

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**MOTOR GÜÇ EĞRİSİNİN EMİSYON VE YAKIT TÜKETİMİ
ÜZERİNDEKİ ETKİSİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Semih SAĞENER**

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği

Programı : Otomotiv

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Cem SORUŞBAY

Haziran 2011

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**MOTOR GÜÇ EĞRİSİNİN EMİSYON VE YAKIT TÜKETİMİ
ÜZERİNDEKİ ETKİSİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Semih SAĞENER
(503071727)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 06 Mayıs 2011
Tezin Savunulduğu Tarih : 06 Haziran 2011

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Cem SORUŞBAY (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Metin ERGENEMAN (İTÜ)
Prof. Dr. Hakan KALELİ (YTÜ)

Haziran 2011

Eşim Seda'ya ,

ÖNSÖZ

Ülkemizde ağır ticari araç üretim faaliyetleri gösteren Ford Otosan A.Ş'nin 260 Ps güce sahip 1826 ve 2526 modelleri için Euro5 emisyon direktiflerinin gerekleri sağlanarak yakıt tüketimi ve performans bakımından optimim güç eğrisi tasarlanmaya çalışılmıştır. Mevcut ve yeni güç eğrisine sahip motorların, aktarma organları da göz önünde bulundurularak yokuş performansı ve yakıt tüketimi değerleri karşılaştırılmıştır.

Mayıs 2011

Semih SAĞENER

Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖNSÖZ.....	v
KISALTMALAR	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ	xiii
ÖZET	xvii
SUMMARY.....	xix
1. YAKIT TÜKETİMİNİN MODELLENMESİ	1
1.1 Yol Dirençleri	1
1.1.1 Yuvarlanma direnci	1
1.1.2 Rüzgar direnci	2
1.1.3 Yokuş direnci	2
1.1.4 İvme direnci	3
1.2 Motordan Çekilen Güç	3
1.3 Araç Yakıt Tüketimi.....	4
2. EMİSYONLAR VE 2005-55-EC HAKKINDA GENEL BİLGİ	7
2.1 2005-55-EC ve Emisyon Testleri Hakkında Bilgi	7
2.2 Nox – Özgül Yakıt Tüketimi İlişkisi	8
2.3 Günümüzde Kullanılan NOx Azaltma Yöntemleri.....	9
2.3.1 EGR.....	9
2.3.2 Enjeksiyon Kontrolü.....	10
2.3.3 SCR.....	10
2.4 Güç Eğrisinin Emisyonlar ve Yakıt Tüketimi Üzerindeki Etkisi	13
3. EMİSYON KALİBRASYONU.....	17
3.1 Güç ve Tork Eğrilerinin Çizilmesi	17
3.2 ETC Testinin Motor Hızı ve Tork Dağılımının Oluşturulması	18
3.3 Enjektör Testleri.....	19
3.4 Enjektör Testi Sonuçları	21
3.5 Enjektör Seçimi	39
4. SONUÇLAR.....	41
4.1 Emisyon Testi Sonuçları	41
4.2 Araç Performans Eğrileri	42
KAYNAKLAR.....	49
ÖZGEÇMİŞ.....	51

KISALTMALAR

ETC : European Transient Cycle

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : 2005-55-EC'ye göre emisyon limitleri.	7
Çizelge 2.2 : İki farklı güç eğrisinin n_{high} , n_{low} ve n_{ref} değerleri.	14
Çizelge 3.1 : Mevcut ve yeni 260 Ps güç eğrilerinin n_{high} , n_{low} ve n_{ref} değerleri	41

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Yokuş direncini yokuş açısının sinüsü yerine tanjantını kullanmaktan kaynaklanan hata	3
Şekil 1.2 : Motor özgül yakıt tüketimi yumurta eğrileri	5
Şekil 2.1 : SCR katalisti NO _x çevrim verimi eğrisi	11
Şekil 2.2 : Farklı NO ₂ / NO _x oranlarında SCR katalisti NO _x çevrim verimi eğrisi ..	12
Şekil 2.3 : Boşluk hızı ve sıcaklığa bağlı SCR katalisti NO _x çevrim verimi	12
Şekil 2.4 : Motor Güç eğrileri	14
Şekil 2.5 : ETC testi motor hızı ve tork dağılımı	14
Şekil 2.6 : Tekerlek gücü eğrileri	15
Şekil 3.1 : Motor güç eğrileri	17
Şekil 3.2 : Motor Tork eğrisi	17
Şekil 3.3 : ETC testi motor hızı ve tork dağılımı	18
Şekil 3.4 : Enjektör testi noktaları	19
Şekil 3.5 : Enjektör testi püskürtme avansı ve ortak yakıt yolu basıncı noktaları ..	20
Şekil 3.6 : Özgül yakıt tüketimi – Özgül NO _x eğrisi	22
Şekil 3.7 : İS emisyonları	22
Şekil 3.8 : Özgül yakıt tüketimi – Özgül NO _x eğrisi	23
Şekil 3.9 : İS emisyonları	23
Şekil 3.10 : Özgül yakıt tüketimi – Özgül NO _x eğrisi	24
Şekil 3.11 : İS emisyonları	24
Şekil 3.12 : Özgül yakıt tüketimi – Özgül NO _x eğrisi	25
Şekil 3.13 : İS emisyonları	25
Şekil 3.14 : Özgül yakıt tüketimi – Özgül NO _x eğrisi	26
Şekil 3.15 : İS emisyonları	26
Şekil 3.16 : Özgül yakıt tüketimi – Özgül NO _x eğrisi	27
Şekil 3.17 : İS emisyonları	26
Şekil 3.18 : Özgül yakıt tüketimi – Özgül NO _x eğrisi	28
Şekil 3.19 : İS emisyonları	28
Şekil 3.20 : Özgül yakıt tüketimi – Özgül NO _x eğrisi	29
Şekil 3.21 : İS emisyonları	29
Şekil 3.22 : Özgül yakıt tüketimi – Özgül NO _x eğrisi	30
Şekil 3.23 : İS emisyonları	30
Şekil 3.24 : Özgül yakıt tüketimi – Özgül NO _x eğrisi	31
Şekil 3.25 : İS emisyonları	31
Şekil 3.26 : Özgül yakıt tüketimi – Özgül NO _x eğrisi	32
Şekil 3.27 : İS emisyonları	32
Şekil 3.28 : Özgül yakıt tüketimi – Özgül NO _x eğrisi	33
Şekil 3.29 : İS emisyonları	33
Şekil 3.30 : 1800 rpm 40 mg/stroke özgül yakıt tüketimi ve özgül NO _x değerleri ..	34
Şekil 3.31 : 1800 rpm 40 mg/stroke NO _x derişimi	35
Şekil 3.32 : 1800 rpm 40 mg/stroke tork değerleri	35

