamaktadır. Yaz durumunda ise yağın en üst yüzeyi ile en altındaki sıcaklık farkı 8 ile 12 °C arasında değişmektedir ve üst yüzeydeki yağ 550 saniye sonunda, dipteki yağ ise 700 saniye sonundan 80 °C'ye ulaşmaktadır. Burdan iki sonuç çıkarılabilir:

- i. Motor dizaynından kaynaklı olarak yağın karterin en alt noktasından çekilmesinden dolayı motora , motordan ısınarak dönen sıcak yağ gönderilememektedir.
- ii. Motordan dönen sıcak yağın direk olarak tekrar motora dönderilmesinin sağlanması motorun soğuk ilk çalışma performansını iyileştirerek, motor sürtünmelerin azaltmasını ve dolayısıyla yakıt ekonomisini iyileştirilmesini sağlayacaktır.



Şekil 1.11 : Kış durumunda motor yağının ve suyunun ısınma performansı.

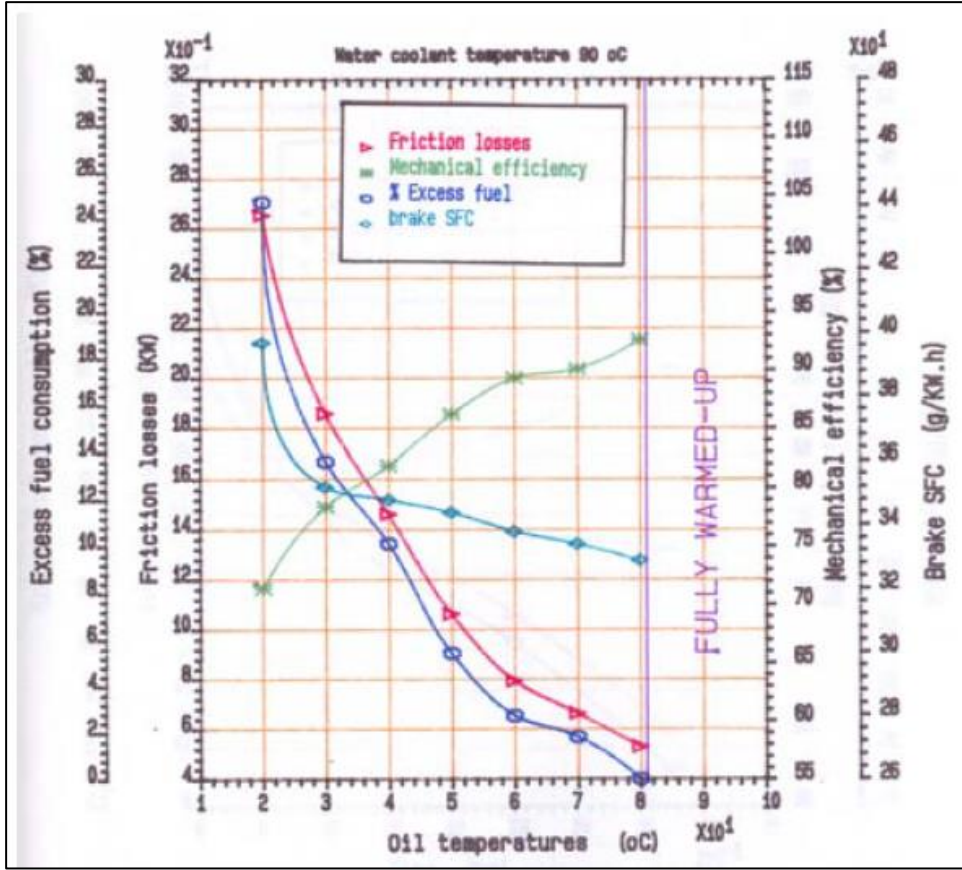


Şekil 1.12 : Yaz durumunda motor yağının ve suyunun ısınma performansı.

Kunze ve diğ. (2006), motor yağı, motor soğutma suyu, şanzıman yağı ve arka aks yağının ilk çalışma performansının yakıt ekonomisine etkisini incelemiştir. 25 °C’de soğuk ilk çalışma durumu referans alınarak, 90 °C’de sıcak ilk çalışma durumunda yakıt tüketimi NEDC çevrimi sonunda %10 kadar düşürüleceğini belirtmiştir. Motor, şanzıman ve aksın yakıt tüketimini azaltılmasındaki etkilerini bakıldığında, sadece motor 90°C’de sıcak ilk çalışma koşulundan başladığı durumda yakıt ekonomisine etkisi %4 seviyelerinde olmaktadır. Motor yağı, soğutma suyu, şanzıman yağı ve arka aks yağına 2 MJ’lük bir enerjinin NEDC’deki 120 saniye boyunca, %25,50,75,100 oranlarında bu komponentlere dağıtılarak her bir kombinasyonun yakıt ekonomisine etkisi incelenmiş ve sonuç olarak, en etkili sonucun 2.2’lik bir yakıt ekonomisi iyileştirmesi ile 2MJ’lük enerjinin %75 şanzıman yağına %25 arka aks yağına verildiği durumda olduğu bulunmuştur. Tüm enerjinin motor yağına verildiği durumda ise, %1.6 civarından yakıt ekonomisinde iyileşme sağlanmaktadır.

Andrews ve diğ. (2007)’nin yapmış olduğu çalışmada, motor yağının soğuk ilk çalışma koşulunda ısınma performansının artırılmasının yakıt tüketimine olan etkisini, motor soğutma suyunundan motor yağına ısı geçisi sağlanması durumunu incelemiştir. Soğutma suyu ile yağ arasında ısı değiştirici yardımıyla 6 dakika sonunda yağ sıcaklığı 4 °C, soğutma suyunu egzoz gazı yardımıyla ısıtıldığı durumda ise 10 °C’lik yağ sıcaklığı artışı sağlamıştır. Bunun yakıt tüketimine etkisi sırasıyla %6 ve %14’tür. NEDC koşan bir aracın motor yağının ısınma performansı en kötü 0 – 200 saniye arasında gerçekleşmektedir ve bu süre boyunca motordaki sürtünme kayıpları en yüksek düzeydedir.

1.1L Ford Valencia benzinli motorunda yapılan testte, 6.6 kW sabit güç ve 2000 rpm motor devrinde, motor soğutma suyunun 90°C’de sabit olduğu durumda, değişik yağ sıcaklıklarındaki 15W-50 tipteki motor yağının soğuk ilk çalışma durumunda, yağ sıcaklığının 80°C olduğu durumdaki yakıt tüketimine göre her bir yağ sıcaklığındaki “aşırı” yakıt tüketimini hesaplamıştır. Andrews ve diğ. (2007), Şekil 1.13’e göre 20°C yağ sıcaklığında aşırı yakıt tüketimi %24 iken, 30°C’de %17’ye düşmektedir. Bu durumdan kış mevsiminde yaz mevsimine göre %7’lik aşırı yakıt tüketimi olacağı söylenebilir. Ayrıca, Şekil 1.13’den motor verimindeki artış sebebiyle motorun daha uzun ömürlü olacağı ve sürtünme kayıplarındaki düşüşten dolayı aşınmaların daha az olacağını söyleyebiliriz.

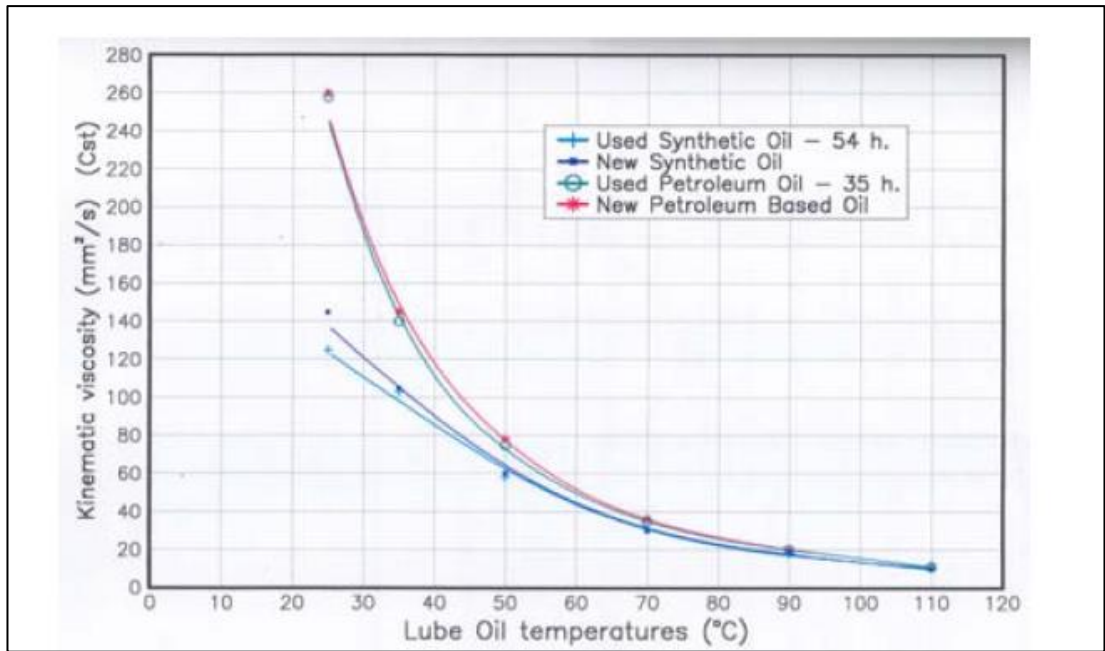


Şekil 1.13 : Yağ sıcaklığı, verimliliği, sürtünme kayıpları ve fazla yakıt tüketimi.

Andrews ve diğ. (2007), 20°C’den 30°C’deki aşırı yakıt tüketimindeki keskin düşüşü, Şekil 1.14’deki sentetik olmayan ve sentetik olan 15W-40 yağının sıcaklık viskozite değişimi grafiğindeki 20°C’den 30°C’ye olan kinematik viskozitesindeki düşüşten keskin düşüş açıklayabilir. Sentetik yağın, normal baz yağa göre soğuk sıcaklıklarda daha düşük kinematik viskoziteye sahip olduğu grafikten görülebilir. En çarpıcı bulgu ise, hem baz yağın hem de sentetik yağın 20°C ile 30°C’deki viskozite değişiklikleri daha yüksek sıcaklıklara göre daha fazla olmaktadır, örneğin 20°C’den 30°C’ye yağ sıcaklığının artışında, yağ kinematik viskozitesi %46’lık bir düşüş yaşarken; 30°C’den 40°C’ye %35’lik bir düşüş gözlenmektedir. Bundan çıkarılacak sonuç, düşük sıcaklıklarda yağ kinematik viskozitesindeki düşüş, yüksek sıcaklıklara göre daha yüksek olmaktadır. Burdan da anlaşılacağı üzere, soğuk ilk çalışma durumunda yağ sıcaklığındaki iyileştirmeler motorun sürtünme kayıplarını düşürülmesi ve yakıt ekonomisi elde edilebilmesi için büyük önem taşımaktadır ve burada büyük bir geliştirme fırsatı bulunmaktadır.

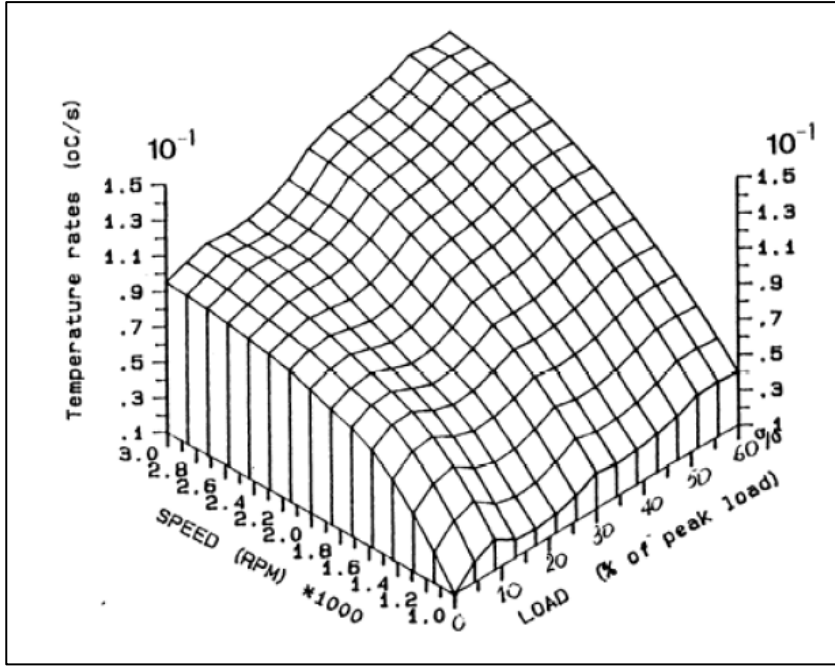
Andrews ve diğ. (2007), 1.1L benzinli Ford Valencia motorunda, 6.6 kW 2000 rpm sabit motor devrindeki ölçümlerde motor suyunun ısınma hızı 0.36°C/s olurken ,

motor yağının ısınma hızı 0.01°C ile 0.15°C değişmektedir. Şekil 1.15'deki grafik motor yağının ısınma hızının, motor devri ve yüküne göre değişimi göstermektedir. Özellikle düşük motor devri ve motor yüklerinde, bu kullanım koşulunda günümüzdeki şehirçi kullanımını simule etmektedir, motor yağının ısınma hızı 0.03°C/s ile 0.05°C/s arasında olmaktadır. Bu durumda motor yağının optimum motor çalışma durumu olan 90°C 'ye ulaşması 30 ile 50 dakikalık bir süre alacaktır, bu süre boyunca optimum duruma göre daha fazla yakıt tüketecektir. Optimum sıcaklığa ulaşma süresi ne kadar düşürülürse, aşırı yakıt tüketiminin o ölçüde azaltılacaktır.

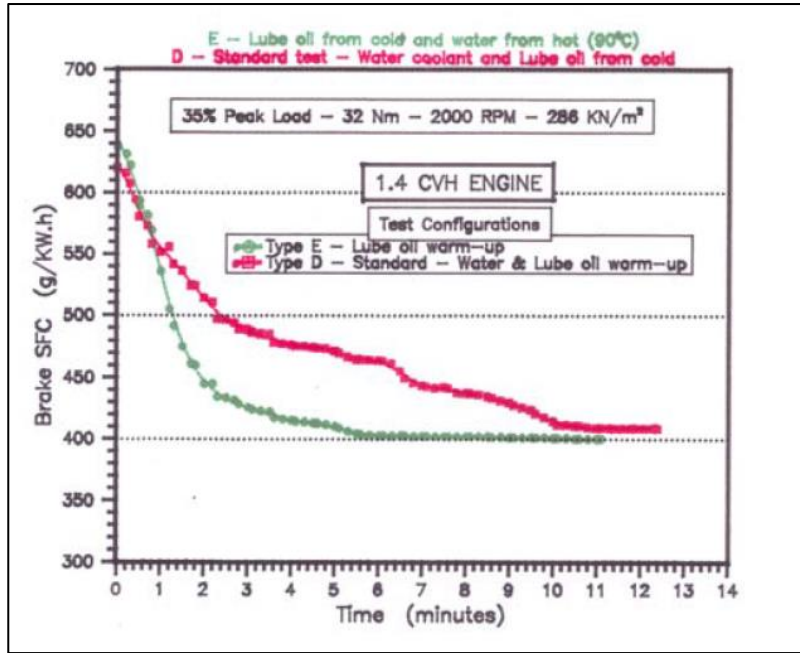


Şekil 1.14 : 15W-40 mineral ve sentetik yağ sıcaklığa bağlı viskozite değişimi.

Andrews ve diğ (2007) yaptığı çalışmada, 1.4 Ford CVH motorunda iki farklı tipte test yapmışlardır. Test D (Type D)'de motor suyu ve yağı soğuk olarak, Test E (Type E)'de ise sadece motor yağı soğuk olduğu durumda yakıt tüketimi ölçmüşlerdir. Test E yapılırken önce motor optimum çalışma sıcaklığına getirilmiş, daha sonra motordaki sıcak yağ alınarak yerine soğuk motor yağı konulmuştur. Bu iki durumdaki yakıt tüketimi değerleri Şekil 1.16'da gösterilmiştir. İki eğri arasında kalan alan sadece motor yağını ısıtmak için gerekli olan yakıt miktarını göstermektedir. Şekil 1.17 bunun cevabını vermektedir, Şekil 1.17'de aynı testte motor yağının viskozitesinin geçen süre boyunca nasıl değiştiğini göstermektedir ve Şekil 1.16'daki yakıt tüketimindeki düşüş ile yağ viskozitesindeki düşüşün trendleri aynıdır.



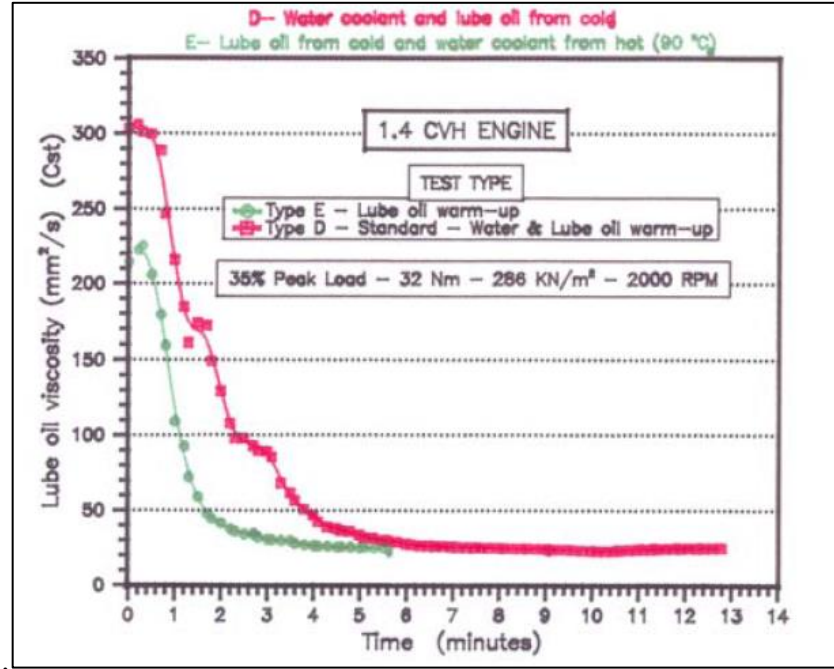
Şekil 1.15 : 1.1L Ford benzinli motor yağının motor devri ve yüke göre ısınma hızı.



Şekil 1.16 : Test E ve Test D koşullundaki spesifik yakıt tüketim değerleri.