Şekil 3.33 :.1800 rpm 40 mg/stroke silindir içi basıncı maksimum değerleri.....	36
Şekil 3.34 :.Krank açısına bağlı silindir içi basınç	37
Şekil 3.35 :.Krank açısına bağlı silindir içi basınç	37
Şekil 4.1 :. Araç hızına bağlı tekerlek gücü eğrisi	42
Şekil 4.2 :. Araç hızına bağlı tekerlek gücü eğrisi	42
Şekil 4.3 :. Araç hızına bağlı çeki eğrisi	43
Şekil 4.4 :. Araç hızına bağlı çeki eğrisi	43
Şekil 4.5 :. Yokuş performansı eğrisi.....	44
Şekil 4.6 :. Yokuş performansı eğrisi.....	44
Şekil 4.7 :. Araç yakıt tüketimi karşılaştırması	45
Şekil 4.8 :. Araç yakıt tüketimi karşılaştırması	45

MOTOR GÜÇ EĞRİSİNİN EMİSYON VE YAKIT TÜKETİMİ ÜZERİNDEKİ ETKİSİ

ÖZET

Günümüzde artan yakıt fiyatları ve git gide azalan yasal NO_x limitleri az yakıt tüketimine sahip NO_x seviyesi düşük araçların tasarlanmasını zorunlu hale getirmektedir. Günümüzde bu problem sadece bir motor tasarım problemi olmaktan çıkmıştır. Günümüzdeki düşük NO_x seviyelerini sadece enjeksiyon parametrelerinin optimizasyonu ile mümkün olmayıp EGR veya SCR gibi farklı uygulamara gitmek zorunlu hale gelmiştir.

Bu çalışmada Ford Otosan firmasının ürettiği 260 Ps gücündeki 1826 ve 2526 yol kamyonları için farklı bir güç eğrisi tasarlanmış, yeni güç eğrisinin emisyon testi ve SCR NO_x çevrim verimi açısından etkileri araştırılmıştır. Yeni güç eğrisi için üç farklı delik çapına sahip enjektör setinden özgül yakıt tüketimi, NO_x ve is emisyonları bakımından en optimumu seçilmeye çalışılmıştır. Yeni oluşturulan enjeksiyon kalibrasyonu ile yeni özgül yakıt tüketimi değerleri elde edilmiştir. mevcut ve yeni 260 Ps versiyonlarının emisyon testi sonuçları, tekerlek gücü, çeki kuvveti eğrileri, yokuş performansı ve araç yakıt tüketim değerleri karşılaştırılmıştır.

IMPACT OF POWER CURVE ON EMISSION AND FUEL CONSUMPTION

SUMMARY

Nowadays, increase in fuel expense and decrease in legal NO_x limits makes it necessary to design vehicles which has low fuel consumption and low NO_x emission. Now, this problem is not a engine design problem only. Today it is impossible to satisfy legal NO_x limits with only optimization of fuel injection parameters and application of EGR or SCR becomes mandatory.

In this study, a new power curve was designed for Ford Otosan's 260 Ps road trucks which have 1826 and 2526 named variants. Impact of new power curve on emission test and SCR NO_x conversion efficiency was investigated. An injector hole diameter was selected from three alternatives for the new power curve which is optimum with respect to specific fuel consumption, NO_x and smoke emissions. A new injection calibration was prepared and specific fuel consumption values were obtained. Emission test results, tire power curves, traction force curves, gradeability and vehicle fuel consumption values of current and new 260 Ps versions were compared.

1. YAKIT TÜKEMİNİN MODELLENMESİ

Tez kapsamında Ford Cargo H298 260 Ps yol kamyonlarının araç yakıt tüketimi modellenmiştir. 260 Ps yol kamyonun iki modeli mevcuttur. Bu modeller 1826 ve de 2526 araçlarıdır. İki modeldeki 18 ve 25'in anlamı aracın yüklüken yasal olarak ulaşabileceği maksimum kütledir. Oluşturulan Matlab Simulink Modeli ile birbirinden farklı güç eğrisi, özgül yakıt tüketim değerleri, şanzıman ve son dişli oranlarına sahip araçların 10 km/h ile 100 km/h araç hız aralığındaki yakıt tüketim değerleri, yokuş tırmanma kabiliyetleri karşılaştırılmıştır, ayrıca tekerlek güç eğrileri ve çeki eğrileri elde edilmiştir.

1.1. Yol Dirençleri

Herhangi bir yol koşulunda aracın belirlenen bir hızda ve de ivmede gidebilmesi için motordan çekilmesi gereken gücün hesaplanması için yol dirençlerinin hesaplanabilmesi gerekmektedir. Dört adet yol direnci mevcuttur. Bunlar yuvarlanma direnci, yokuş direnci, rüzgar direnci ve de ivme direncidir. Oluşturulan modelde bu dirençler hesaplanmıştır.

1.1.1. Yuvarlanma direnci

$$F_r = G * f_r \quad (1.1)$$

Yukarıdaki formülde G aracın ağırlığı f_r ise yuvarlanma direnci katsayısıdır. Yuvarlanma direncinin başka bir ifadesi de SAE J2452 formülü olup aşağıdaki gibidir.

$$F_r = p^\alpha W^\beta (a + bV + cV^2) \quad (1.2)$$

P : Lastik basıncı (kPa)

W : Lastik başına düşen dikey yük.

V : araç hızı (km/h)

Test dataları yukarıdaki formüle oturtularak formüldeki katsayılar hesaplanmıştır. Bu işlem Goodyear firması tarafından 295 80 R22.5 lastiği için yapılmıştır. Formülde her bir tekerlek başına düşen dikey yük akslara düşen yüklerin ideal olduğu kabulüne uygun olarak yapılmıştır. İdeal aks yükleri her akstaki tekerlek sayısına bölünerek her bir lastiğin yuvarlanma direnci hesaplanmıştır.