Andres ve diğ. (2007) motor yağının ısınma performansını iyileştirmek 1.4L Ford CVH motorunda Test T (Type T) ve Test M (Type M) olmak üzere ek olarak iki adet test yapmıştır. Her iki test içinde %35 motor yükü, 32 Nm tork ve 2000 rpm motor devrinde yapılmıştır. Test T’de sadece motor suyu ve motor yağı arasında ısı geçişini sağlayacak eşanjör eklenerek motor yağının daha hızlı bir şekilde ısınması amaçlanmıştır, Test M’de ise konulan ısı eşanjörüne ek olarak motor suyunu ısıtmak

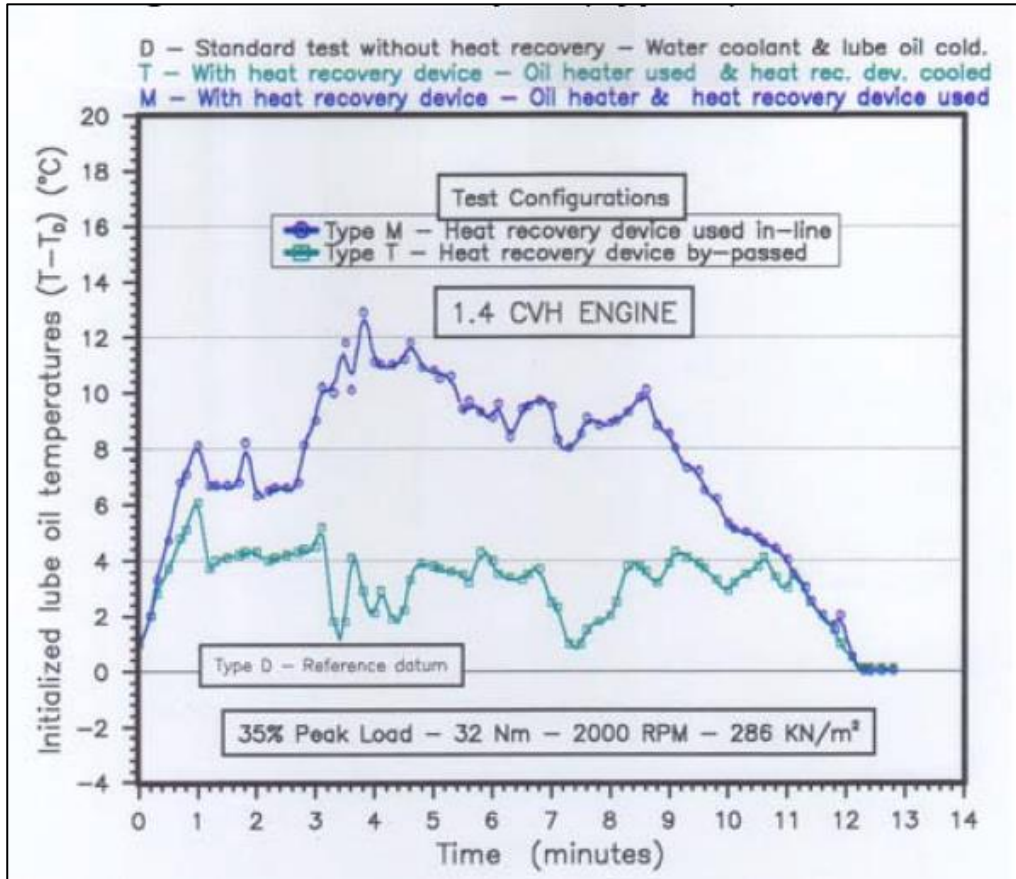
için egzoz gazı kullanılmış, egzoz gazı bir başka eşanjörden geçirilerek motor suyunun daha hızlı ısıtılması sağlanmıştır, egzoz gazındaki artık ısı da iki eşanjör yardımıyla motor yağının daha hızlı ısıtmak için kullanmıştır.



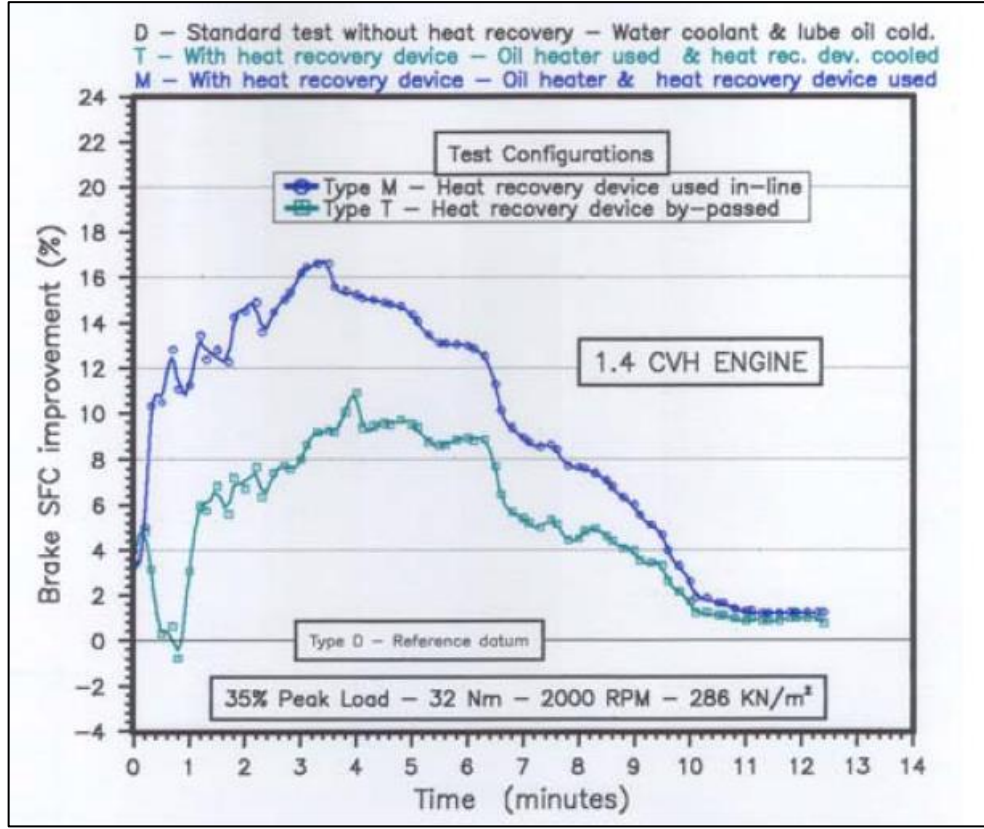
Şekil 1.17: Test E ve Test D koşulundaki yağın viskozite değişimi.

Şekil 1.18 motor yağı sıcaklığının standart duruma göre, yani herhangi bir geliştirme yapılmamış motordaki durumuna göre ne derece arttığı zamana bağlı olarak gösterilmiştir. Test M koşulunda yağ sıcaklığı ilk 1 dakika da 6 °C artmaktadır, Test T’de 8°C artış gerçekleşmektedir. 1. dakika sonrası ve 3. dakikaya kadar yağ artışları bu değerlerde sabit kalmaktadır. 3. dakika sonrasında ise Test M koşulunda yağ sıcaklık artışın dalgalanma görülürken, Test T’de ise sıcaklık artışı artmakta ve 12 °C’ye kadar ulaşmaktadır. 12 dakika sonunda ise referans durum ve her iki test koşulu içinde motor yağı sıcaklıkları eşit olmaktadır. Şekil 1.19’da ise, bu iki test koşulundaki spesifik yakıt tüketimindeki iyileştirme gösterilmiştir. Sadece motor suyu ile motor yağı arasında ısı eşanjörü konulduğu durumda ilk 6 dakika içindeki tüketimi iyileştirmesi %4-9 civarında olurken, egzoz gazı ile motor suyu arasında da ısı eşanjörü olduğu durumda ise ilk 7 dakika içindeki yakıt ekonomisi iyileştirmesi %12-15 olarak ölçülmektedir. Sonuç olarak bu iki testte göstermiştir ki, motor yağının, motor soğuk ilk çalışma durumunda, motor yağının daha hızlı ısınması motorun yakıt tüketiminde %15’lere varan azalma sağlanabilecektir.

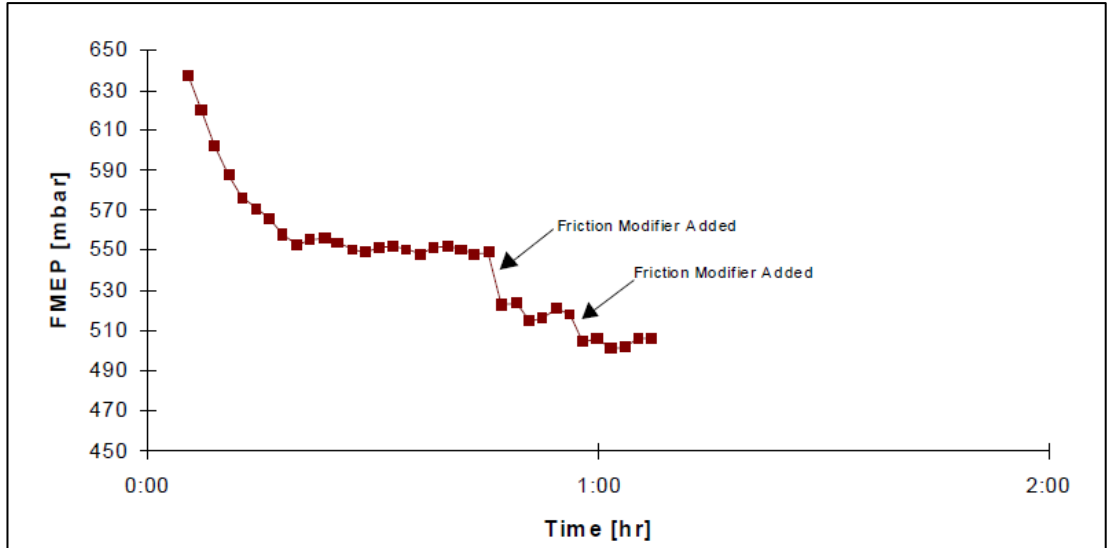
Noorman ve diğ. (2000) motordaki sürtünmeleri hem rig testlerinde hem de motor üzerinde ölçmüşlerdir. Silindirlerdeki sürtünme kayıplarının tüm motor devirlerinde motordaki tüm sürtünmenin %40'ı civarında olduğunu bulmuşlardır. Şekil 1.20 çalışılan motordaki FMEP motorun soğukta ilk çalıştırma 1500 rmp motor devri ve 1/6 sabit motor yükündeki durumunda, FMEP'deki değişimi göstermektedir. Motor ısınmaya başladığı andan itibaren FMEP düşmekte ve bu motorun ilk 10-15 dakikalık çalışma zaman aralığında olmaktadır, grafikte ayrıca motor yağına katkı olarak sürtünme azaltıcı eklendiği durumda motorundaki FMEP değişimi de görülmektedir, burdan çıkarılacak sonuç FMEP'in azalmasının yağın viskozitesi ile alakalı olduğudur.



Şekil 1.18 : Test M ve Test T durumunda yağ sıcaklığının referans duruma göre farkı.



Şekil 1.19 : Test M ve Test T koşulunda yakıt tüketimindenin % olarak iyileşmesi.



Şekil 1.20 : FMEP'in soğuk ilk çalışma durumundaki zamana bağlı değişimi.

2. MOTOR YAĞLAMA SİSTEMİ

Bu bölümde motor yağlama sistemi görevi ve basitçe hangi parçalardan oluştuğu anlatılacaktır.

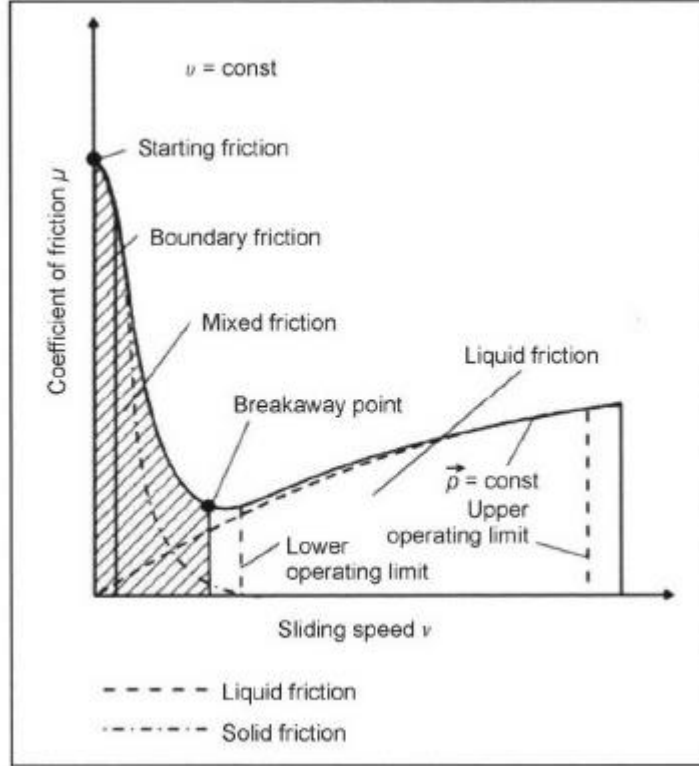
Motor yağlama sistemin ana görevi birbiri ile mekanik olarak temas halinde olan parçaların arasında bir yağ filmi oluşturarak parçaların birbiri üzerinden sürtünmeleri azaltarak parçaların ömrünü uzatmaktır. Bunun yanında, yağlama sisteminin motor parçalarını soğutulmasını, temizlenmesini, parçaların arasındaki titreşimleri sönümleme, bazı sistemler için hidrolik basınç sağlama gibi görevleride vardır.

Birbiriyle temas halinde olan motor parçaların arasındaki sürtünme koşullarını Şekil 2.1'deki Stribeck eğrisi göstermektedir. (Basshuysan ve Schafer, 2002, p.289). İngilizcesi “Boundary friction” olan sınır sürtünme durumunda birbirine temas eden iki yüzey arasında yağ filmi vardır fakat yeterli seviyede olmadığı için yüzeyler arasında fiziksel temas halen mevcuttur ve aşınma gerçekleşir. İkinci durum olan “Mixed friction”, karışık sürtünme durumunda ise yağ filmi oluşumu sınır sürtünme koşulundan iyi seviyededir fakat iki yüzey arasında halen bazı noktalarda temas mevcuttur. “Liquid friction”, akışkan sürtünme durumunda ise yüzeyler arasında yağ filmi oluşmuştur ve iki yüzey arasında fiziksel temas artık yoktur. Bu durumda ancak yağlayıcı ile metal yüzeyler arasındaki sürtünmeden bahsedilebilir. İstenen durum parçaların karışık ya da akışkan sürtünme durumunda çalışması ve aşınmayı en aza indirerek parçaların ömrünün uzatılmasıdır.

Motor yağlama sisteminin ana görevi, Stricbeck eğrisinde gösterildiği gibi temas ederek çalışan parçaların arasında sürtünmeleri karışık ve akışkan sürtünme arasında tutabilmek için gerekli yağ debisini ve basıncı sağlamaktır.

Motor yağlama sistemi basit olarak yağın tutulduğu yağ karterinden, karterdeki yağı pompaya gönderilmesini sağlayan yağ emiş borusundan, yağı motora basan yağ pompasından, yağın optimum çalışma sıcaklığında tutmak için yağ soğutucusundan, yağdaki metal partikül ve diğer kirli parçaları filtrelemek için yağ filtresinden, pistonları yağlamak ve soğutmak için yağı pistonlara fişkırttan piston soğutma

jetlerinden, yağı turboşarj üniteleri, vakum pompası gibi yağlama ihtiyacı olan diğer motor parçalarına göndermek için yağ borularında oluşur.



Şekil 2.1 : Stribeck eğrisi.

Genel olarak yağlama sistemi dizaynı; yağ pompası karterden aldığı yağı önce yağ soğutucuya ve daha sonra yağ filtersine gönderir. Soğuyan ve temizlenen yağ, motorun ana yağ galerisine basılır. Motorun yağ ana gelirisinden krank yataklarına, piston soğutma jetlerine, motor kafa bloğuna ve yağ borularına açılan yollar bulunur. Parçalara gönderilen yağ basınçsız bir şekilde motordaki dönüş gallerinden ve geri dönüş borularından yağ karterine geri döner. Kartere dönen yağ motora gönderilen yağdan daha sıcak ve kirlidir.

Motora konulacak yağ hacmi aracın yağ değişim aralığına göre belirlenir, yağ değişim aralığı otomotiv şirketlerinin piyasada rekabetçi olabilmesi için diğer otomotiv şirketlerine göre belirlenir. Binek araçlarda yağ değişim aralıkları 20,000 km arasında değişirken, hafif ticari araçlarda 30,000 km civarında, ticari araçlarda 60,000 km civarındadır. Kamyonlarda ise servis aralıkları 80,000 ila 120,000 arasındadır. Yağ hacmi belirlenir yağın belirlenen yağ değişim aralığına kadar yağlama görevini yerine getirmesi hedeflenir. Yağın içinde kurum miktarı, yakıt miktarı ve kalitesi yağın kimyasal olarak bozulmasını etkiler, bunu yanında silindir

içine girerek yanarak tüketilen yağ da hesaba katılmalıdır. Bunun yanında karterdeki yağın aracın ivmelenme, frenleme ve viraj alma durumunda yağ kütlesinin maruz kaldığı ivme sonucu karterin içinde yağ seviyesi değişiklik gösterir. Kritik nokta, izin verilen minimum yağ hacminde motora sürekli olarak yağ sağlanmasıdır ve yağ emiş borusunun sürekli yağ içinde kalmasıdır. Aksi takdir, yağ emiş borusunda hava çekilerek yağın içinde hava baloncukları oluşur, yağ pompasında yağ basıncıyla birlikte bu hava kabarcıkları patlar ve pompanın rotorlarında kavitasyona sebebiyet verir, aynı durum motor krank yatağında içinde geçerlidir. Karter ve yağ emiş borusu dizayn edilirken yukarıda bahsedilen durum ilk olarak dikkate alınır. Özetle, motora konan yağ hacminin bir kısmı yağ tüketimi ve yağın bozulmasını göz önüne alınarak yağ değişim aralığını sağlamak için ve diğer bir kısmı ise motorun fonksiyonel olarak çalışabilmesi için minimum yağ göndermek içindir. rnek vermek gerekirse, motora yağ hacmi 5L yağ olarak belirlemişse, fonksiyonel olarak motorun 1.5L -2L yağa ihtiyaı vardır. Geri kalan 3L – 3.5L sadece motorun servis aralığını sağlamak için gereklidir.

Tezin konusu olan yağ hacminin yakıt tüketime etkisi penceresinden bakarsak, motora ilk çalışma durumunda sadece fonksiyonel olarak olan yağ hacmi gönderilirse motor yağının daha hızlı ısınması sağlanabilir.