1.1.2. Rüzgar direnci

$$F_l = \frac{1}{2} C_D A \rho V^2 \quad (1.3)$$

C_D : Rüzgar direnci katsayısı

A : Projeksiyon alanı (m^2)

ρ : Havanın yoğunluğu (kg/m^3)

V : Araç hızı (m/s)

Modelde havanın 20 Celcius'taki yoğunluğu kullanılmıştır ve de rüzgar hızı 0 m/s kabul edilmiştir.

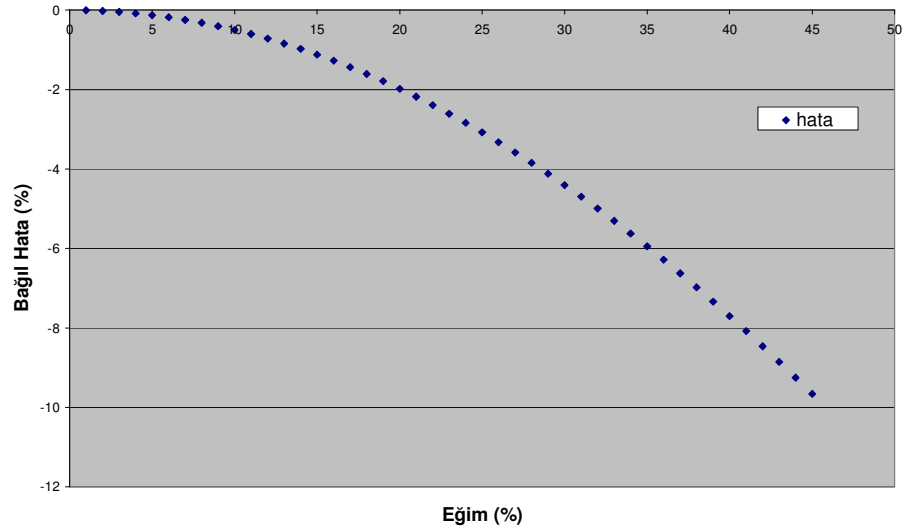
1.1.3. Yokuş direnci

$$F_p = G * \sin(\alpha) \quad (1.4)$$

Bu förmül yerine aşağıdaki fömülü de kullanmak mümkündür.

$$F_p = G * p \quad (1.5)$$

p : Açısı α olan bir yokuşun tanjantıdır. Bu fömülü kullanmaktan kaynaklanan hata açığa bağli olarak aşağıdaki gibidir.



Şekil 1.1 : Yokuş direncini yokuş açısının sinüsü yerine tanjantını kullanmaktan kaynaklanan hata

1.1.4. İvme direnci

$$F_a = m * a * (1 + \lambda) \quad (1.6)$$

$$\lambda = \frac{\left(\frac{J_{motor} * (i_{Tr} * i_{FDR})^2 + J_{Tr} * (i_{FDR})^2 + J_{FDR} + J_t * n_t}{r^2} \right)}{m} \quad (1.7)$$

J_{motor} , J_{Tr} , J_{FDR} ve J_t : Sırasıyla motor, şanzıman, son dişli ve tekerlek atalet momentleri (kgm^2)

i_{Tr} ve i_{FDR} : Sırasıyla şanzıman ve son dişli çevrim oranları

n_t : Tekerlek sayısı

1.2. Motordan Çekilen Güç

$$F_{Tekerlek} = F_r + F_L + F_p + F_a \quad (1.8)$$

$$P_{Te\text{ker}lek} = F_{Te\text{ker}lek} * v \quad (1.9)$$

$$P_{motor} = \frac{P_{Te\text{ker}lek}}{\eta_{Tr} * \eta_{FDR}} \quad (1.10)$$

η_{Tr} ve η_{FDR} : Sırasıyla şanzıman ve sondişli mekanik verimleri.

1.3. Araç Yakıt Tüketimi

Aracın herhangi bir andaki yakıt tüketimini ($\dot{Q}$) (g/h) hesaplayabilmek için motordan çekilmesi gereken gücün (P_{motor}) (kW) motor hızı (n_{motor}) (rpm) ve tork (M_{motor}) (Nm) bileşenlerinin ve de motorun bulunan motor hızı ve tork noktasındaki özgül yakıt (SFC) tüketimi değerinin bilinmesi gerekir.

$$n_{motor} = \frac{v * i_{FDR} * i_{Tr} * 60}{3.6 * 2 * \prod r_i} \quad (1.11)$$

Herhangi bir araç hızında n_{motor} 'un hesaplanabilmesi için aracın o an hangi viteste gittiği bilinmelidir. Modelde vites seçimi yakıt tüketimini minimize etme üzerine kuruludur. P_{motor} 'u verebilen en düşük motor hızı dolayısıyla en yüksek tork noktası seçilmiştir. En düşük motor hızının alt limiti mevcuttur. Mevcut 260 Ps için bu değer 1400 rpm, önerilen yeni 260 Ps için 1300 rpm'dir.

$$M_{motor} = \frac{P_{motor} * 60000}{n_{motor} * 2 * \prod} \quad (1.12)$$

$$\dot{Q} = SFC * P_{motor} \quad (1.13)$$

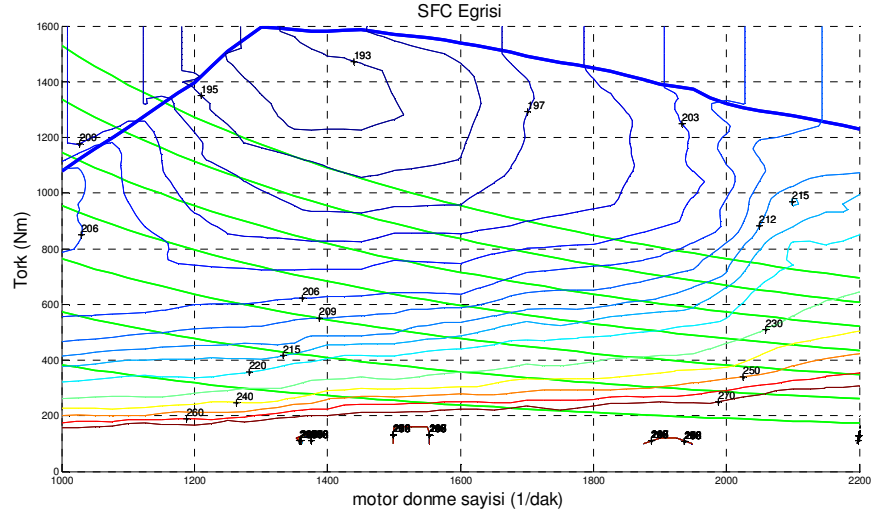
Toplam yakıt tüketim Q (kg) $\dot{Q}$ 'nın zaman üzerindeki integrali ile hesaplanır.

$$Q = \int_{t_0}^{t_1} \dot{Q} dt \quad (1.14)$$

Litre bazındaki yakıt tüketimi ise Q 'nın yakıtın yoğunluğuna bölünmesiyle hesaplanır.