3. MOTORDA YANMA SONUCU ÇIKAN ISININ ENERJİSİN DAĞILIMI ve 1D (FLOWMASTER) ANALİZ SONUÇLARI

Motordaki yakıtın yanması sonucu ortaya çıkan enerjinin belirli bir kısmı motorda güç olarak dönüşür, diğer kısımları ise motor parçalarının, motor soğutma suyunun, motor yağının ısınmasına ve atık ısı ise egzoz gazı ile dışarı atılır. (3.1) formülü birim gram yakıtın yanması sonucu çıkan ısı enerjisini vermektedir. $E_{yakıt}$, yakıtın yanma sonucu çıkan enerjiyi, $\dot{m}_{yakıt}$ yakıt kütleli debisini, Q_{LHV} yakıtın en düşük yanma değerini göstermektedir.

$$E_{yakıt} = \dot{m}_{yakıt} \cdot Q_{LHV} \quad (3.1)$$

(3.2) formülünde ise yanma sonucu ortaya çıkan ısının dağılımı göstermektedir. Q_{su} motor soğutma suyuna geçen ısı enerjisini, $Q_{yağ}$ motor yağına geçen ısı enerjisini, Q_{iletim} ise ısı yayılımı ile motordan çevreye geçen ısı enerjisini, H_e egzoz gazının entalpisini, P_b motordan alınan gücü göstermektedir.

$$\dot{m}_{fuel} \cdot Q_{LHV} = Q_{su} + Q_{yağ} + Q_{iletim} + H_e + P_b \quad (3.2)$$

Q_{su} , motora giren ve çıkan soğutma suyunun sıcaklıklarının ölçülmesi ile (3.3) ve (3.3a) formülleri kullanılarak hesaplanabilir. $\dot{m}_{su}$; soğutma suyunun kütleli debisi, C_p soğutma suyunun özgül ısısı, $T_{çıkış}$ ve $T_{giriş}$ ise de soğutma suyunun motora giriş ve çıkış sıcaklıklarını göstermektedir. ρ_{su} soğutma suyunu yoğunluğunu, q_{su} soğutma suyun hacimsel debisini göstermektedir.

$$Q_{su} = \dot{m}_{su} \cdot C_{p_{su}} \cdot (T_{çıkış} - T_{giriş}) \quad (3.3)$$

$$\dot{m}_{su} = \rho_{su} \cdot q_{su} \quad (3.3a)$$

Motor yağına geçen ısı da aynı şekilde motor yağ soğutmasına giren ve çıkan yağ sıcaklıklarının ölçülerek hesaplanabilir. (3.4) ve (3.4a) formülü bu hesaplamayı

göstermektedir. Notasyonlar yukarıdaki motor soğutma suyu ile olan notasyonlara ile aynı fakat motor yağının özellikleri kullanılmıştır.

$$Q_{yağ} = \dot{m}_{yağ} \cdot C_{p_{yağ}} \cdot (T_{çıkış} - T_{giriş}) \quad (3.4)$$

$$\dot{m}_{yağ} = \rho_{yağ} \cdot q_{yağ} \quad (3.4a)$$

Q_{iletim} , motorun çevreye ısı iletimi yoluyla kaybettiği ısıyı temsil etmektedir ve (3.5) formüldeki gibi motor soğutma suyunun radyatörden havaya geçen ısı miktarı ve motordan direk olarak havaya geçen ısı enerjisini miktarının toplamı ile , motordaki diğer birim zamandaki ısı enerjisi kaybının toplamı olarak hesaplanır.

$$Q_{iletim} = Q_{radyatör} + Q_{hava} + \delta H_{kayıp} \quad (3.5)$$

H_e , egzoz gazının entalpisi egzoz gazının nasıl formülize edileceğini formül (3.6) ve (3.6a) göstermektedir.

$$H_e = H_{çıkan} - H_{giren} \quad (3.6)$$

$$H_e = (\dot{m}_{yakıt}) \left[C_v \left(1 + \frac{A}{F} \right) T_{gaz} \right] - \left(\frac{A}{F} \cdot C_{p_{hava}} \cdot T_{hava} \right) + (C_{p_{yakıt}} T_{yakıt}) \quad (3.6a)$$

Burada notasyonlar aşağıdaki gibidir.

$\dot{m}_{yakıt}$, yakıt kütleli debisi,

C_v , hava-yakıt karışımının özgül ısısı,

$\frac{A}{F}$, yakıt hava karışımı, $\frac{\dot{m}_{hava}}{\dot{m}_{yakıt}}$

T_{gaz} , egzoz gazının turbin çıkışı egzoz gaz sıcaklığı,

$C_{p_{hava}}$, havanın özgül ısısı,

T_{hava} , havanın intercooler çıkışı sıcaklığı,

$C_{p_{yakıt}}$, yakıtın özgül ısısı,

$T_{yakıt}$, yakıt sıcaklığı,

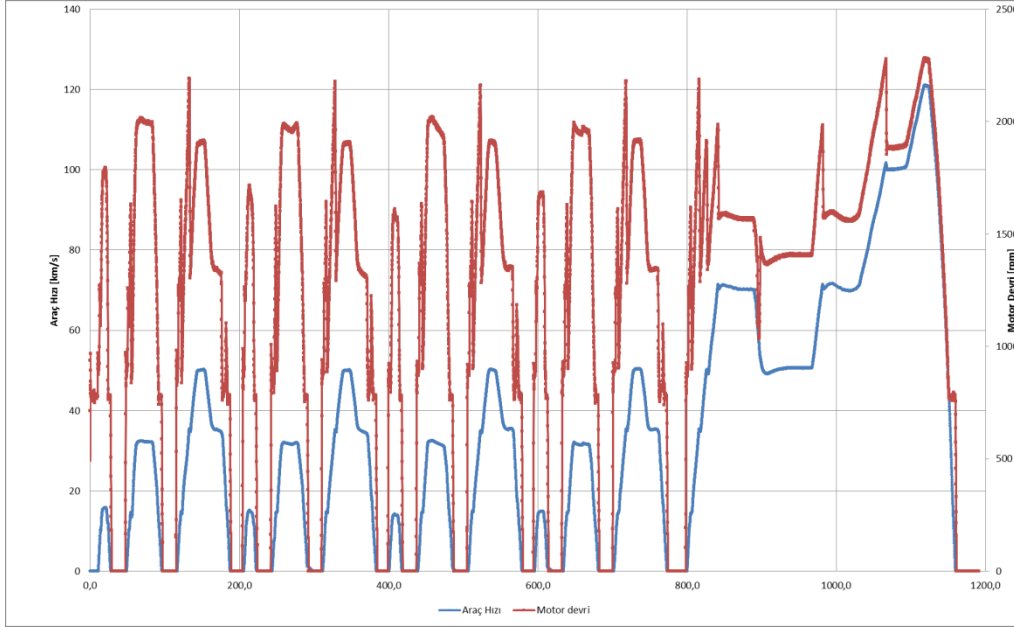
Motordan alınan güç ise, formül (3.7)'daki gibi motor torkunun ölçülmesi yardımıyla hesaplanabilir. n , motor devri ve T ise motor torkunu göstermektedir.

$$P_b = \frac{2\pi n}{60 \times 1000} \cdot T \quad (3.7)$$

Motorun yanması sonucu çıkan enerjinin ne kadarının motor soğutma suyunun ısınmasına, ne kadarının motor yağının ısınmasına, ne kadarının motor alınan güce gideceği ve ne kadarının da motordan artık ısı olarak atılacağı (3.1) ile (3.7) formülleri yardımıyla bulmak mümkündür. Formül (3.4) incelendiğinde, motor yağının ilk ve son sıcaklık farkı, motorda yağa geçen ısı enerjisine ve yağın kütleli debisine bağlıdır. Yağın kütleli debisi tamamen yağ pompasının basma debisine bağlıdır ve motor devrine göre değişiklik gösterir. Sabit motor devri kabul yapılarak, yağ kütleli debisi sabit kabul edildiğinde motor yağının motora giriş ve çıkış sıcaklığı farkı tamamen motordan yağa geçen ısıya bağlı olacaktır. Fakat yağ karteri bir sınır koşulu olarak düşünüldüğünde, motordan gelen sıcak yağ, yağ karterindeki yağ kütleli ısınmasını sağlayacaktır. Motor soğuk ilk çalışma anında karterden soğuk yağ kullanıcak, motor içinde sirküle olan yağın sıcaklığı artacak, yağ karterine geri döndüğünde üzerindeki ısı enerjisini karterdeki soğuk yağa kaybedecek, bu durum karterdeki yağın sıcaklığının kartere geri dönen yağ sıcaklığı ile aynı olana kadar devam edecektir. Bu süreye “motor optimum sıcaklığa gelme süresi” olarak adlandırılabilir. Bu süre ne kadar uzun olursa motor optimum koşulda tüketmesi gereken daha fazla yakıt tüketecektir. Yağ ısınma performansını için spesifik konuşursak, (3.4) formülünde ($T_{\text{çıkış}} - T_{\text{giriş}}$) farkı ile yağ kütleli debisi $m_{\text{yağ}}$ ile ters orantılıdır. Bu durumda belirli bir süre boyunca motor yağının daha yüksek sıcaklıklara ulaşılması isteniyorsa, yağ kütleli debisi azaltılmalıdır. Bu da bu tezin hipotez kısmında belirtildiği gibi, motorun soğuk ilk çalışma durumundaki yağ sıcaklığının daha kısa sürede optimum durumdaki 80°C-90°C ulaşmasını sağlayıp, motorun daha düşük viskoziteli yağla çalışmasını sağlayarak sonucunda motordaki sürtünme kayıplarının, soğuk ilk çalışma koşulunda azaltılarak yakıt ekonomisi sağlanması için yapılacak bir yöntemdir.

Motorun bu çalışma koşulunu daha iyi simule edebilmek için 4 silindirli 1.5L dizel 100PS dizel motorunun ısı modeli 1D Flowmaster modeli kurulmuştur. Bu modelde motorun ısınma performansı simule edilerek, motor yağının sıcaklığının soğuk ilk

çalışmada NEDC boyunca motordaki sürtünme kayıplarının ne derece azaltılmasını sağladığı incelenmiş ve sonucunda referans duruma göre ne derece yakıt ekonomisi sağlanacağı çıkartılmaya çalışılmıştır. Şekil 3.1’de araç hızı ve motor devrinin NEDC boyunca Flowmaster simulasyonunda nasıl değiştiği gösterilmektedir.

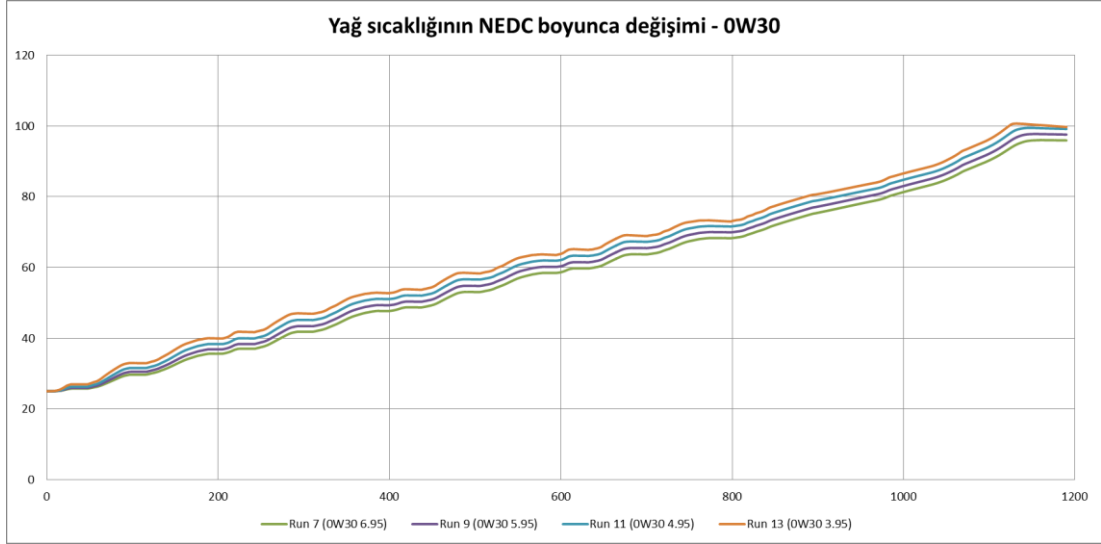


Şekil 3.1 : 1D modelde kullanılan NEDC çevrimindeki araç hızı ve motor devri.

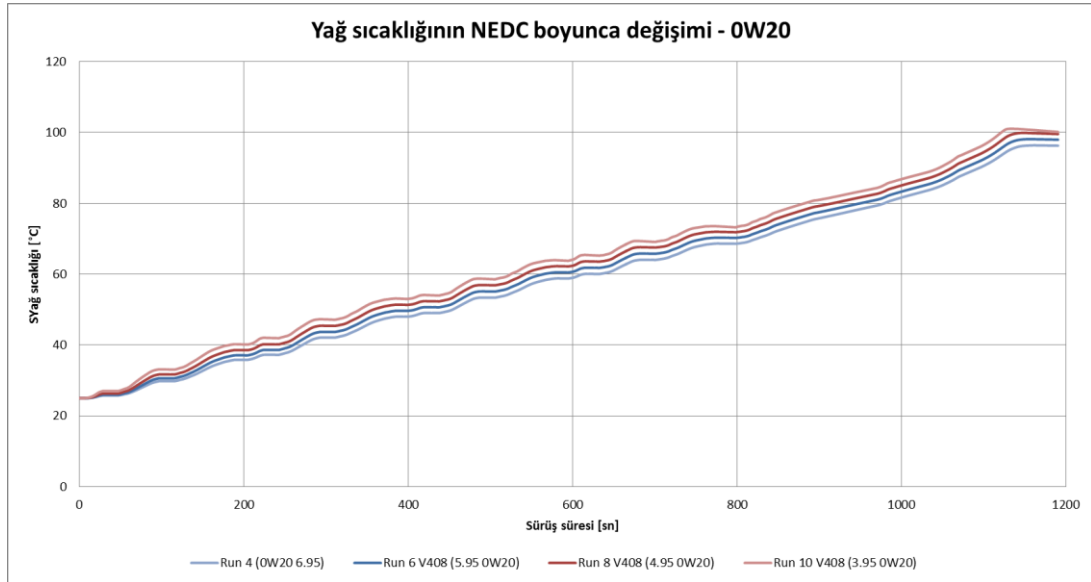
NEDC çevrimi motor maksimum yağ hacmi olan 6.95L ile koşturularak çevrim boyunca ne kadar yakıt tükettiği hesaplanmıştır ve 6.95L yağ hacmindeki test koşulu referans olarak kabul edilmiştir. Daha sonra yağ hacmi 0.5L azaltılarak her bir durum için NEDC çevrimi boyunca tüketilen yakıt tüketimi hesaplanmış ve referans durumla % olarak karşılaştırılmıştır. Bu durum hem 0W20 hem de 0W30 tipteki motor yağlarıyla tekrar edilmiştir. Şekil 3.2 ve Şekil 3.3’de değişik motor yağ hacimlerindeki yağ sıcaklığının ısınma performansı gösterilmiştir.

Öncelikle 0W20 ile 0W30 yağ tipleri arasında ısınma performansı olarak herhangi bir değişiklik olmadığı gözlemlenmektedir. Şekil 3.4’de 6.95L referans alınarak NEDC süresince 5.95L, 4.95L ve 3.95L yağ hacimlerinin referans duruma göre olan sıcaklık farkını göstermektedir. Grafik incelendiğinde, minimum yağ hacminde yağın ilk 200-300 saniye civarında maksimum sıcaklık farkı olan 4-5°C’ye ulaştığı ve bu seviyede 1100 saniye civarına kadar sabit kaldığı ve bu noktada maksimum sıcaklık farkı olan 6.5°C’ye bir anlık ulaştığı ve bu noktadan sonra sıcaklık farkının azaldığı görülebilmektedir. Bunun sebebinin artık bu sıcaklıktan sonra aracın termostatının açılarak yağı soğutmaya başladığı ve yağı bu sıcaklıkta sabit tutmasından kaynaklanmaktadır.

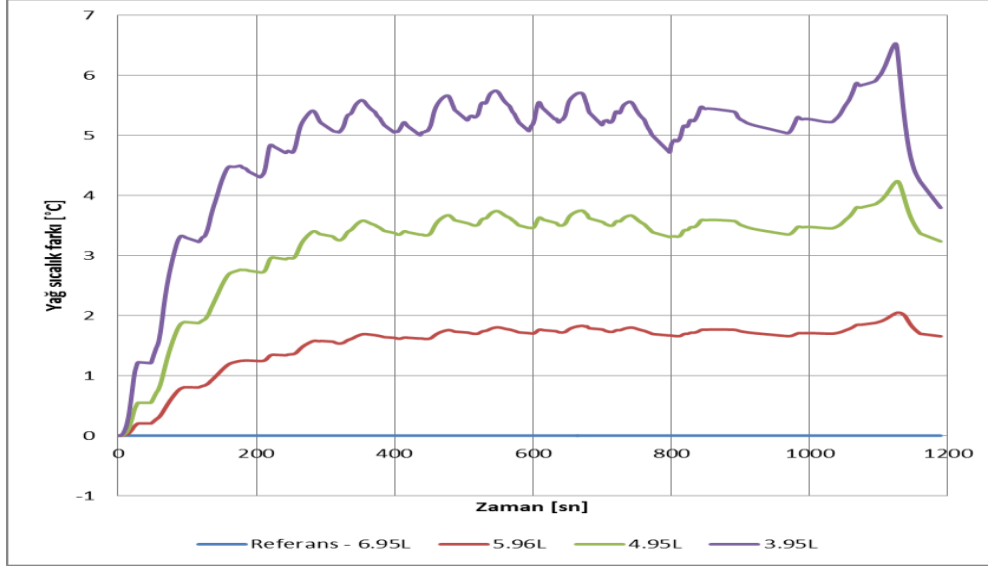
Grafiğin söylediği en önemli bilgi ise, ilk 200 saniyedeki yağ sıcaklık ısınma eğrilerinin eğimi bize yağın ısınma performansını vermektedir, bu durumda 6.95L referans yağ hacmi durumuna göre; 5.95 L yağ dolum durumunda yağ sıcaklığı ısınma hızı 0.006 °C/s, 4.95L yağ dolum durumunda 0.014 °C/s, 3.95L yağ dolum durumunda ise 0.023 °C/s olmaktadır. Motordaki yağ hacminin yağın ısınmasındaki etkisi açıkça görülmektedir.



Şekil 3.2 : 0W30 yağ sıcaklığının NEDC boyunca değişimi.



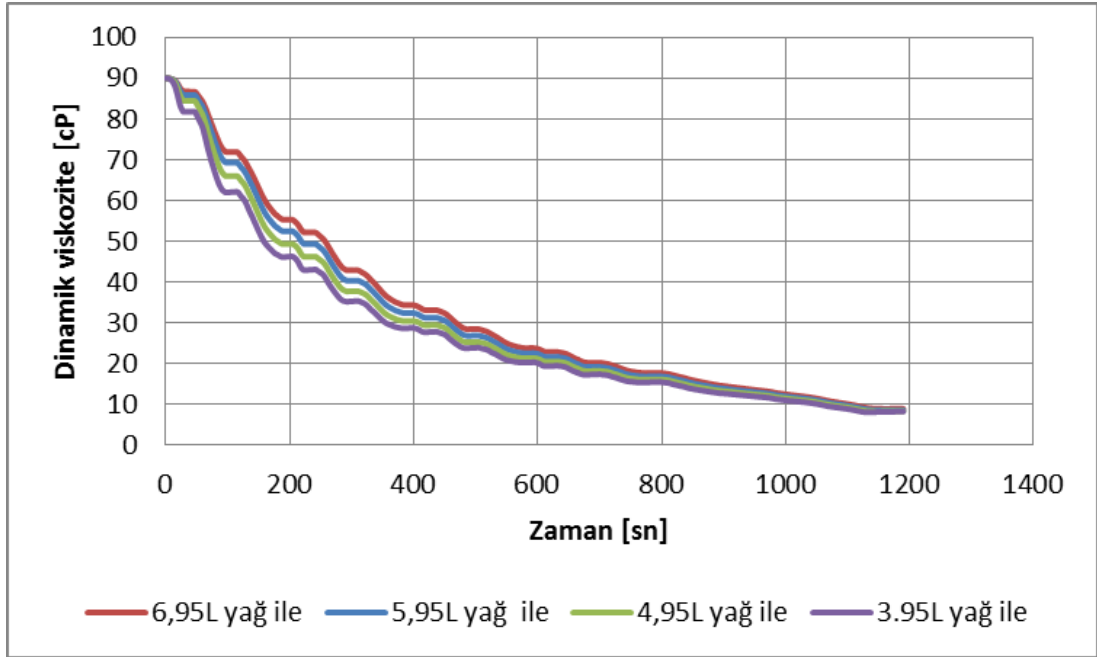
Şekil 3.3 : 0W20 yağ sıcaklığının NEDC boyunca değişimi.



Şekil 3.4 : 6.95L yağ hacmine göre NEDC boyunca oluşan sıcaklık farkı.

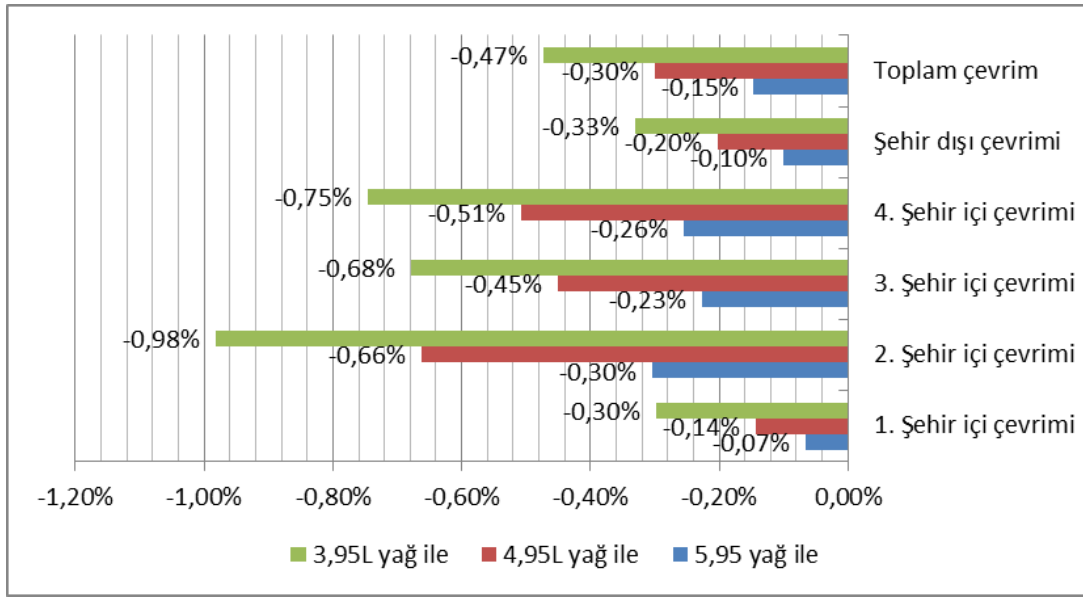
Motordaki sürtünmelerin düşürülmesi ile yakıt ekonomisi sağlanması arkasındaki faktör, yağ sıcaklığının artması ile yağın viskozitesinin düşmesidir. Herhangi bir akışkanın herhangi bir sıcaklıktaki viskozitesini bulabilmek için çeşitli formüller bulunmaktadır, içlerinden en doğru şekilde sonuca ulaştıran Vogel formülü akışkanların her hangi bir sıcaklıktaki viskozite değerlerini bulmak için yaygınca kullanılır. Vogel formülü (1.3) kullanılarak yukarıdaki yağ sıcaklıklarının artma performansına göre, değişik yağ hacimlerindeki motor yağının NEDC çevrimi boyunca dinamik viskozite değişimi hesaplanmış ve Şekil 3.5’de gösterilmiştir. Hesaplama $R=0,0937$ cP, $\theta_1= 953,72$ ve $\theta_2= -113,89$ alınmıştır (Rohr, 2013, p.113). Grafik incelendiğinde yine yukarıda bahsedilen sonuçları desteklemektedir, en düşük yağ hacminde motor daha düşük viskoziteli yağ ile çalışmaktadır, bunun nedeni de düşük yağ hacminde yağın daha hızlı bir şekilde ısınmasıdır. İlk 400 saniye boyunca yağın dinamik viskozitesi daha keskin bir düşüş eğilimi gösterirken, 400. saniyeden sonra bu düşüşün eğimi azalmaktadır. Şekil 3.2 referans alınarak, ilk 400 saniye boyunca motor yağının sıcaklığı, 3.95L yağ hacmi olduğu durumda 55°C civarına gelirken, 6.95L olduğu durumda ise yağın 55°C ’ye gelmesi 535’inci saniyede olmaktadır. Motor 135 saniye, yaklaşık 2 dakika boyunca daha yüksek viskoziteli yağ ile çalışmak durumunda kalacak ve daha fazla yakıt harcayacaktır. Şekil 3.6’da her bir NEDC çevrimi için, 4 adet şehir içi ve 1 adet şehir dışı, referans durum olan 6.95L yağ hacmine göre, 5.95L, 4.95L ve 3.95L yağ dolumdalarında her bir çevrim için referans duruma göre % kaçlık yakıt ekonomisi sağlandığı gösterilmiştir. Grafiğe

göre, her bir çevrimde en iyi durum yağ hacminin en düşük olduğu durum olan 3.95L yağ hacmi ile test edilen durumdur. 2. şehir için çevrimi sonunda yakıt ekonomisi her bir yağ dolumu için en yüksek seviyeye gelmektedir. 3. ve 4. çevrimlerde ise yakıt tüketiminin referans duruma göre yüzdesi sabit kalmaktadır, bunu Şekil 3.5'teki dinamik viskozite grafiğinden, 3. çevrim olan 400. ile 600. saniye araları ve 4. çevrim olan 600-800 saniye aralarında tüm yağ hacimleri için dinamik viskozite değerlerinin aralarındaki farkların azalması ve aynı değerlere yaklaşmasından kaynaklanmaktadır. Tüm NEDC çevrimi sonundaki yakıt tüketimi değerlerine baktığımızda ise, 3,95L yağ hacmi ile motorun soğuk ilk çalışma durumunda %0.47'lik, 4,95L yağ hacmi durumunda %0.30'luk, 5,95L yağ hacmi durumunda ise %0.15'lik yakıt tüketiminde bir iyileşme gözlenmektedir. 5,95L yağ hacmi durumundaki %0.15'lik yakıt tüketimindeki iyileştirme bile günümüz için ulaşılması oldukça bir zor değer olduğu için bu durum gerçek test koşullarında incelenmesi gerekmektedir.



Şekil 3.5 : NEDC çevrimi boyunca yağın dinamik viskozite değişimi.

Analiz sonucunda, 100 PS 1.5L dizel motorunda yakıt hacminin 6.95L'den 3.95L düşürülmesi ile yakıt tüketiminde %0.47'lik bir iyileştirme sağlanabileceği sonucuna varılmıştır.



Şekil 3.6 : 6.95L yağ hacmine göre NEDC çevrimi boyunca % yakıt ekonomisi.

4. YAĞ HACMİNİN ARAÇ EMİSYON DYNOSUNDA TEST EDİLMESİ

Yağ hacminin gerçek durumda yağın ısınma performansına ve yakıt tüketimine etkisini görmek için 100 PS 1.5L sıralı 4 silindirli motora sahip binek araç, araç emisyon dynosunda değişik yağ hacimlerinde NEDC çevrimi boyunca yakıt tüketimi ölçülerek, yağ hacminin yakıt tüketimine etkisi incelenmiştir. Araç 3 değişik yağ hacminde test edilmiştir, araca konulan maksimum yağ miktarı olan 3.8L, minimum yağ hacmi olan 1.8L ile ve bu iki değerlerin ortası olan 2.8L ile test edilmiştir. Her bir test 3 defa koşulmuş ve çıkan sonuçların aritmetik ortalaması alınmıştır. Testler aşağıdaki gibi adlandırılmıştır.

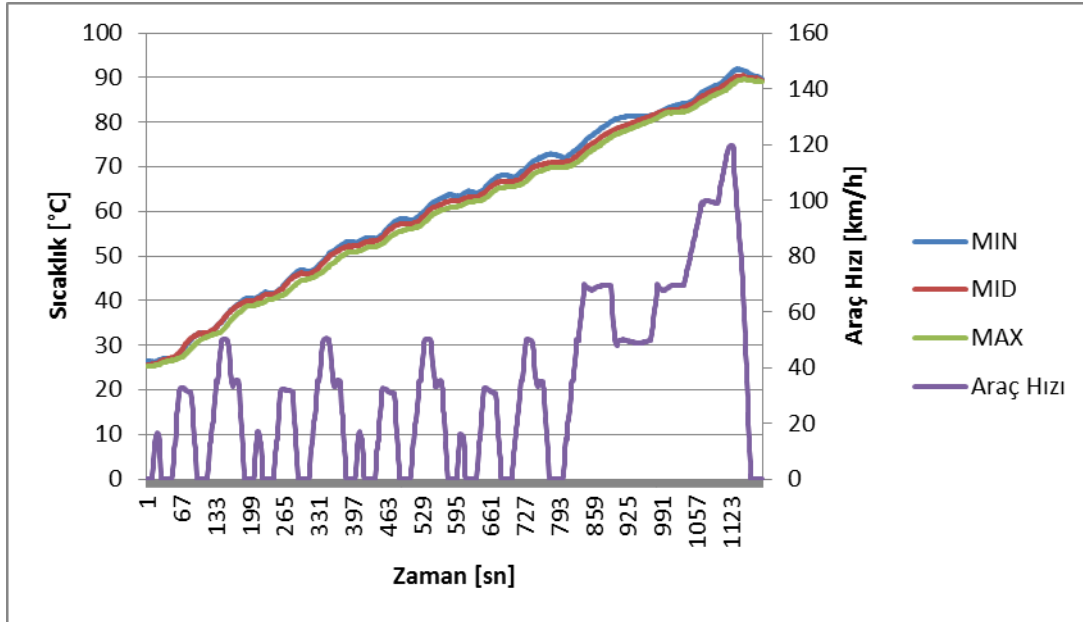
- MAX : 3.8L yağ hacmi ile koşulan test
- MID : 2.8L yağ hacmi ile koşulan test
- MIN : 1.8L yağ hacmi ile koşulan test

Testte incelenmesi amaçlanan alan aracın soğuk ilk çalışma durumundaki yakıt tüketimi olduğu için teste başlamadan önce sınır koşullar olarak Çizelge 4.1’de belirtilen sıcaklık değerleri $25\pm 2^{\circ}\text{C}$ olduğu teyit edildikten sonra testte başlanmıştır.

Çizelge 4.1 : Test başlangıç sınır koşul sıcaklık değerleri.

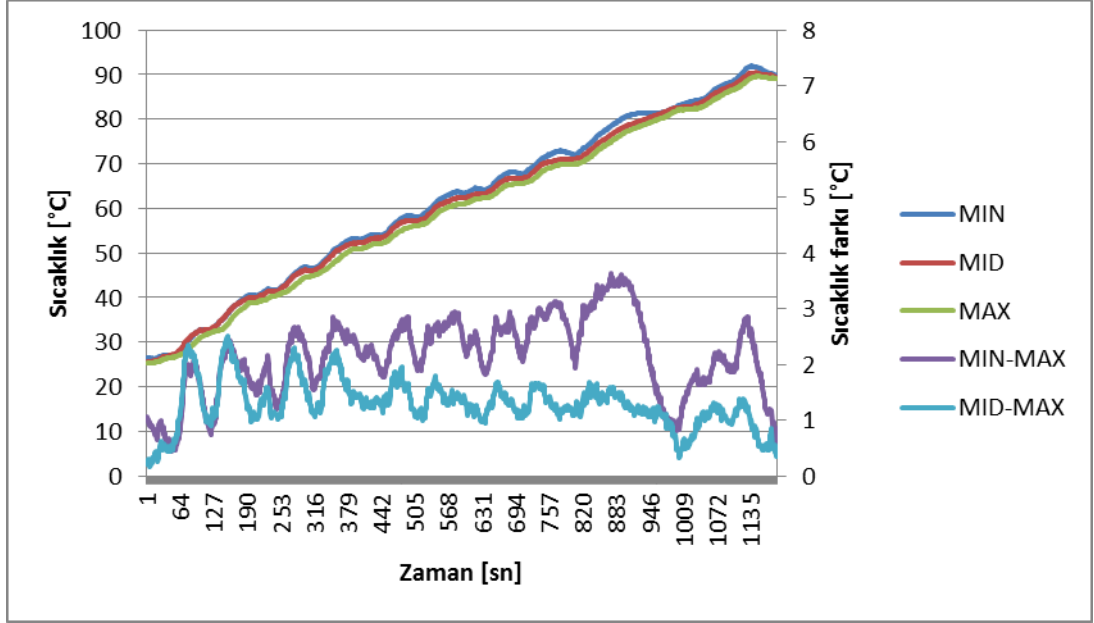
TEST	MIN			MID			MAX			
	#1	#2	#3	#1	#2	#3	#1	#2	#3	#4
Ana yağ galerisi yağ sıcaklığı [°C]	26.1	26.1	25.0	26.1	26.1	25.16	26.9	25.3	26.3	25.1
Yağ karteri yağ sıcaklığı [°C]	26.9	26.1	26.2	25.9	25.8	25.3	25.4	25.8	25.8	25.2
Soğutma suyu [°C]	26.3	26.0	25.6	25.9	25.9	25.1	25.1	26.0	26.0	25.2
Silindir Blok Sıcaklığı [°C]	26.7	27.0	25.6	26.2	26.1	25.5	25.5	26.8	26.8	24.8
Ortam sıcaklığı [°C]	25.1	24.2	24.4	24.3	25.6	23.7	23.7	24.1	24.1	24.1

İlk olarak yağ sıcaklığının değişik yağ hacminden nasıl etkilendiğine bakılacak olursa, Şekil 4.1’de 3 farklı yağ hacminde, yağ sıcaklığının NEDC boyunca nasıl değiştiğini göstermektedir. 3 farklı yağ hacmiyle koşulan testlerde çok büyük sıcaklık farkları gözlenmemiştir fakat MID ve MIN durumdaki yağ hacimlerindeki yağ sıcaklıklarının MAX durumdan daha fazla olduğu gözlemlenmektedir. Şekil 4.2’de yağ sıcaklık farklarına göre, 1. Şehir içi çevrimi sonunda MID ve MIN durumdaki yağ sıcaklıkları MAX duruma göre 2°C daha fazla olmaktadır. 2. şehir içi çevrimi itibariyle MIN durumdaki sıcaklık artış farkı 2.5°C değerine ulaşırken, 4. Şehir içi çevrimi sonunda sıcaklık artış farkı 3.5°C farkını bulmaktadır. MID durumunda ise sıcaklık artış farkı 1-1.5°C arasında olmaktadır. Şehir dışı çevrimde ise MID durumdaki sıcaklık farkı 2.5 – 3°C olurken, MID durumdaki sıcaklık artış farkı 1°C civarında olmaktadır. Tüm NEDC çevrimi boyunca, MAX durumdaki yağ sıcaklığına göre MID durumda ortalama 1.3°C’lük yağ sıcaklık farkı olurken, MIN durumda ise 2.2 °C’lik yağ sıcaklık farkı olmaktadır. Şekil 4.2 açıkça göstermektedir ki, yağ hacminin motordaki yağın ısınma performansına etkisi göz ardı edilemez düzeydedir ve yağ hacmi ne kadar azaltılırsa yağ daha hızlı bir şekilde ısınmaktadır. Buradaki kritik nokta yağ MIN yağ hacmi durumunda motor daha sıcak yağ ile tüm NEDC boyunca çalışmakta, bu da motor NEDC boyunca daha düşük viskoziteli yağ ile çalışmaktadır.



Şekil 4.1 : 3 farklı yağ hacminde NEDC boyunca yağ sıcaklıklarının değişimi.

MIN, MID ve MAX durumdaki NEDC boyunca yağ sıcaklıklarındaki yağ viskozite değişimini incelemek için (1.3) Vogel formülü yardımıyla dinamik viskozitenin NEDC boyunca değişimi hesaplanmıştır. 5W30 yağı için yağ imalatçı firmadan alınan Vogel katasyıları şu şekilde kullanılmıştır; $R=0,04289$, $\theta_1=1207,7$ ve $\theta_2= -133,69$.

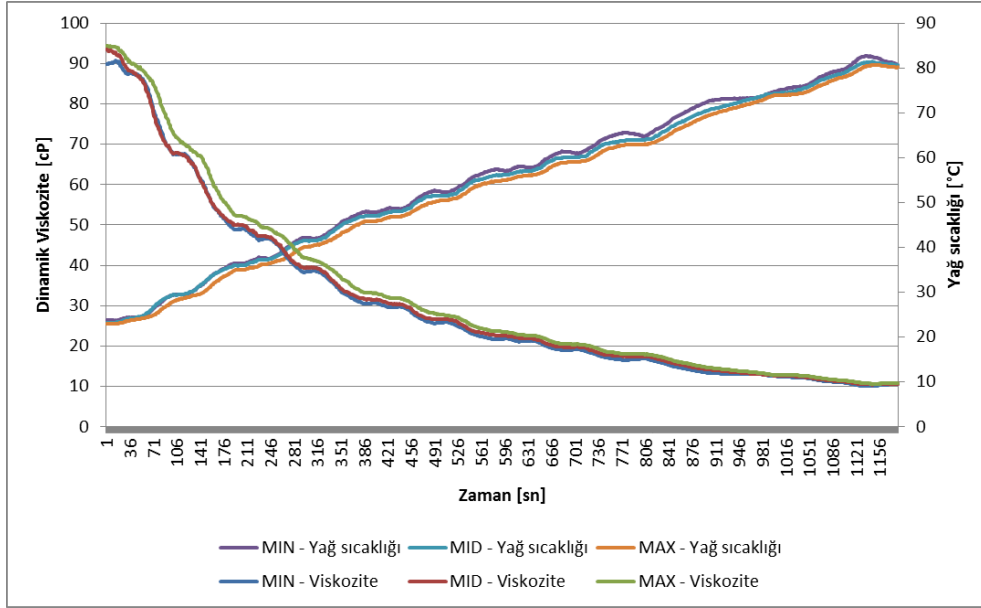


Şekil 4.2 : MAX yağ hacmine göre, MIN ve MID durumdaki yağ sıcaklık farkları.