Motorun herhangi bir andaki çalışma noktası n_{motor} ve M_{motor} bilindikten sonra motorun özgül yakıt tüketimi özgül yakıt tüketimi yumurta eğrilerini oluşturan tablolarda interpolasyon ile hesaplanır. Aşağıda özgül yakıt tüketimi yumurta

eğrilerine ait bir örnek görülmektedir. Grafiğin x eksenı motor hızı, y eksenı tork olup yumurtaya benziyen lacivert renkteki eğrileri izoSFC eğrileridir. Yeşil renkteki eğriler ise izogüç eğrileridir.



Şekil 1.2 : Motor özgül yakıt tüketimi yumurta eğrileri

2. EMİSYONLAR VE 2005-55-EC HAKKINDA GENEL BİLGİ

Özgül yakıt tüketiminin ne olduğu bir önceki bölümde anlatılmıştı. Motorun herhangi bir çalışma noktasında özgül yakıt tüketimine etki eden faktörler üzerinde durulacak. Günümüzdeki emisyon düzenlemelerinin varlığından ötürü motorun özgül yakıt tüketimi değerleri sadece yakıt tüketimini minimize edecek halde tasarlamak mümkün değil. Ağır ticari vasıtalarda Euro 3, Euro4 ve Euro5 emisyon seviyeleri 2005-55-EC regülasyonu ve bu dökümanın atıfta bulunduğu diğer regülasyonlar ile düzenlenmiştir. Bu bölümde 2005-55 EC direktifinden, egzost gazları emisyonlarının, özellikle de NOx emisyonlarının yasal sınırların altına çekmek için kullanılan teknolojilerden, NOx özgül yakıt tüketimi ilişkisinden ve de motorun güç eğrisinin emisyon testine ve de motorun özgül yakıt tüketimine olan etkilerinden bahsedilecektir.

2.1. 2005-55-EC ve Emisyon Testleri Hakkında Bilgi

Ağır ticari vasıtalarda Euro3, Euro4 ve Euro5 emisyon seviyeleri ve emisyon ölçümlerinin yapıldığı testler 2005-55-EC direktifi ve bu direktifin atıfta bulunduğu diğer direktiflerde belirtilmiştir. Bu bölümde ilgili direktifte belirtilen testlerden motor yakıt tüketimine en doğrudan etki eden ETC testinden bahsedilecektir. Euro3, Euro4 ve Euro5 emisyon seviyelerinin limitleri aşağıdaki tabloda verilmiştir. Tablodaki değerlerin birimi g/kWh'tır

Çizelge 2.1 : 2005-55-EC'ye göre emisyon limitleri

Emisyon Seviyesi	Karbon Monoksit	Hidrokarbon	Nitrojen oksit	Partikül
Euro 3	5.45	0.78	5	0.16
Euro 4	4	0.55	3.5	0.030
Euro 5	4	0.55	2	0.030

ETC testi 1800 saniyeden oluşmaktadır. 2005-55-EC direktifinden her saniyede motorun bulunması gereken hız ve yük bağıl yük ve bağıl hız cinsinden belirtilmiştir. Testin herhangi bir anından motorun bulunması gereken mutlak hız ve yük aşağıda

açıklanacak formüller yardımıyla hesaplanacaktır. Bu formüllerde kullanılan terimlerin anlamları

n_{rated} : Motorun maksimum gücü verdiği hız.

n_{idle} : Rölanti devri

n_{high} : Motorun maksimum gücün %70'ni verdiği ve de n_{rated} 'tan büyük olan hız

n_{low} : Motorun maksimum gücün %50'sini verdiği ve n_{rated} 'tan küçük olan hız

$speed_{\%}$: İlgili direktifin ETC testi kısmında belirtilen bağıl hız

$torque_{\%}$: İlgili direktifin ETC testi kısmında belirtilen bağıl yük

max_{torque} : Motorun belirtilen hızda verebileceği maksimum yük

$$n_{ref} = 0.95n_{high} + 0.05n_{low} \quad (2.1)$$

$$gerçek_{hız} = \frac{(n_{ref} - n_{idle})}{100} xn_{\%} + n_{idle} \quad (2.2)$$

$$gerçek_{yük} = \frac{torque_{\%}}{100} \times max_{torque} \quad (2.3)$$

Emisyonlardan özellikle de NO_x (azot oksit emisyonları) motorun özgül yakıt tüketimi değerlerini etkilemektedir. NO_x emisyonlarını yasal limitlerin altına indirebilmek için yakıt püskürtme sistemlerinde ciddi anlamda gelişmeler kaydedilmiştir. Günümüzde ortak yakıt yolu basınçları 2400 bar mertebelerine ulaşmıştır. Öte yandan özellikle hafif ticari ve binek araçlarda EGR teknolojisinin kullanımı neredeyse zorunlu hale gelmiştir. Özetle EGR emme manifolduna yanmış gazların bir miktarının akıtılmasıdır. Egzost gazının içinde bulunan karbondioksit

2.2. NO_x-ÖZGÜL YAKIT TÜKETİMİ İLİŞKİSİ

NO ve NO₂ emisyonlarının genel adıdır ve de yanma odasında atmosferik azotun yüksek basınç ve sıcaklıklarda oksitlenmesiyle oluşur. Zeldovich mekanizmasına göre NO_x oluşumunda aşağıdaki üç kimyasal reaksiyon etkindir.