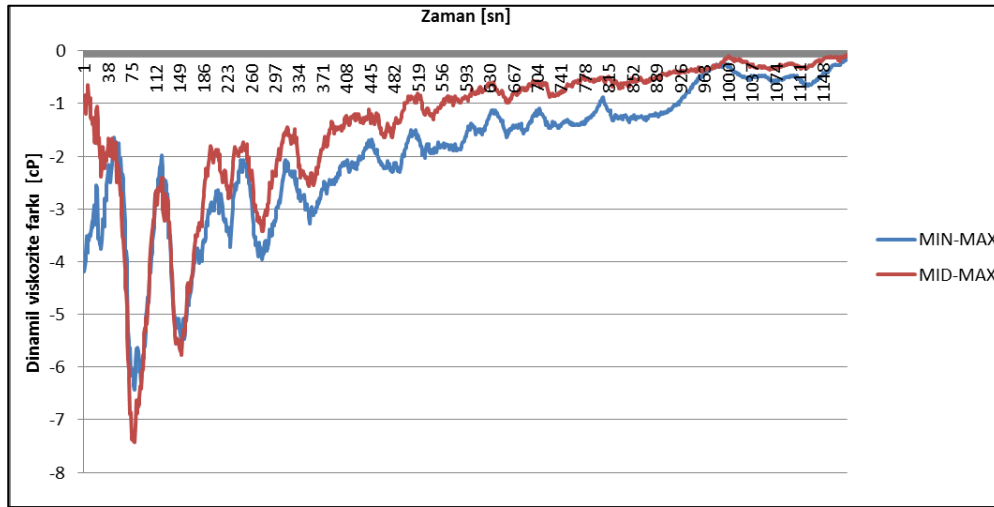
Şekil 4.3 dinamik viskozitenin üç farklı yağ hacmindeki NEDC boyunca değişikliği göstermektedir. MIN ve MID durumdaki dinamik viskozite ile MAX durumdaki dinamik viskozite farkı NEDC çevriminin ilk 200 saniyesi boyunca, bu da ilk şehir içi çevrimin kapsar, artmaktadır. Yağ sıcaklığı MIN ve MID durumda 40°C civarındadır, MAX durumda ise 38°C civarındadır. 200. Saniyeden sonra MIN ve MID durumdaki yağ viskoziteleri yağ sıcaklığının artması ile azalmaktadır fakat MIN-MAX durumdaki viskozite farkı MID-MIN farkına göre daha yavaş azalmaktadır. Şekil 4.4'den bu durum açıkça gözlemlenmektedir ve bu da motorun MIN yağ hacmi durumunda NEDC boyunca daha düşük viskoziteli yağ ile çalıştığını kanıtlamaktadır. Burada dikkat edilmesi gereken anlık viskozite farkları değil tüm NEDC çevrimi boyunca motorun düşük viskoziteli yağ ile çalışmış olmasıdır.

Motor soğutma suyunun üç farklı yağ hacmindeki ısınma performansını Şekil 4.5 ve Şekil 4.6'dan incelenebilir. Görüleceği üzere, ilk iki şehir içi çevriminin sonuna kadar üç farklı durumda da soğutma suyu sıcaklıkları aynı olmaktadır, 3. Şehir içi çevrimin başı itibari ise soğutma suyu sıcaklığı MIN ve MID durumda

MAX durumuna göre artmaktadır, bu artış MIN durumda 1-1.5°C civarında olmakta, su termostatu açılmadan önce 2°C'yi görmektedir, MID durumunda ise 1°C civarında seyretmektedir.



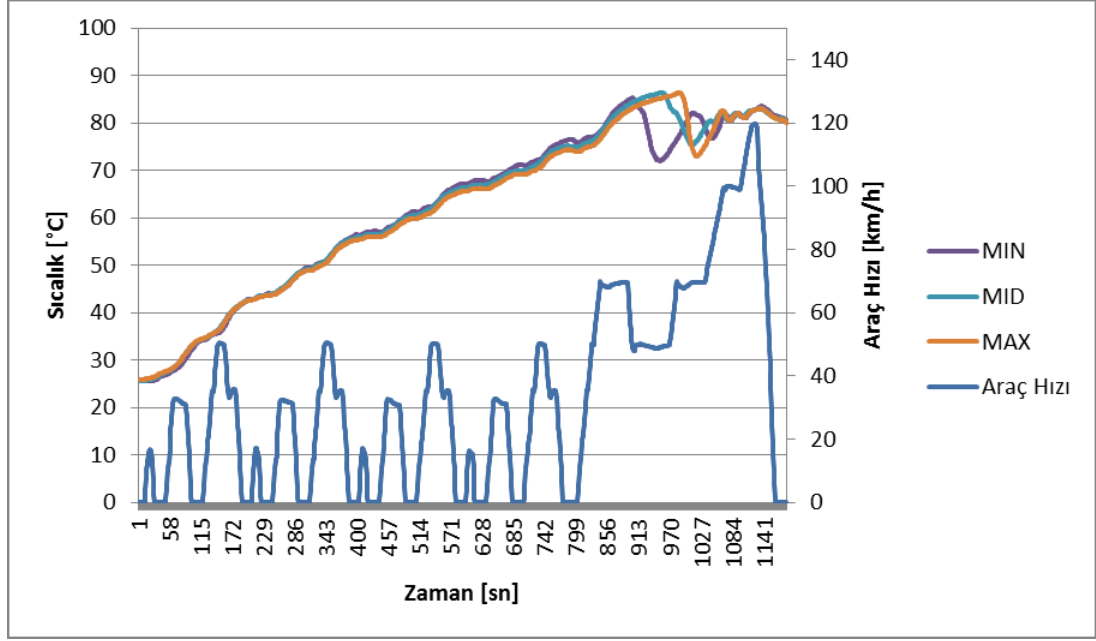
Şekil 4.3 : Yağın dinamik viskozitesinin NEDC boyunca değişimi.



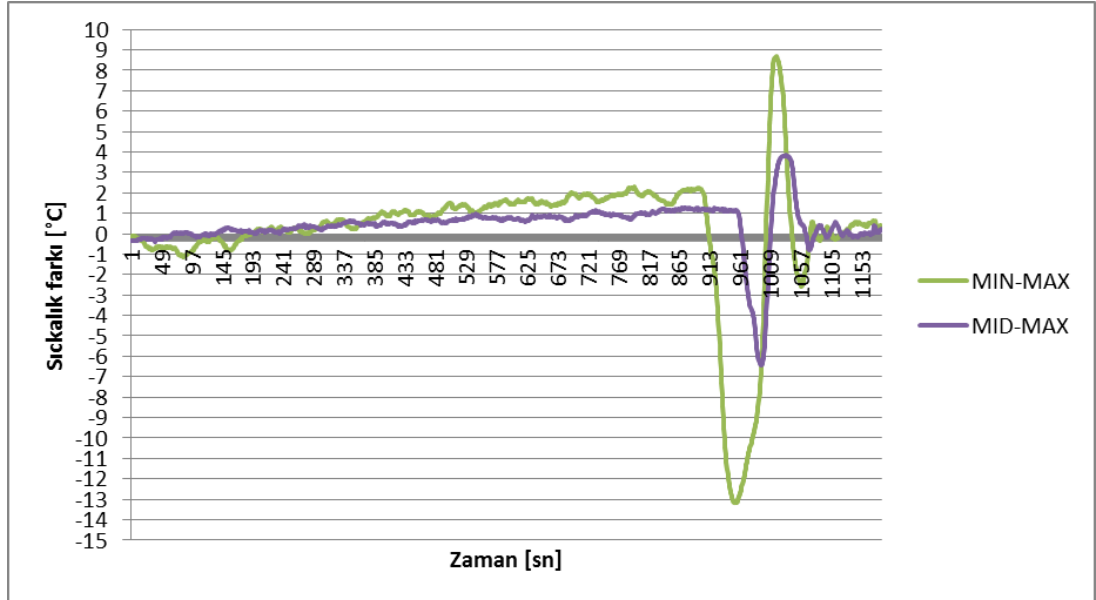
Şekil 4.4 : Yağ viskozitesinin MIN ve MID durumda, MAX durumuna göre farkı.

Termostat açılma sıcaklığı olan 80-90°C'dan sonra soğutma suyu sıcaklıkları eşitlenmektedir. Motor soğutma suyunun 3. Şehir içi çevrimi başlangıcı itibariyle MIN ve MID durumda MAX duruma göre daha fazla artmasını yağın daha hızlı ısınıp motor parçalarının daha hızlı ısınmasına yardımcı olmasından dolayı olduğu söylenebilir.

Yağ hacminin yağ sıcaklığına, yağ viskozitesine ve motor soğutma suyuna olan etkisi incelendikten sonra asıl amacımız olan yakıt tüketimine etkisini Şekil 4.7 ve Şekil 4.8'den incelenebilir. Grafikler incelendiğinde tüm şehir dışı ve şehir içi çevrimlerinde en az yakıt yağ hacmi MIN yağ dolumu olduğu durumda elde edilmiştir.



Şekil 4.5 : Motor soğutma suyunun üç durum için NEDC boyunca değişimi.



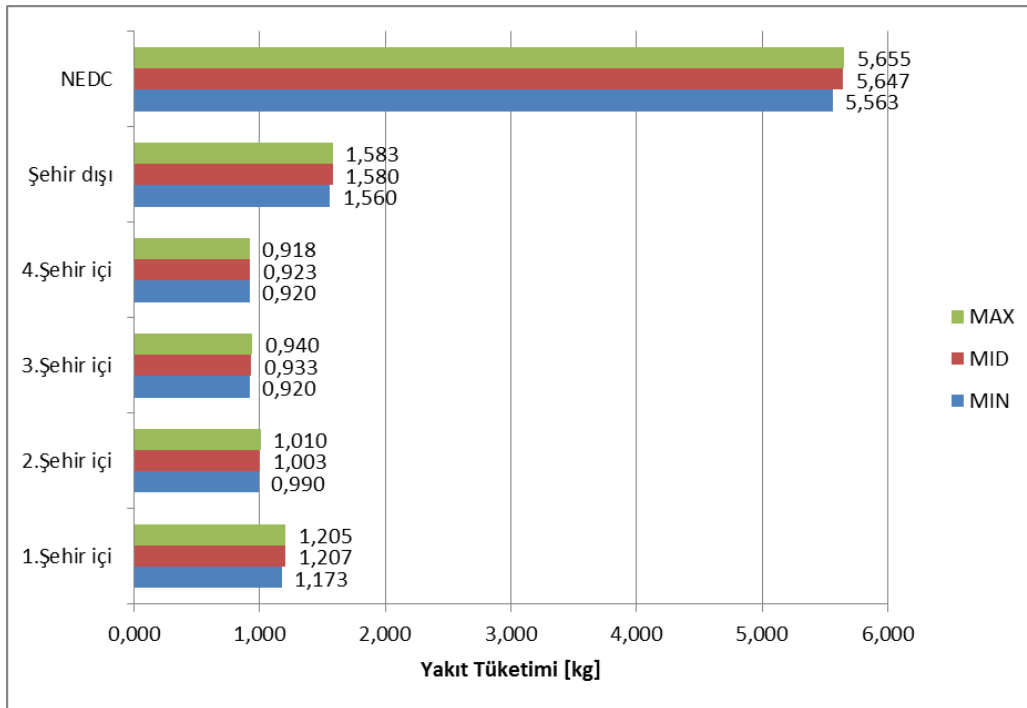
Şekil 4.6 : Soğutma suyunun MIN ve MID durumunda olan sıcaklık farkı.

İlk şehir içi çevrimi sonunda MAX duruma göre MIN durumda %2.6'lık, ikinci şehir içi çevriminde %2.0'lik, üçüncü şehir içi çevriminde ise %2.1'lik yakıt ekonomisi

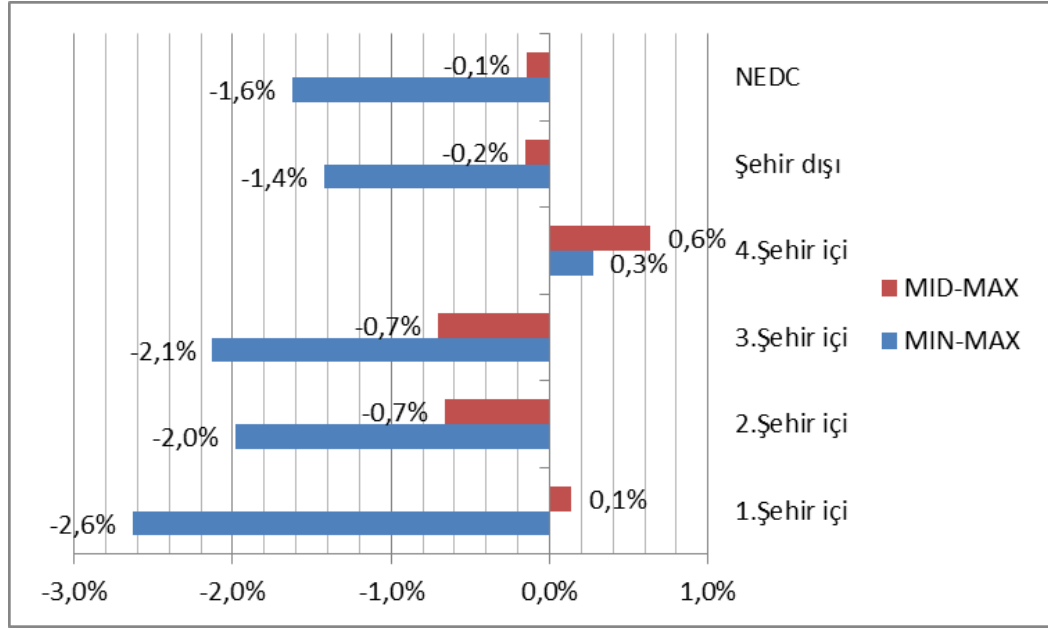
sağlanırken, 4.çevrimde MAX durumdaki yakıt tüketimi çok farkla MIN ve MID durumdakiyle aynıdır. Şehir dışı çevriminde ise MIN durumda %1.4'lük yakıt ekonomisi görülmüştür. Tüm NEDC'na bakıldığında MIN durumda &1.6'lık, MID durumda ise %0.1'lik yakıt tüketimi ölçülmüştür.

Şekil 4.7 ve Şekil 4.8'deki sonuçlar, yağ hacmini azaltmanın motorun soğuk ilk çalışma durumunda yakıt ekonomisi sağladığını kanıtlamaktadır. Yağ miktarının azaltmanın etkisi, motorun ilk soğuk çalışma durumda yakıt tüketimine etkisi en yüksek seviyede olmaktadır, motorun en soğuk olduğu ilk şehir içi çevrimde MAX duruma göre MIN durumunda %2.6'luk yakıt ekonomisini sağlanmasını bu tezi desteklemektedir.

Bu bölümde yapılan testlerle birlikte, yağ hacminin azaltılması motor ilk soğuk çalışma durumunda, motor yağı sıcaklığının daha hızlı bir şekilde ısınmasını, daha düşük viskozite yağ ile çalışarak yakıt tüketimin %2'ye kadar düşürülebileceğini kanıtlamıştır. Araç testlerinde yakıt ekonomisini sağlayacak bir çok faktör olduğundan dolayı, yağ hacminin ve yağ sıcaklığının ilk soğuk çalışma anında etkisini daha iyi anlamak için bir sonraki bölümde motor dynosunda yağ hacminin etkisi daha detaylı incelenmiştir.



Şekil 4.7 : NEDC'nin her bir çevrimin üç farklı durum için yakıt tüketimi değerleri.



Şekil 4.8 : MIN ve MID durumdaki yakıt tüketimin MAX duruma % olarak oranı.

5. MOTOR DYNO TESTİNDE YAĞ HACMİNİN MOTOR ISINMA PERFORMANSI, SÜRTÜNME VE YAKIT TÜKETİMİNE ETKİSİNİ İNCELENMESİ

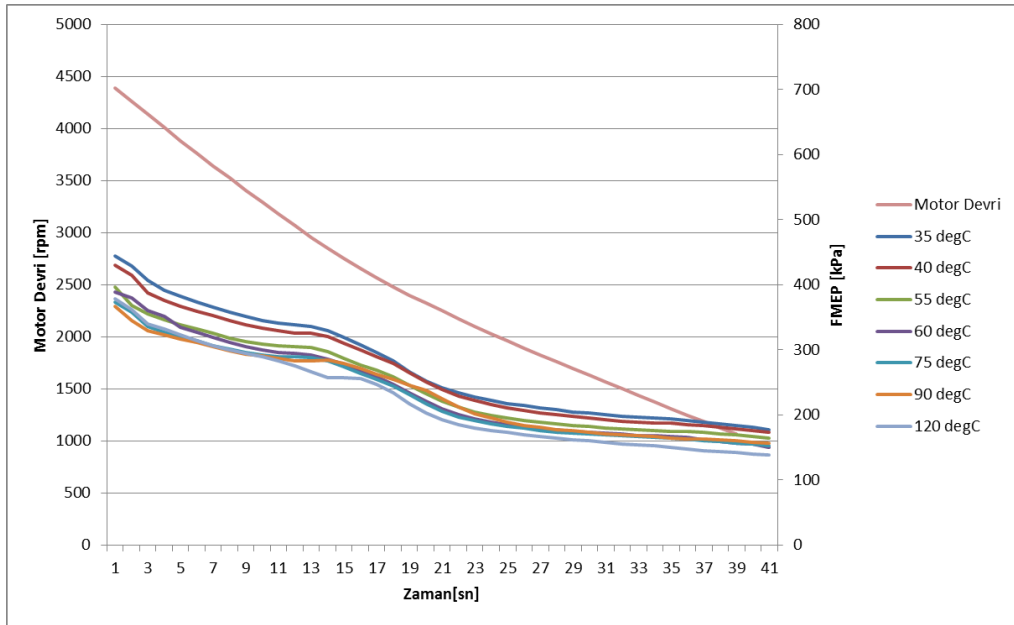
Bu bölümde, 2.2L sıralı 4 silindirli 120 PS dizel motoru motor dynosunda iki farklı yağ hacminde ve iki farklı test çevriminde test edilmiştir. İlk olarak 2000 rpm sabit motor devri ve %33 sabit motor yükünde, ikinci olarak ise NEDC çevrimi uygulanarak her iki yağ hacminde motor yağının ısınma performansına, FMEP'deki değişimi ve yakıt tüketimine etkisi incelenmiştir. Bu testlere ek olarak, motorun sabit yağ sıcaklığındaki max motor devri olan 4500 rpm'den 1000 rpm'e düşerken ki torku ölçülmüştür, bu tork değeri motorun o yağ sıcaklığındaki FMEP değerini hesaplamada kullanılacaktır. Test planı Çizelge 5.1.'de gösterilmiştir. Motor teste başlamadan önce egzoz ve have emiş tarafından olmak üzere motor bloğu sıcaklığı, motor kafa sıcaklığının, soğutma suyu ve yağ sıcaklığının $25 \pm 3^{\circ}\text{C}$ 'e ulaşmadan teste başlanmamıştır ve her test 5'er defa test edilip sonuçların tekrar edilebilir olduğu görüldükten sonra ortalama değerler alınıp değerlendirme yapılmıştır. Max yağ seviyesinde yağ karterinde 6.7L , Min yağ hacminde ise 4.2L yağ bulunmaktadır.