Yukarıdaki kimyasal tepkimeler tersinir kimyasal tepkimeler olup her iki yönde de kimyasal reaksiyon sabitleri bulunmaktadır. Reaksiyonların sabitleri kullanıldığında NOx molar derişiminin zamana bağılı türevi aşağıdaki gibi olmaktadır.

$$\frac{[dNO]}{dt} = \frac{6 \times 10^{16}}{T^{1/2}} \exp\left(\frac{-69060}{T}\right) [O_2]_e^{1/2} [N_2]_e \quad (2.7)$$

Yukarıdaki denklem incelendiğinde NOx oluşumunun dolgu içindeki oksijen ve nitrojenin derişimine ve de silindir içi dolgu sıcaklığına bağılı olduğu görülmektedir.

Özgöl yakıt tüketimi motorun herhangi bir çalışma noktasında birim güç için motora sağlanması gereken yakıt debisi şeklinde tanımlanabilir. Günümüzde en yaygın olarak kullanılan özgül yakıt tüketim birimi g/kWh'tır. Motorun herhangi bir çalışma noktasında özgül yakıt tüketimini düşürmek aynı yakıttan elde edilen gücü arttırmak gerekir, bu da aynı yakıt debisinde krank açısına bağılı silindir içi basınç eğrisinin integralini arttırmak ile mümkün olur. Bunun için de silindir içi basınçlar dolayısıyla yanma sıcaklıklarını arttırmak gerekir. Yanma sıcaklıklarını arttırmak içinse tutuşma gecikmesi süresince püskürtülen yakıt miktarını ve de bu yakıtın atomizasyonunu arttırmak gerekir. Dolayısıyla NOx oluşumu ve de özgül yakıt tüketimi birbirine ters çalışan iki olgudur. Motorda NOx emisyonlarını azaltan tasarım değişikliği ya da kalibrasyon değişikliği aynı noktada özgül yakıt tüketimini arttıracaktır.

2.3. Günümüzde Kullanılan NOx Azaltma Yöntemleri

2.3.1. EGR

Bir önceki bölümde NOx oluşumunun silindir içindeki oksijen ve azot derişimine ve de dolgu sıcaklığına bağılı olduğu belirtilmişti. Motordan çıkan NOx emisyonları bu değerleri aşağı çekmek ile mümkün olur. EGR bu prensipten faydalanarak çalışmaktadır. EGR en basit tanımıyla egzost gazının bir bölümünü emme manifolduna akıtılmasıdır. EGR debisini arttırmak için günümüzde egzost gazını bir kısmı ısı değıştiricisi yardımıyla soğutular emme manifolduna akıtılmaktadır. Egzos gazında bulunan karbondioksit havadan ağır ve özgül ısısı havaya göre yüksektir. Bu etkinin sayesinde silindir içindeki dolgunun sıcaklığı, oksijen ve azot derişimleri düşmektedir. Böylece motordan çıkan NOx miktarı azaltılabilir. Motora giren EGR

miktarı motorun elektronik kontrol ünitesi tarafından kontrol edilen valfin ve veya değişken geometrili turbonun kanatlarının kontrol edilmesiyle değiştirilmektedir.

2.3.2. Enjeksiyon kontrolü

Elektronik kontrollü motorlarda enjeksiyon parametrelerinde yapılan değişiklikler yardımıyla da emisyon kontrolü mümkündür. Ana enjeksiyon başlangıcından belli bir süre önce yapılan ön enjeksiyon silindir içi basıncının hızlı artmasını engeller. Bu hem NO_x emisyonu miktarını hem de yanma gürültüsünü azaltır. Bunun dışında tek bir çevrimde silindir başına 5 ayrı enjeksiyon yapmak mümkündür. Enjeksiyon ile ilgili kontrol parametresinin sonuncusu ise ortak yakıt yolu basıncıdır. Günümüzde ortak yakıt yolu basınçları 2600 bar mertebelerini ulaşmıştır.

2.3.3. SCR

Günümüzde zorlaşan emisyon normları yüzünden yukarıda bahsedilen NO_x azaltma yöntemleri yeterli olmamaya başlamıştır. Bu yüzden motordan çıkan NO_x emisyonlarını, egzoz hattında çeşitli kimyasal tepkimelere tabi tutularak zararsız bileşenlere indirgeyen sistemler tasarlanmıştır. Bu sistemlerin ağır ticari vasıtalarındaki uygulaması SCR (Selective Catalyst Reduction) dir.

SCR en basit tanımıyla değerli metal ihtiva eden bir katalistte amonyak ile NO_x'un su ve azota dönüşmesidir. Adblue (%33 üre ve %67 sudan oluşan çözelti) diye adlandırılan sıvı, egzoz içerisinde amonyağa dönüşür.



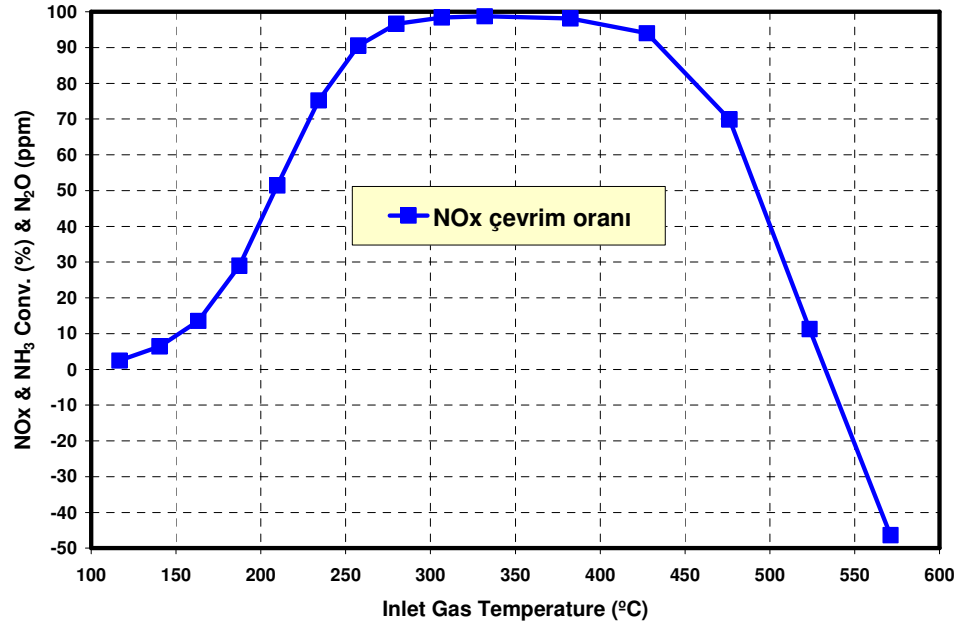
SCR'de NO_x'un azot ve suya indirgendiği tepkimeler



Bu tepkimelerden en hızlı olanı üçüncü en yavaş olanı ise ikinci tepkimedir. Motorun herhangi bir çalışma noktasında SCR'nin verimi dört parametreye bağlıdır. Bu parametreler, tepkime sıcaklığı, boşluk hızı, katalistteki mevcut amonyak yükünün katalistin nominal amonyak yüküne oranı ve de NO₂/NO_x oranıdır.