Test_C sonucunda 4000 d/d'dan 1000 d/d'e inerken motor üzerinde sadece motorun üstündeki sürtünme kuvvetleri ve pompalama kaybı ve kayış kasnak gibi sistemlerden gelen diğer kayıplar etkidiği için, ölçülen motor torku (1.2) formülü yardımıyla motorun toplam FMEP değerleri her bir sıcaklık için bulunabilir. Şekil 5.1, FMEP'in her bir yağ sıcaklığı için zamana göre değişimini ve motor devrinin zamana göre değişimini göstermektedir. Şekil 5.2'de ise her bir motor devri için FMEP değerleri eşleştirilmiştir. Test planında en düşük yağ sıcaklığı 25°C 'deki FMEP değerinin bulunması hedeflenmiştir fakat 25°C 'de yağ sıcaklığından 4500 rpm motor devrine çıkıldığında yağ sıcaklığı 35°C 'e çıkmaktadır, bu nedenden ötürü 25°C 'deki FMEP değerleri alınamamıştır, test planındaki yağ sıcaklıkları ile grafiklerideki yağ sıcaklıklarının farkı bu sebepten dolayıdır. Her iki grafikten görüleceği üzere yağ sıcaklığı arttıkça FMEP azalmakta, sabit yağ sıcaklığında ise motor devri artınca FMEP değeri artmaktadır. FMEP'in 1000 ila 2500 d/d motor

devrinde her sıcaklık için lineer bir şekilde değişmektedir. 2500 motor devrinden sonra FMEP artış eğrisi artmakta fakat lineer artışa devam etmektedir. Buradan FMEP'in motor devri ile lineer bir şekilde değiştiğini söylenebilir.

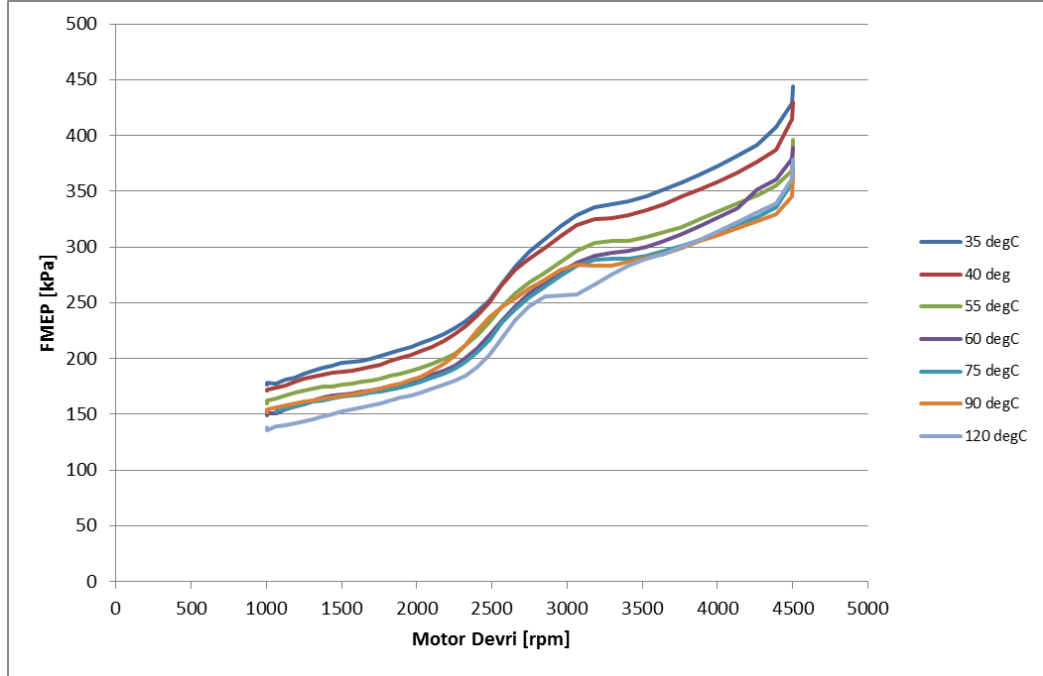
Çizelge 5.1 : Motor dyno test planı.

Test	Su Sıcaklığı [°C]	Yağ Sıcaklığı [°C]	Motor devri [rpm]	Motor Yüğü [%]	Motor Yağ Seviyesi [L]
Test_A_Max	25±3	25±3	2000	33	Max (6.7L)
Test_A_Min	25±3	25±3	2000	33	Min (4.2L)
Test_B_Max	25±3	25±3	NEDC	NEDC	Max (6.7L)
Test_B_Min	25±3	25±3	NEDC	NEDC	Min (4.2L)
Test_C	-	25, 35, 50, 60, 75, 90, 120	4500'den 1000'e	0	-



Şekil 5.1 : FMEP ve motor devrinin değişik sıcaklıklardaki zamana bağlı değişimi.

Soğuk ilk çalışma durumu düşünüldüğünde ve şehir içi trafikte günümüz araçlarının 1500-3000 d/d motor devri civarında kullanıldığı gözönünde bulundurulduğunda Şekil 5.3’de görüleceği gibi motorun ilk çalışmasında yağ sıcaklığının önemi daha açıkça gözükmemektedir.

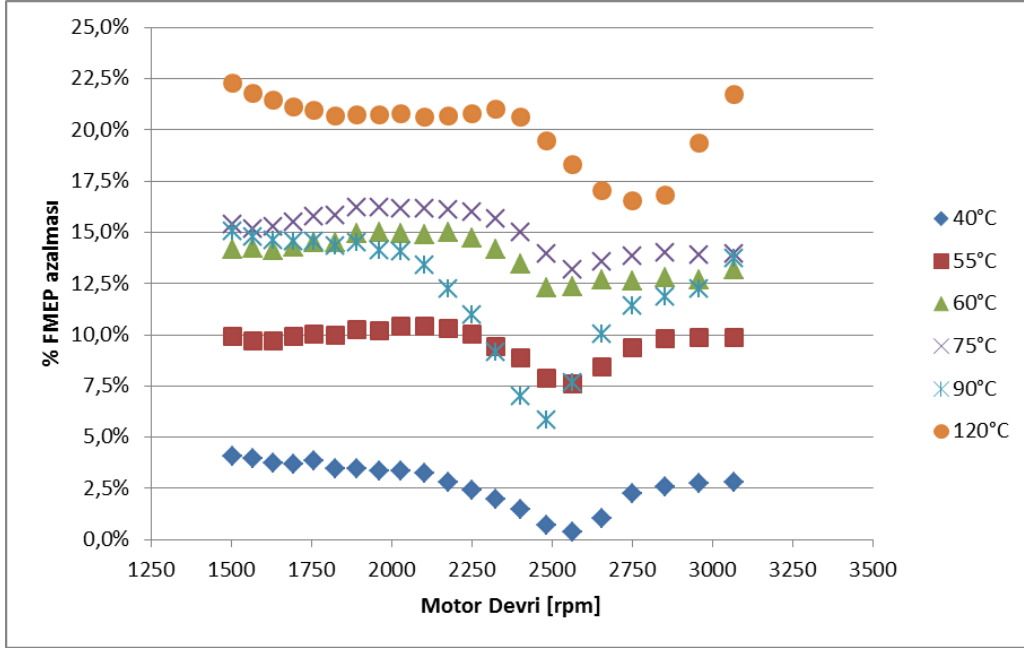


Şekil 5.2 : Farklı yağ sıcaklıklarında FMEP değerinin motor devrine göre değişimi.

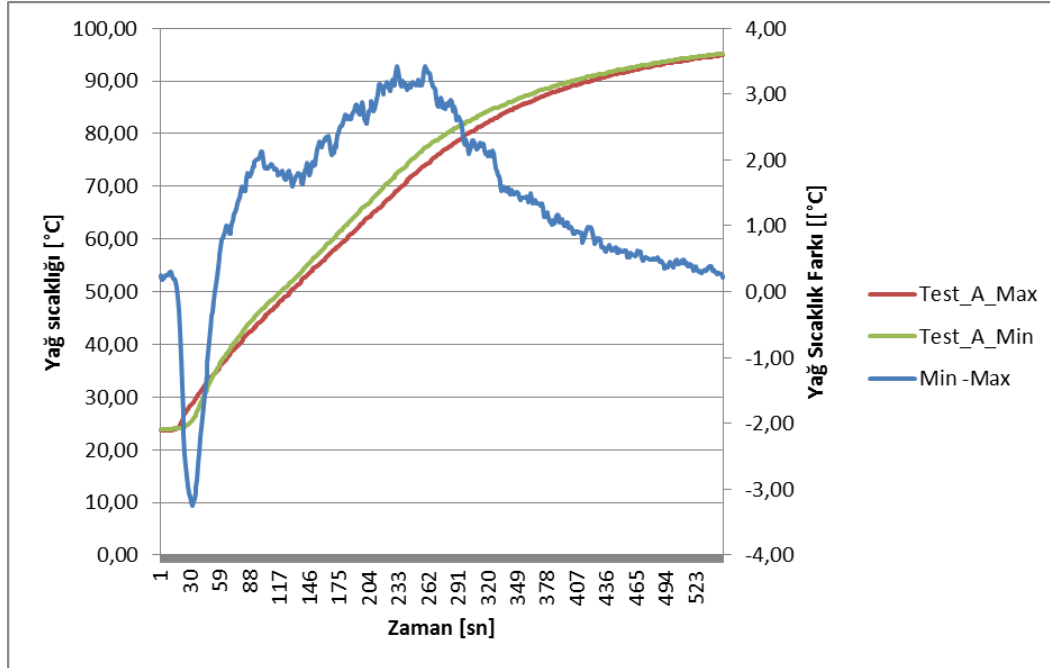
Şekil 5.3’e göre yağ sıcaklığı 35 °C’den 40 °C’ye çıkarıldığında FMEP’in %2.5 civarında azaltılması mümkündür, 55°C’ye çıkarıldığı durumda %10 civarı, 60 °C’den 90°C yağ sıcaklıklarına çıkarıldığı durumda %15 civarında FMEP’te azalma sağlanması mümkündür.

Bir sonraki test olan “Test_A” testinin sonuçlarından ilk olarak Şekil 5.4’deki gösterilen karterdeki yağ sıcaklığının, max ve min seviyedeki yağ hacmindeki ısınma performansı incelendiğinde, testin ilk bir dakikalık kısmında max seviyedeki min seviyeye göre daha hızlı ısındığı söylenebilir fakat birinci dakikanın bitimi itibariyle min seviyedeki yağ daha hızlı ısınmaktadır, min seviyedeki yağın ısınma hızı 0.20 °C/s olurken, max seviyedeki yağın 0.18 °C/s olmaktadır ve 280. Saniye sonunda yağ sıcaklık farkı max sıcaklık farkına, 3°C’e ulaşmaktadır. Ulaşılan bu sıcaklıkların (1.2) Vogel formulüyle dinamik viskozitelerinin hesaplanmıştır, Şekil 5.5’te her iki yağ hacmindeki yağın dinamik viskozite farkını göstermektedir, açıkcası her iki durumdaki yağ viskozitelerinde büyük farklar oluşmamakta, 2 cP civarında bir fark oluşmaktadır fakat düşük sıcaklıklarda yağ viskozitesindeki ufak

değişiklikler motor sürtünmelerinde büyük farklar yaratabilmektedir, bu durum FMEP üzerine etkisi ilerleyen bölümlerde incelenecektir.



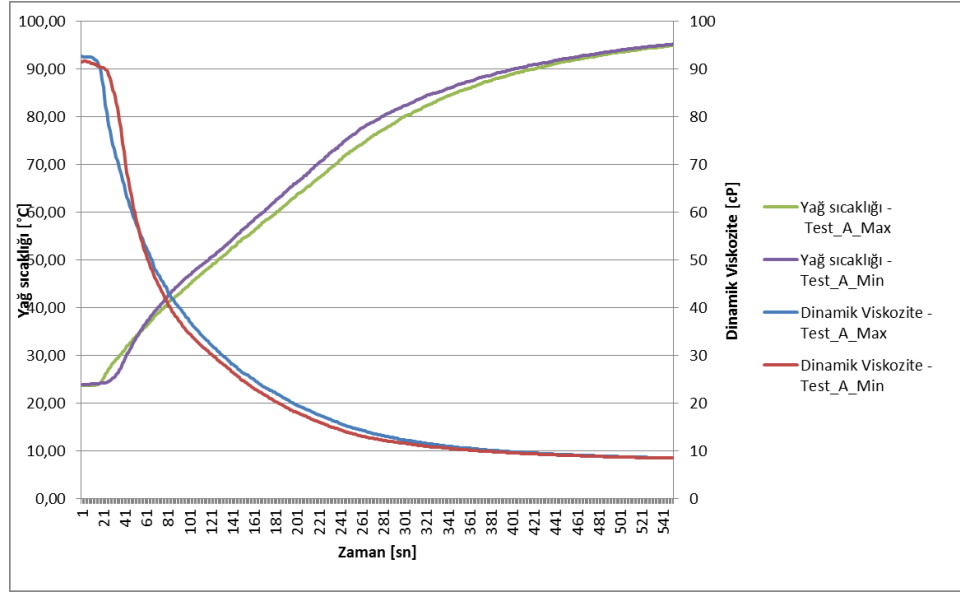
Şekil 5.3 : 35°C yağ sıcaklığı baz alınarak farklı devirlerde % FMEP azalması.



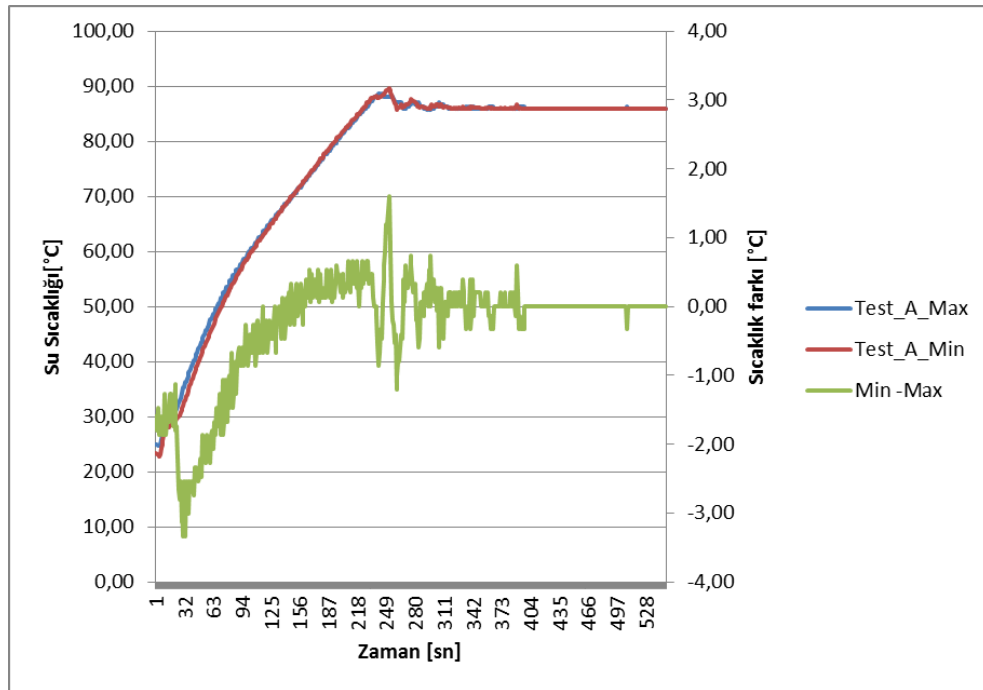
Şekil 5.4 : Test A max ve min yağ hacimlerinde karterdeki yağ sıcaklık değişimleri.

Şekil 5.6 motor soğutma suyun Test A max ve min yağ hacmi durumlarındaki ısınma performansını göstermektedir. Buradan motor soğutma suyu sıcaklıkları arasında gözle görülür bir fark olmadığı söylenebilir. Isınma performansına bakıldığında ise yağ sıcaklıklarındaki duruma benzer bir durum gözlemlenmektedir, ilk bir dakika

içinde max durumdaki soğutma suyu sıcaklığı daha hızlı bir şekilde ısınmaktadır fakat bir dakika sonrasında min durumdaki soğutma suyu ısınma hızı artmakta ve 2.dakika sonunda max durumdaki soğutma suyu sıcaklığını yakalamaktadır. Sonuç olarak, min durumda hem yağ için hem de soğutma suyu için motorun ısınma performansının daha iyi olduğu açıktır, birinci dakika ve ikinci dakika arasındaki soğutma suyu sıcaklık farkının hızlı bir şekilde azalması bu durumu desteklemektedir.

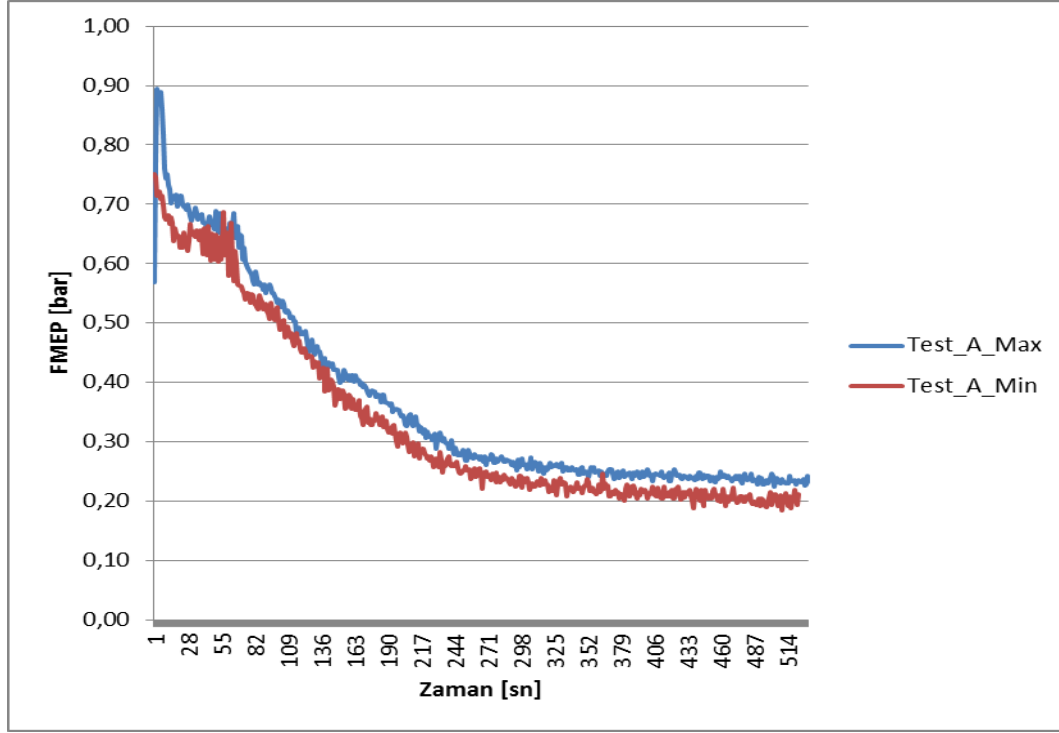


Şekil 5.5 : Test A max ve min yağ hacimleri durumundaki dinamik viskozite değişimi.

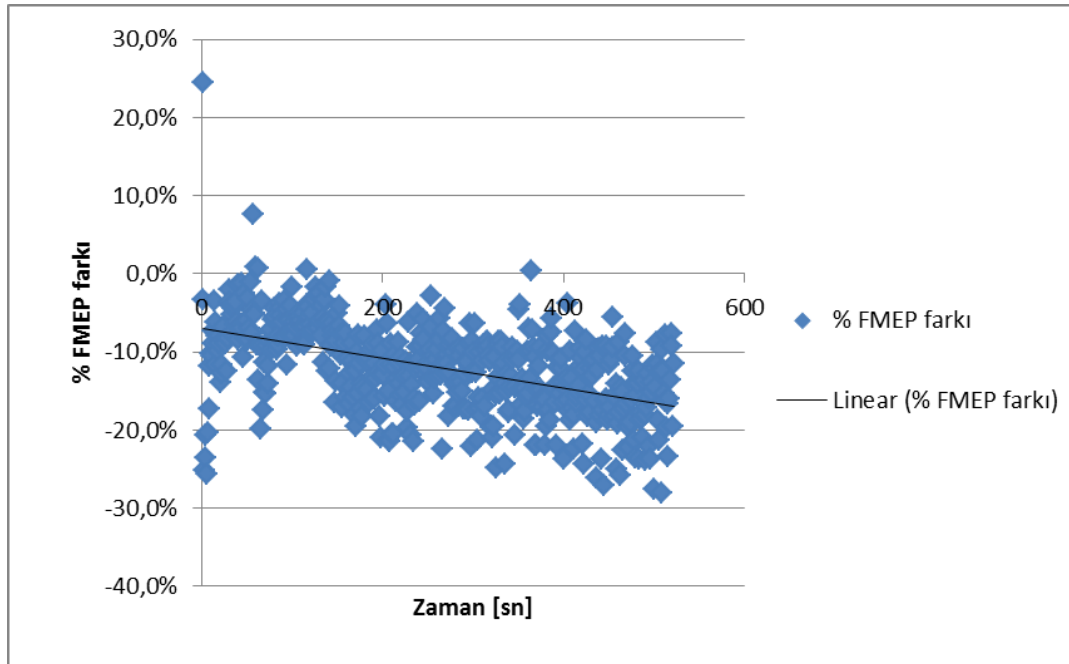


Şekil 5.6 : Test A max ve min yağ hacimlerindeki soğutma suyu sıcaklıkları.

Max ve min durumdaki yağ sıcaklık farkının FMEP üzerine etkisini Şekil 5.7 ve Şekil 5.8'den incelenebilir. Beklenildiği üzere motor min durumdaki FMEP değerleri max durumdaki FMEP değerlerinden düşüktür. Aradaki fark ortalama %12 civarındadır ve yağ sıcaklık farkı arttıkça FMEP farkı da artmaktadır.

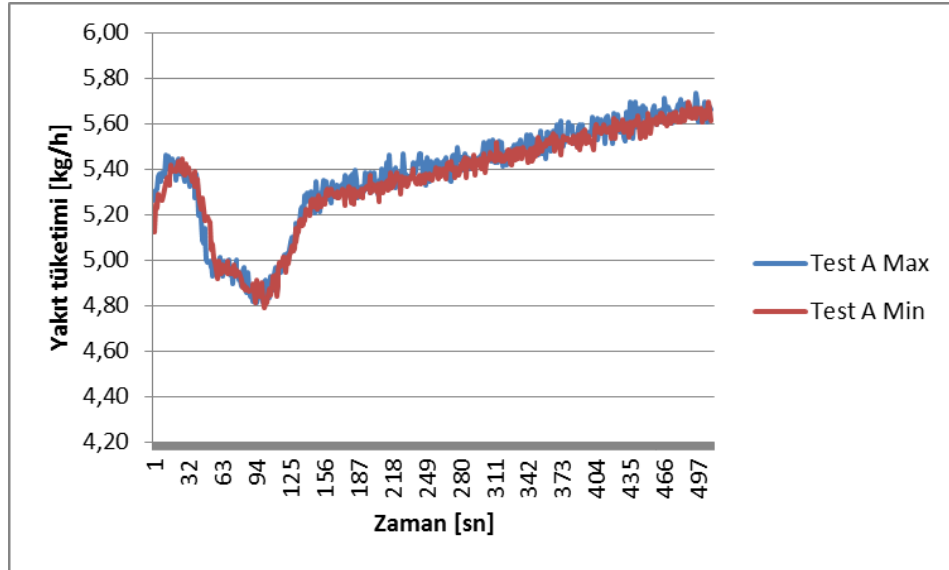


Şekil 5.7 : Test A max ve min durumdaki FMEP değerlerinin farkı.



Şekil 5.8 : Test A min yağ hacmindeki FMEP'in max durumuna göre % olarak farkı.

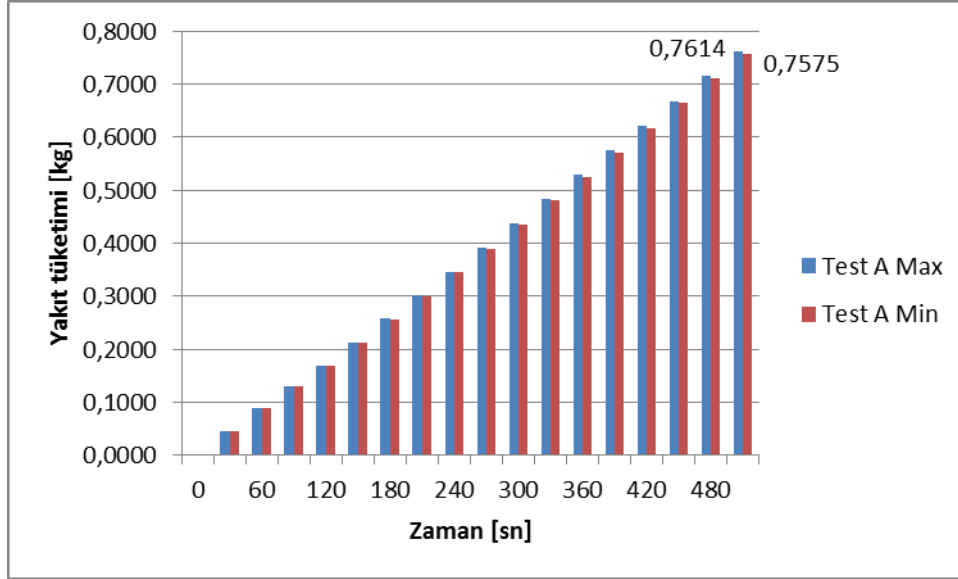
Min yağ hacminde motor yağının daha hızlı ısındığını ve FMEP'in max yağ hacmine göre daha düşük olduğunu yukarıdaki datalarla gösterilmiştir. FMEP'deki düşüşünün yakıt tüketimini düşüreceği bilinen bir gerçektir, Şekil 5.9'da max ve min yağ hacmindeki yakıt tüketimi test boyunca gösterilmiştir. Görüleceği üzere max yağ hacminde min yağ hacmine göre daha fazla yakıt tüketilmiştir. Eğrilerin altında kalan alan toplam yakıt tüketimini verecektir, eğrilerin altında kalan alanın integrali Trapezoid yöntemi ile alınıp, test boyunca tüketilen yakıt miktarı hesaplanabilir. Şekil 5.10'da her bir 30 saniye boyunca toplam olarak yakıt tüketimi değerleri gösterilmiştir. Sonuç olarak 510 saniye sonunda min yağ hacminde 0.7575 kg yakıt tüketilmişken, max yağ hacminde 0.7614 kg yakıt tüketilmiştir, yüzde olarak min durumda %0.51 daha az yakıt tüketilmiştir. Şekil 5.11'de her 30 saniye sonundaki min – max yakıt tüketimi farkı % olarak gösterilmiştir. Yakıt tüketimi farkı motorun soğuk ilk çalışma anında artmakta ve daha sonra sabit kalmaktadır. %0.51'lik yakıt ekonomisinin büyük bir kısmı motorun soğuktan ilk çalışma anında gelmektedir.



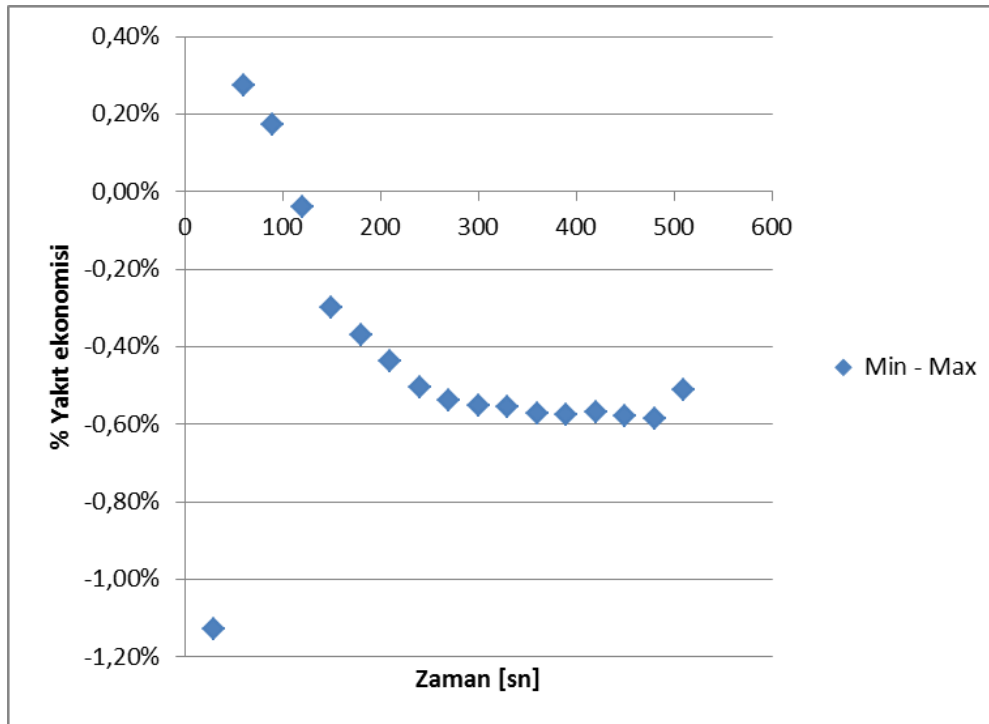
Şekil 5.9 : Test A max ve min yağ hacimlerindeki yakıt tüketimi.

Sabit 2000 d/d motor devri ve %33'lük sabit motor yükü koşulunun test edildiği "Test_A" testlerin sonucunda, min yağ hacminde max hacmine göre motor yağının 0.02 °C/s kadar daha hızlı bir şekilde ısındığı, FMEP'in ortalama %12 civarında daha düşük olduğu ve sonucunda %0.51 oranında yakıt ekonomisi sağlanacağı datalar ile kanıtlanmıştır. Motor dyno testinin ikinci kısmında , Test_B diye adlandırdığımız testlerde yağ hacminin NEDC üzerinde yağ ısınma performansına ve yakıt ekonomisi üzerine etkisi incelenecektir. NEDC çevrimi motor dynosuna çevrilirken,

aracın NEDC çevrimi koşması esnasındaki motor devri ve yükü dataları alınarak yaratılmıştır. Şekil 5.12 motor dynosundaki NEDC çevrimi göstermektedir.



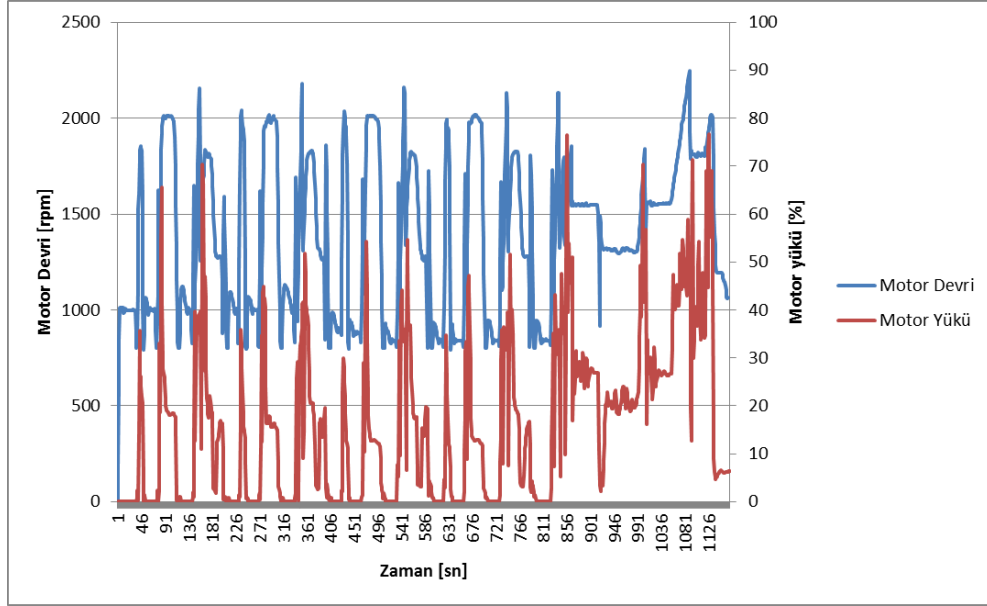
Şekil 5.10 : Test A max ve min yağ hacimlerinde yakıt tüketimi.



Şekil 5.11 : Test A min ve max yağ hacminde % olarak yakıt ekonomisi farkı.

İlk olarak yağ sıcaklığının tüm NEDC çevrimi boyunca değişimini inceleyelim. Şekil 5.13 min ve max yağ hacimlerdeki yağın ısınma performansını göstermektedir. Min ve max yağ hacimlerdeki yağ sıcaklık farkı aracın hızlanma

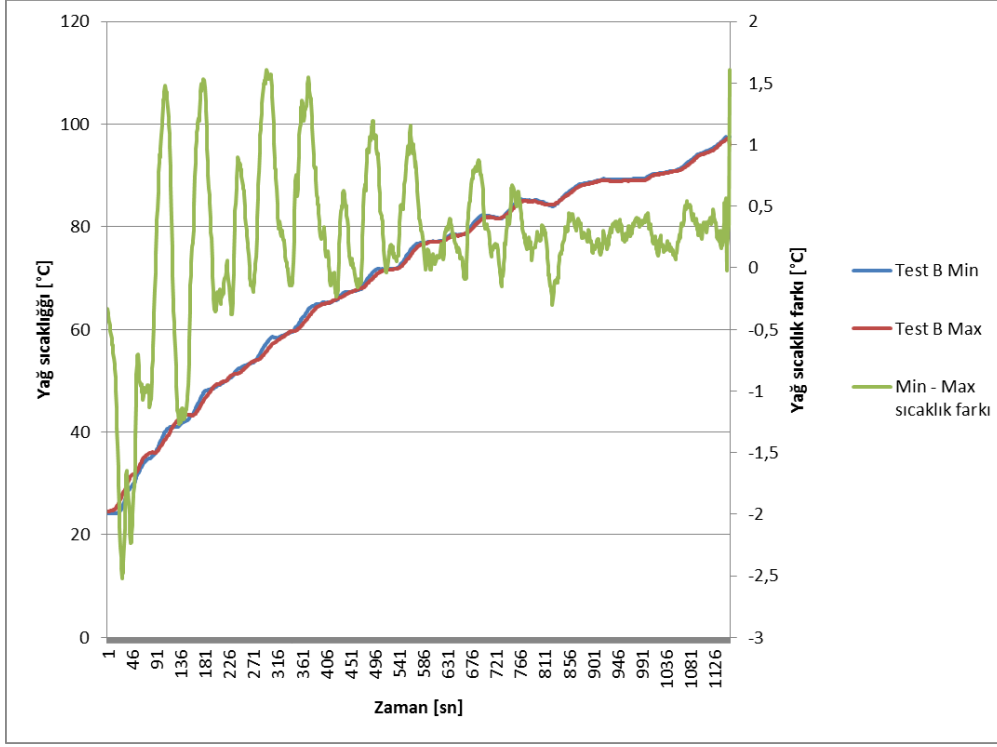
periyodu olan motor devrinin arttığı anlarda daha keskin bir şekilde gözlemlenmektedir.



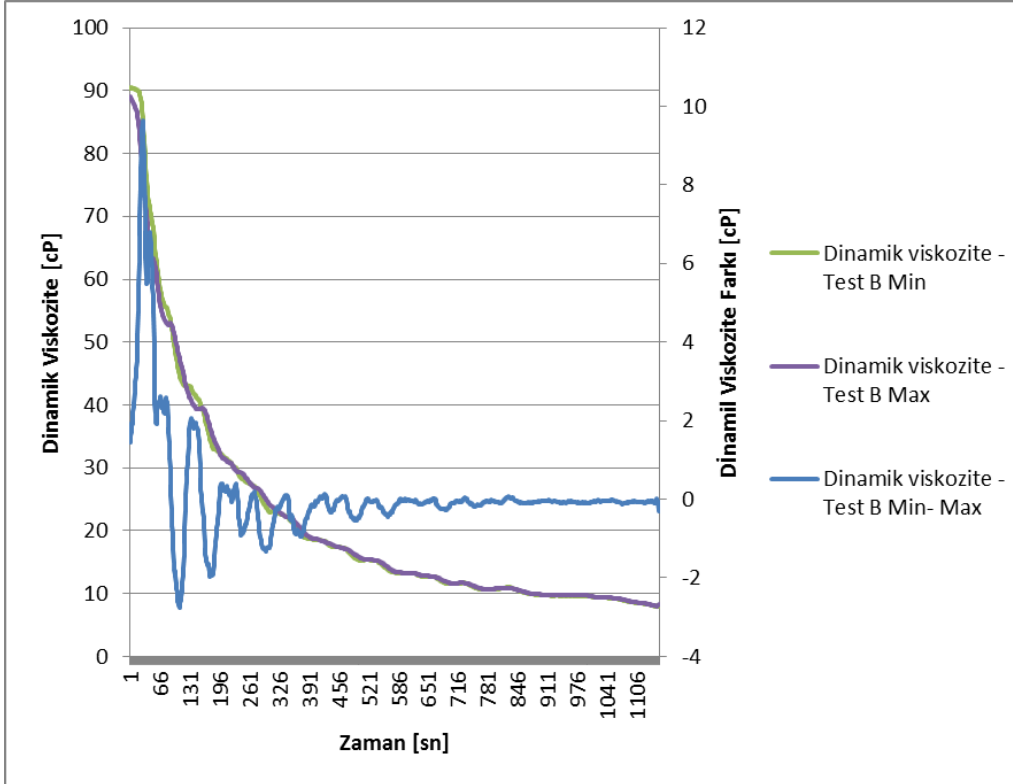
Şekil 5.12 : Motor dynosu üzerinde uygulanan NEDC çevrimi.

Bu durumlarda yağ sıcaklık farkı 1.5°C 'e ulaşmaktadır, ortalama olarak $0.8-1.0^{\circ}\text{C}$ arasında bir sıcaklık farkı tüm NEDC boyunca oluştuğu söylenebilir. NEDC çevriminin sonuna doğru ise sıcaklık farkları azalmakta ve sıfıra düşmektedir. Şekil 5.14'de ise NEDC boyunca yağ sıcaklıklarına göre (1.2) Vogel formülü ile hesaplanmış dinamik viskozitelerinin değişimi gösterilmiştir ve sonuca göre, min ve max durumdaki yağların viskoziteleri arasında en önemli fark motorun soğuk ilk çalıştığı anlarda olmaktadır. Motor ilk çalıştığında min durumdaki yağın sıcaklığının ufak miktarda farklı olmasından kaynaklanan ilk başlardaki dinamik viskozitenin min durumda max durumda farklı olma durumu bahsedilen sebepten ötürü göz önüne alınmamalıdır. Şöyleki aynı sıcaklıklardan başlanmış olsaydı, min durumda viskozite farkının negatife gittiği durumlarda viskozite farkı daha fazla olacaktı. Genel eğilime bakıldığında yağ viskoziteleri arasında en fazla 2 cP 'lik fark motor ilk çalıştırıldığı 100. ile 250. saniye aralarında olmaktadır. Viskozite farkı yağ sıcaklığı artıkça azalmakta ve NEDC sonunda doğru sıfırda eşitlenmektedir.