Aşağıdaki grafikte SCR katalisti tuğlasının sıcaklığının NOx indirgeme verimi (katalistte indirgenen NOx debisinin, kataliste giren NOx debisine oranı) gözükmektedir. Grafik vanadium bazlı değerli metale sahip bir kataliste aittir.

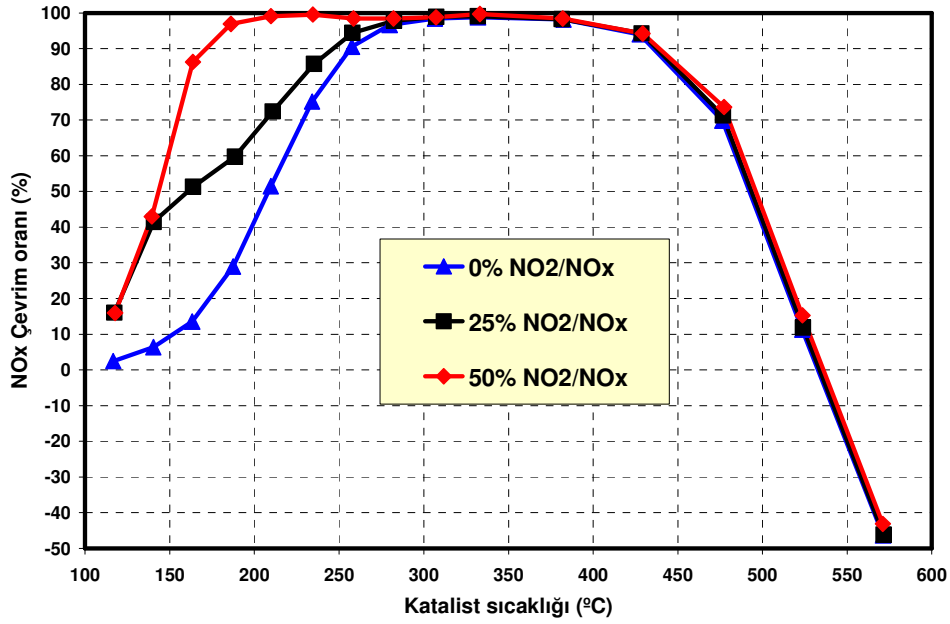
$$katalist_verimi = 1 - \frac{q_katalistten_çikan_NOx}{q_kataliste_giren_NOx} \quad (2.12)$$



Şekil 2.1 : SCR katalisti NOx çevrim verimi eğrisi.

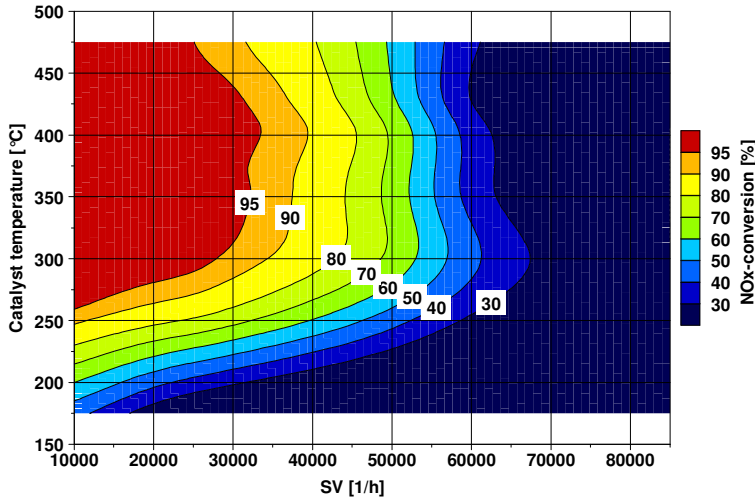
Katalistin çevrim oranının (NOx indirgeme veriminin) 250-450 Celcius arasında %90 üzerinde olduğu gözükmektedir. 500 ile 550 Celcius arasında katalist çevrim oranı 0 altına düşmektedir. Bunun sebebi amonyağın NOx ile tepkimeye giremeden N₂O'ya dönüşmesidir. N₂O da NOx'un bir türevidir olduğundan katalist çıkışındaki NOx katalist girişinden fazla olmaktadır.

Katalistin çevrim oranını etkileyen etkenlerden biri de NO₂/NOx oranıdır. NOx'un su ve azota indirgenmesi en hızlı, bu oran 0.5 iken gerçekleşir, ancak motordan çıkan NOx emisyonlarındaki NO₂/NOx oranı 0.5 olmamaktadır. Bu oran 0.5'e HC (hidrokarbon) ve CO (karbonmonoksit) emisyonlarının oksitlenerek azaltılmasında kullanılan DOC'de (Diesel Oxidation Catalyst) oksitlenmesiyle yaklaşabilir hatta 0.5'i geçmesi de mümkündür.



Şekil 2.2 : Farklı NO₂/NO_x oranlarında SCR katalisti NO_x çevrim verimi

Boşluk hızı (space velocity) da katalistin çevrim oranını etkileyen etkenlerden birisidir. Boşluk hızı egzoz hacim debisinin (m³/h) katalist hacmine oranıdır. Katalist hacminin sabit olduğu düşünülürse egzoz debisi arttıkça boşluk hızı da artmaktadır.