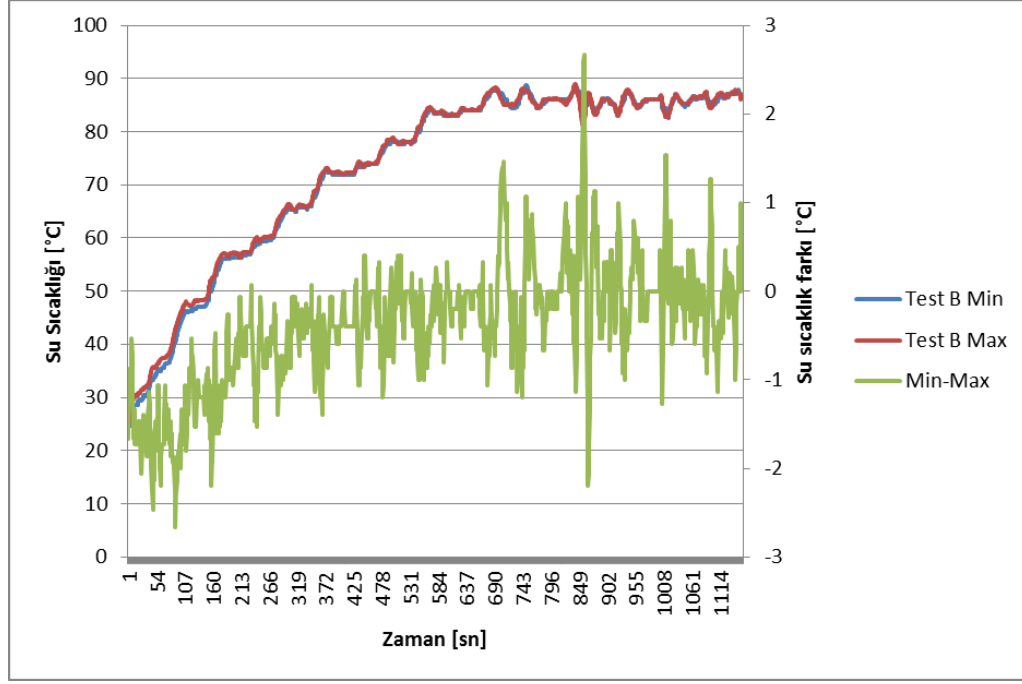
Şekil 5.15'de motor soğutma suyunun NEDC boyunca değişimi gösterilmiştir. Motor soğutma suyunda bariz bir sıcaklık farkı gözlemlenmemiştir. Motor suyunun max durumda yaklaşık 1°C 'e yüksek olmasından kaynaklanan ilk çalışmada min – max yağ hacminde sıcaklık farkının negatiften başlama durumu bu sebeptendir.



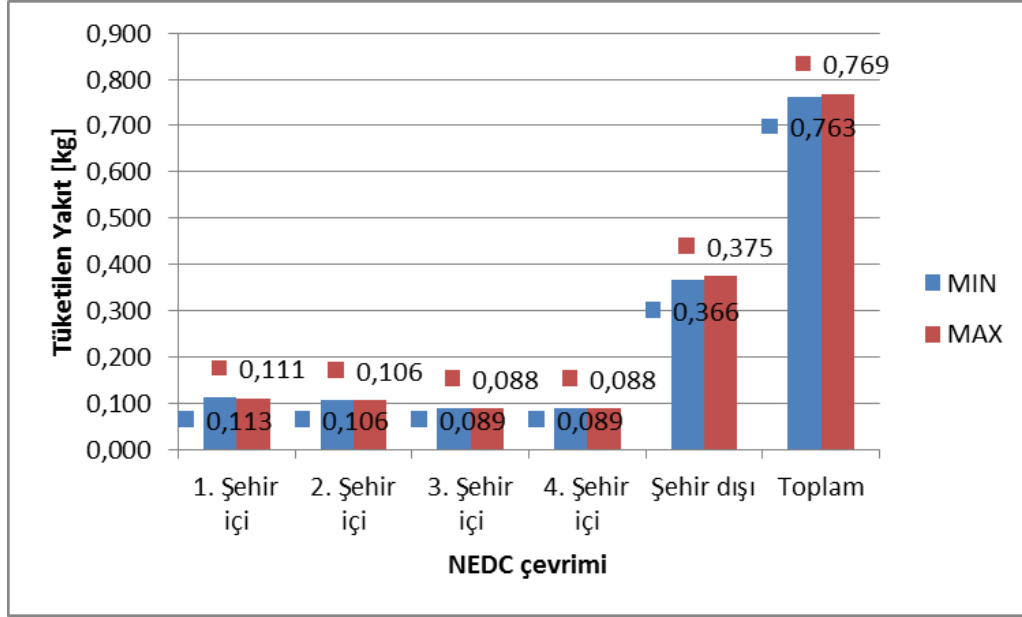
Şekil 5.13 : Test B min ve max yağ hacminde yağ sıcaklığının ısınma performansı.



Şekil 5.14 : Test B max ve min yağ hacminde viskozitenin zaman bağlı değişimi.



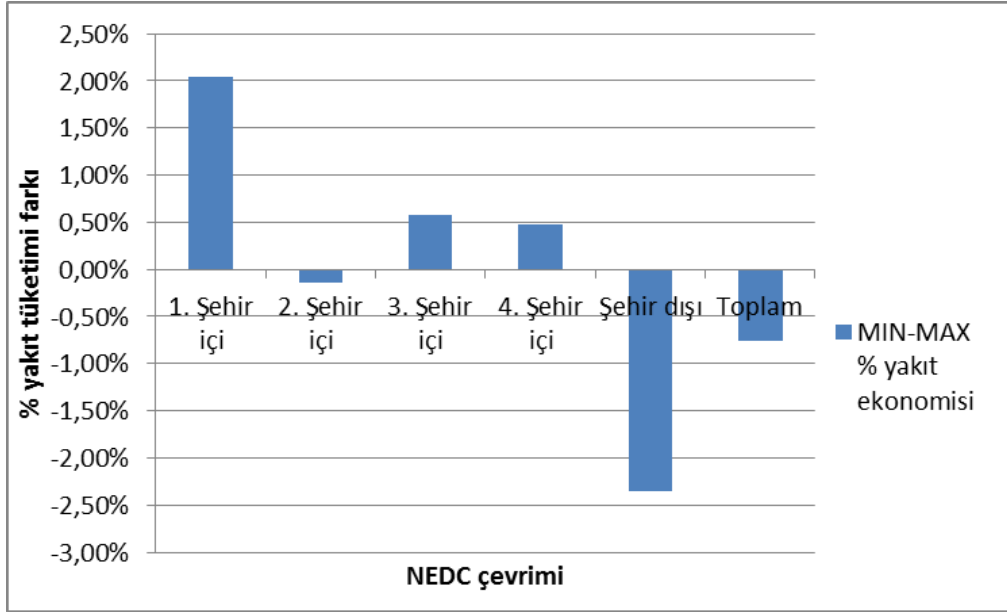
Şekil 5.15 : Test B max ve min yağ hacminde soğutma suyu sıcaklığı değişimi.



Şekil 5.16 : Test B max ve min yağ hacminde toplam yakıt tüketim değerleri.

Test_B koşulunda max ve min yağ hacimlerinin NEDC çevrimi boyunca her bir çevrim sonundaki toplam yakıt tüketimi Şekil 5.16'da gösterilmiştir. Buna göre şehir içi çevrimlerinde min yağ hacminde max yağ hacmine göre yakıt tüketimi açısından avantaj sağlanamamıştır, 1., 3. ve 4. Şehir içi çevrimlerinde az bir farkla min yağ hacminde yakıt tüketimi max yağ hacmindeki durumda daha fazla olmaktadır, asıl fark ise şehir dışı çevriminde olmaktadır. Şekil 5.17 ise yakıt tüketimi oranlarının %

olarak karşılaştırmasını vermektedir, görüldüğü üzere şehir dışı çevrimi sırasında min yağ hacminde %2.5 civarında daha az yakıt tüketilmektedir ve tüm NEDC sonunda %0.75'lik yakıt ekonomisi sağlanmıştır.



Şekil 5.17 : Test B max ve min yağ hacminde % olarak yakıt tüketim farkları.

6. SONUÇ

Yapılan araştırmalar ve testlerin sonucunda motordaki yağ hacminin motorun soğuk ilk çalışma durumunda yağın ısınma performansına direk etkisi olduğu gözlemlenmiştir. Motor soğuk durumda iken motor yağının sıcaklığı, yağın viskozitesini belirlemekte ve yüksek ya da düşük viskoziteli yağ ile motorun çalışma durumuna göre FMEP ve yakıt tüketim değerleri değişmektedir.

Bu tezde ilk olarak 1D Flowmaster analizi ile motorun ısı modeli kurulmuş ve birim yakıtın yandığında çıkan enerjinin ne kadar motor yağına geçtiği ve motor yağının sıcaklığını ne kadar arttırdığı bulunmuştur. Daha sonra bu model üzerinden NEDC çevrimi koşturularak her bir ara çevrimde ve tüm çevrim boyunca farklı yağ hacimlerindeki yağın ısınma performansı ve yakıt tüketim değerleri çıkarılmıştır. Analize göre en düşük yağ hacmi olan 3.95L yağ hacminde, 6.95L yağ hacmine göre %0.47'lik yakıt tüketiminde azalma gözükmemektedir. Yakıt tüketim farkı %0.98 ile en fazla 2. Şehir içi çevriminde gerçekleşmektedir. Buradan yağ hacminin azaltılması ve yağ ısınma performansının iyileştirilmesinin en etkili olduğu kısım motorun henüz optimum sıcaklığa gelmediği koşul olduğu söylemek yanlış olmaz.

Araç emisyon dynosunda 100 PS 1.5L dizel motorlu araçta NEDC koşullarında üç değişik yağ hacmi testi yapılmıştır. Testlere başlamadan önce motor yağının, soğutma suyunun ve motor blok yüzey sıcaklığının $25 \pm 2^{\circ}\text{C}$ olması beklenmiş ve teste bu koşulda başlanmıştır. Yapılan testler sonucunda, motor yağının minimum yağ hacminde ilk şehir içi çevriminden başlamak üzere 1.5°C ile 2°C arasında bir fark oluşturduğu ve NEDC çevriminin sonuna kadar bu farkın korunduğu gözlemlenmiştir. Min yağ hacminde araç NEDC çevrimi sonunda max yağ hacmine göre %1.6 daha az yakıt harcamıştır. Motorun soğuk olduğu ilk iki şehir içi çevriminde, min yağ hacminde max duruma göre %2.5 ile %2.0 arasında daha az yakıt tükettiği gözlemlenmiştir.

120 PS 2.2L dizel motor, motor dynosunda iki farklı yağ hacminde, 6.7L ve 4.2L yağ hacminde sabit devir ve sabit motor yükünde ve NEDC çevrimi koşullarında test edilmiştir. Sabit 2000 d/d motor devri ve %33 motor yükü ile koşulan testte, min yağ

hacimde koşulan testteki motor yağı, max durumdakinden 2 °C daha sıcak olduğu gözlemlenmiştir. Min yağ hacminde yağ sıcaklığının daha yüksek ve yağ viskozitesinin düşük olmasından dolayı, min yağ hacmindeki FMEP, max yağ hacmindekine göre ortalama %11 daha düşüktür. Bu da tezin motorun soğuk ilk çalışma durumunda yağ ısınma performansının artması ile motordaki sürtünmelerin azaltılacağını kanıtlamaktadır. Min yağ hacmindeki yağın ısınma performansındaki iyileşmenin yakıt ekonomisine etkisine incelersek, ilk çalışma anı itibariyle min durumdaki yakıt tüketimi max durumdakine göre azalmakta ve %0.50 civarında sabit kalmaktadır. Sonuç olarak, motorun sabit 2000 d/d ve %33 motor yükünde çalıştığı durumunda min yağ hacmi durumunda max yağ hacminde %0.40 ile 0.50 arasında daha az yakıt tüketeyeği kanıtlanmıştır.

Motor dynosunda ikinci test olan max ve min yağ hacminde NEDC çevrimin koşulduğu testlerin sonuncunda, min durumda max duruma göre maksimum 1°C civarında sıcaklık farkı , aracın hızlandığı ve motor devrinin arttığı durumda gözlemlenmiştir. Her iki yağ hacmindeki yakıt tüketimi değerlerine bakıldığında ise ilk şehir içi çevriminde minimum yağ hacminde maksimum yağ hacmindeki duruma göre % 2 daha fazla yakıt tüketilmiştir. 2., 3. ve 4. şehir içi çevrimlerinde yakıt tüketim farkı %0.5 civarına düşmüştür fakat yine minimum yağ hacminde daha fazla yakıt tüketimi gözlemlenmiştir. Diğer testlerden farklı olarak, şehir dışı çevriminde minimum yağ hacminde max yağ hacmindeki koşula oranla %2.4 daha az yakıt tüketilmiştir. Tüm NEDC çevriminde ise min yağ hacminde max yağ hacmine göre %0.51'lik bir yakıt ekonomisi sağlanmıştır. Bu sonuçlara dayanarak, NEDC çevrimini motor dynosunda koşulduğunda sağlıklı değerler alınamama ihtimali olduğu söylenebilir.

Bu tezde yapılan çalışmalar ile birlikte, motordaki yağ hacminin azaltılarak motor yağının ısınma performansının iyileşerek motorun daha düşük viskoziteli yağ ile çalışacağı, bu durumda motordaki sürtünme kayıplarının göstergesi olan FMEP'in düşeyeği ve %0.5 ile %1.5 arasında bir yakıt ekonomisini sağlanacağı sonucuna varılmıştır.

KAYNAKLAR

- Allen, A. J., Brown, A. J., Dumenil, J. C., Leong, D. K. W., Pegg, I., Shayler P. J.** (2007). Characterising Lubricating Oil Viscosity to Describe Effects on Engine Friction. *SAE Technical Paper*, no. 2007-01-11984.
- Anderson, J., Bansal, J., Carden, C., Devine., M., Field., I., Pisani, C., Laine, E.,** (2013). The Effect of Low Viscosity Oil on the Wear, Friction and Fuel Consumption of a Heavy Duty Truck Engine. *SAE Technical Paper*, no.2013-01-0331.
- Andrews, G. E., Bell, M. Li, H., Ounzain, A. M., Ropkins, K., ve Tate, J.** (2007), The Use of a Water/Lube Oil Heat Exchanger and Enhanced Cooling Water Heating to Increase Water and Lube Oil Heating Rates in Passenger Cars for Reduced Fuel Consumption and CO₂ Emissions During Cold Start. *SAE Technical Paper*, no.2007-01-2067.
- Andrews, G. E., Bell, M., Li, H., Simpson, A., Tate, J., Wylie, J.A., Zhu, G.** (2004). The Effect of Ambient Temperature on Cold Start Urban Traffic Emissions for a Real World SI Car. *SAE Technical Paper*, no.2004-01-2903.
- Andrews, G. E., Bell, M., Li, H., Tate, J., Wylie, J.A., Zhu, G.** (2005). Influence of Ambient Temperature on Cold-start Emissions for a Euro 1 SI Car Using In-vehicle Emissions Measurement in an Urban Traffic Jam Test Cycle. *SAE Technical Paper*, no.2005-01-1617.
- Andrews, G. E., Harris, J. R. ve Ounzain, A.** (1989). SI Engine Warm-Up: Water and Lubricating Oil Temperature Influences. *SAE Technical Paper*, no.892103.
- Assanis, D. N., Noorman, M. T., Patterson, D. J., Tung, S. C, Tseregounis, S. I.** (2000). Overview of Techniques for Measuring Friction Using Bench Tests and Fired Engines. *SAE Technical Paper*, no.2000-01-1780.
- Basshuysen, R. V., ve Schafer, F.** (2004). *Internal Combustion Engine Handbook.*, sf. 279-302, 2004, SAE International, USA.
- Champoussin, J. C., Gentile, D., Jarrier, L. ve Yu, R.** (2000). Warm-Up of a D.I. Diesel Engine: Experiment and Modeling, *SAE Technical Paper*, no.2000-01-0299.
- Christian, S. J., Ma ve T., Shayler P. J.** (1993). A Model for the Investigation of Temperature, Heat Flow and Friction Characteristics During Engine Warm-Up. *SAE Technical Paper*, no.931153.
- Chui, G. K., Holdeman, H. A. ve Sorab, J.** (1993). Viscosity Prediction for Multigrade Oils. *SAE Technical Paper*, no.932833.

- Damiral, P. ve Trapy, J. D.** (1990). An Investigation of Lubricating System Warm-Up for the Improvement of Cold Start Efficiency and Emissions of S.I. Automotive Engines, *SAE Technical Paper*, no.902089.
- Kunze, K., Lade, I., Tonhauser, J. ve Wolff, S.** (2006). A Systematic Analysis of CO₂-Reduction by an Optimized Heat Supply During Vehicle Warm-up. *SAE Technical Paper*, no.2006-01-1450.
- Leong, D. K. W., Murphy, M., Shayler P. J.** (2005). Contributions to Engine Friction During Cold, Low Speed Running and the Dependence on Oil Viscosity. *SAE Technical Paper*, no. 2005-01-1654.
- Rhor, W.F.** (2013), *Experimental and Theoretical Investigations of Lube Oil Performance and Engine Friction*, ABD, (doktora tezi), University of Tennessee, Knoxville.
- Url-1** <http://ec.europa.eu/clima/policies/transport/vehicles/cars/index_en.htm>, erişim tarihi: 15.05.2015.
- Url-2** <http://ec.europa.eu/clima/policies/transport/vehicles/vans/index_en.htm>, erişim tarihi: 15.05.2015
- Url-3** <http://www.theicct.org/sites/default/files/publications/ICCTupdate_EU-95gram_jan2014.pdf>, erişim tarihi: 15.05.2015.

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad : Şükrü Can Çerkezoğlu

Doğum Yeri ve Tarihi : Giresun, 29.03.1986

E-Posta : sccerkezoglu@gmail.com / ccerkezo@ford.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2010, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği
- **Yükseklisans** : 2015, İstanbul Teknik Üniversitesi, Otomotiv Anabilim Dalı

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

2010 Haziran – 2015 Temmuz – Ford Otosan Ürün Geliştirme Mühendisi

- 4.4L V8 dizel motoru yağlama sisteminin geliştirilmesi
- 1.6L I4 dizel motoru için plastik yağ karteri tasarım, dizayn doğrulama testlerinin bitirilmesi ve seri üretimde devreye alınması – Ford Avrupa’daki ilk plastik karter tasarımı

2015 Temmuz – halen – Ford Otosan Ürün Geliştirme Mühendislik Ekip Lideri

- 7 kişilik ekibe ekip liderliği yapmaktayım.
- 1.5L, 2.0L, 2.2L, 3.2L binek ve ticari dizel motor projelerini, 9.0L ve 12.7L ağır ticari araçların dizel motor tasarım ve geliştirilmesinden sorumluyum.