Şekil 2.3 : Boşluk hızı ve katalist sıcaklığına bağlı SCR katalisti NO_x çevrim verimi

Kataliste giren amonyak katalist tarafından absorbe edilir. Bu miktara katalistin amonyak yükü denir. Katalistin herhangi bir sıcaklıkta tutabileceği amonyak yükünün bir sınırı vardır. Bu amonyak yükü, nominal amonyak düşü adlandırılır.

Nominal amonyak yükü sıcaklıkla ters orantılı bir davranışa sahiptir. Motorun herhangi bir çalışma noktasında püskürtülmesi gereken Adblue miktarı hesaplanırken mevcut amonyak yükü ile nominal amonyak yükü arasındaki fark göz önünde bulundurulmalıdır. Eğer mevcut amonyak yükü nominal amonyak yükünü geçecek miktarda Adblue püskürtülürse fazla amonyak katalistten tepkimeye girmeden çıkar. 2005-55-EC direktifi gereği egzozdan çıkabilecek amonyağın bir sınırı vardır. Bu sınır Euro4 ve Euro5 emisyon seviyelerinde ETC testinin ortalaması 25 ppm olacak şekildedir.

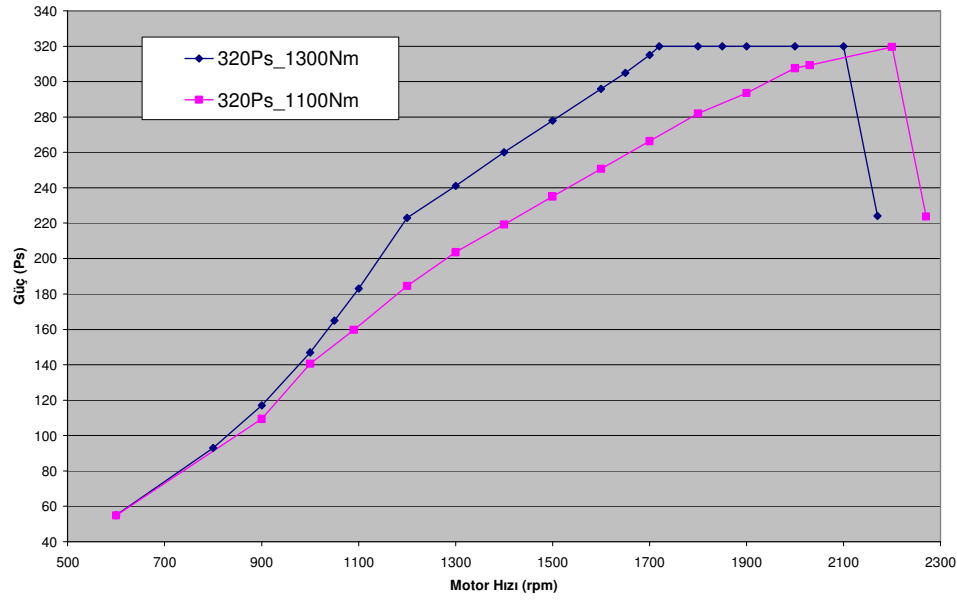
Motorun herhangi bir çalışma noktasında SCR'nin çevrim oranı maksimize edecek miktarda Adblue püskürtmesi yapabilmek için püskürtülecek Adblue miktarını hesaplayan algoritma katalist sıcaklığını, mevcut amonyak yükünü, boşluk hızını, NO_2/NO_x oranını ve de motordan çıkan NO_x derişimini mümkün olabilecek en az hata oranıyla hesaplayabilmelidir. SCR'nin çevrim oranı ne kadar arttırılırsa motordan çıkan NO_x emisyonlarını arttırmak o kadar mümkün olur. Motordan çıkan NO_x emisyonları arttıkça motorun özgül yakıt tüketim değerleri düşeceğinden SCR verimi motorun yakıt tüketimini doğrudan etkilemektedir. Günümüzde ağır ticari vasıtalarda (Euro4 ve Euro5 emisyon seviyelerinde) yaygın olarak kullanılmasının sebebi SCR'nin motor özgül yakıt tüketim değerlerini azaltan NO_x azaltma yöntemi oluşudur.

2.4 Güç Eğrisinin Emisyonlar ve Yakıt Tüketimi Üzerisindeki Etkisi

Güç eğrisi, güç aktarma organlarındaki oranlar ve onların ataletleriyle birlikte bir taşıtın, yokuş ve ivme performansını, yakıt tüketimini etkileyen unsurdur. Ağır ticari vasıtlarda bu özelliklere ilave olarak güç eğrisi 2005-55-EC direktifi gereği emisyon testlerinin geçeceği motor hızı ve yük noktalarını belirler. Eğer motorda NO_x indirgeme yöntemi olarak SCR seçilmiş ise emisyon testinin geçeceği (özellikle ETC testi) hız ve yük noktaları SCR'nin çevrim oranı etkileyen parametrelerden egzoz debisi dolayısıyla boşluk hızını, katalistin nominal amonyak yükü kapasitesini, egzoz sıcaklıklarını doğrudan etkiler.

Yukarıdaki anlatılan etkileri bir örnekle açıklamak daha doğru olacaktır. Ecotorq motor ailesinin mensubu olan 320 Ps, Ecotorq 9 Litre'den elde edilmekte olup maksimum torku 1100 Nm'yi 1300-1800 rpm arası vermektedir. Maksimum güç 320 Ps, 2200 rpm'de sağlanmaktadır. Mevcut güç eğrisinin alternatifi ise maksimum

torku 1200-1720 rpm arasında 1300 Nm olan ve de maksimum güç 320 Ps'i 1720-2100 rpm arasında veren güç eğrisidir.



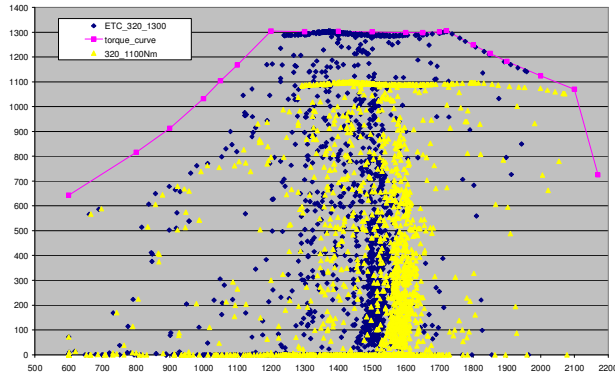
Şekil 2.4 : Motor Güç Eğrileri

n_high, n_low, n_ref tablosu değerleri aşağıdaki gibidir.

Çizelge 2.2 : İki farklı güç eğrisinin n_high, n_low ve n_ref değerleri

	320 Ps 1100 Nm	320 Ps 1300 Nm
n_high	2300	2170
n_low	1100	1040
n_ref	2240	2114

Bu iki güç eğrisi için n_high, n_low, n_ref hesaplanarak 2005-55-EC direktifinde belirtilen ETC testi noktaları aşağıdaki gibi olmaktadır.



Şekil 2.5 : ETC testi motor hızı ve tork dağılımı

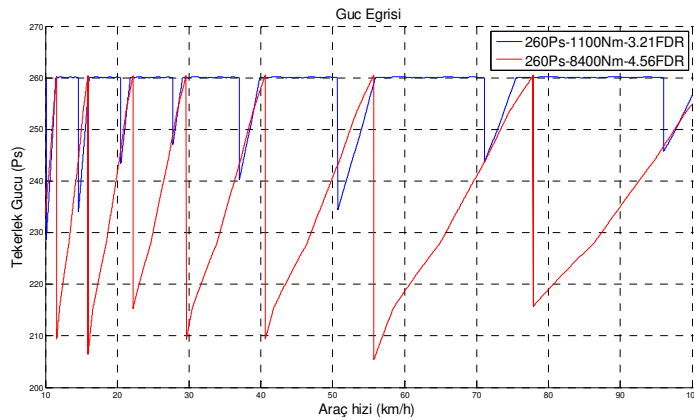
Yukarıdaki grafik incelendiğinde 320Ps_1300Nm güç eğrisine göre koşulan ETC testinin 320Ps_1100Nm güç eğrisine göre daha düşük motor hızlarında ve de daha yüksek torklarda seyrettiği görülmektedir. Bu durum bazı sonuçları vardır:

Yüksek motor hızları özellikle motoring'te (dinamometrenin motoru döndürdüğü durum) SCR'a daha düşük debide SCR katalistine katalistten daha soğuk egzoz gitmesine neden olur. Bu da katalist sıcaklığını göreceli olarak daha az düşürdüğünden katalistin çevrim oranı artar.

Torklar daha yüksek olduğundan egzoz sıcaklıkları daha yüksektir. Bu durumda SCR'nin çevrim oranı daha yüksek olacaktır.

Yukarıdaki iki unsurdan ötürü aynı motor hızı ve de yükü noktasında 320Ps_1300 Nm güç eğrisinde 320Ps_1100Nm güç eğrisine göre daha yüksek NOx salınımına sahip kalibrasyon yapmak SCR çevrim oranındaki artıştan ötürü mümkündür. Aynı motor hızı ve güç noktasında artan NOx salınımıyla beraber özgül yakıt tüketim değerleri de düşecektir.

320Ps_1300Nm güç eğrisinin bir diğer artısı da maksimum gücü 480 rpm boyunca verirken 320Ps _1100Nm güç eğrisi sadece bir noktada vermektedir. Bu sebepten ötürü 320Ps_1300Nm güç eğrisi ile oluştural tekerlek seviyesindeki güç eğrisi maksimum gücü daha uzun araç hızı aralığında verebilmektedir. Bu durum da aracın o noktalarda yokuş performansını, maksimum ivmesini arttırmaktadır. Tüm bu avantajlar aracın herhangi bir yolculukta hızının standart sapmasını azalttığından ötürü seyahat boyunca duyulan ivme gereksinimini ve de ortalama çevrim gücünü azaltacaktır. Böylece yakıt ekonomisi elde edilmiş olur.



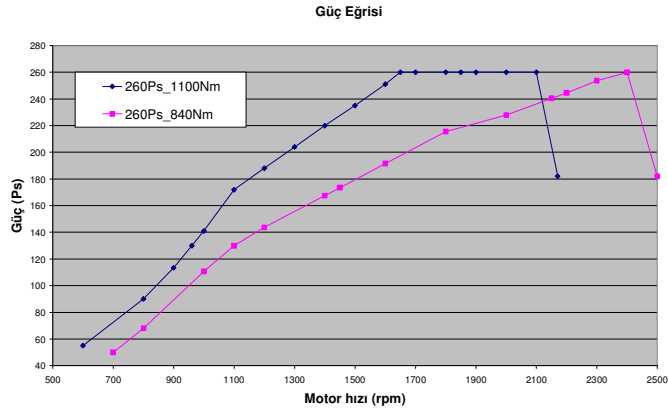
Şekil 2.6 : Tekerlek güç eğrisi

3. EMİSYON KALİBRASYONU

Motor çıkışı Emisyon kalibrasyonu oluşturulurken, ilk olarak ideal tekerlek güç eğrisine maksimum yakınsayacak bir güç eğrisi çizilmiştir. Daha sonra bu geç eğrisine göre ETC testinin motor hızı ve tork dağılımı çıkartılmıştır. Bu dağılım doğrultusunda (ETC testinin yoğunlaştığı noktalarda) üç adet enjektör seti test edilip özgül yakıt tüketimi, özgül NOx ve is emisyonları açısından optimum enjektör seti seçilmiştir. Bu enjektör ile enjeksiyon parametreleri optimize edilmiştir.

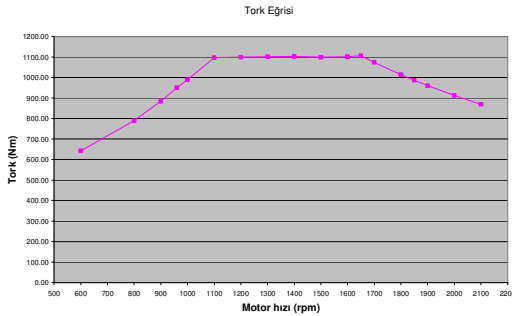
3.1. Güç ve Tork Eğrilerinin Çizilmesi

Aşağıdaki grafikte mevcut ve de önerilen 260 Ps güç eğrileri çizilmiştir. Yeni güç eğrisi 2.4'te bahsedilen hususlar göz önünde bulundurularak çizilmiştir.



Şekil 3.1 : Motor güç eğrileri

Yukarıdaki güç eğrisinden aşağıdaki tork eğrisi elde edilmiştir.

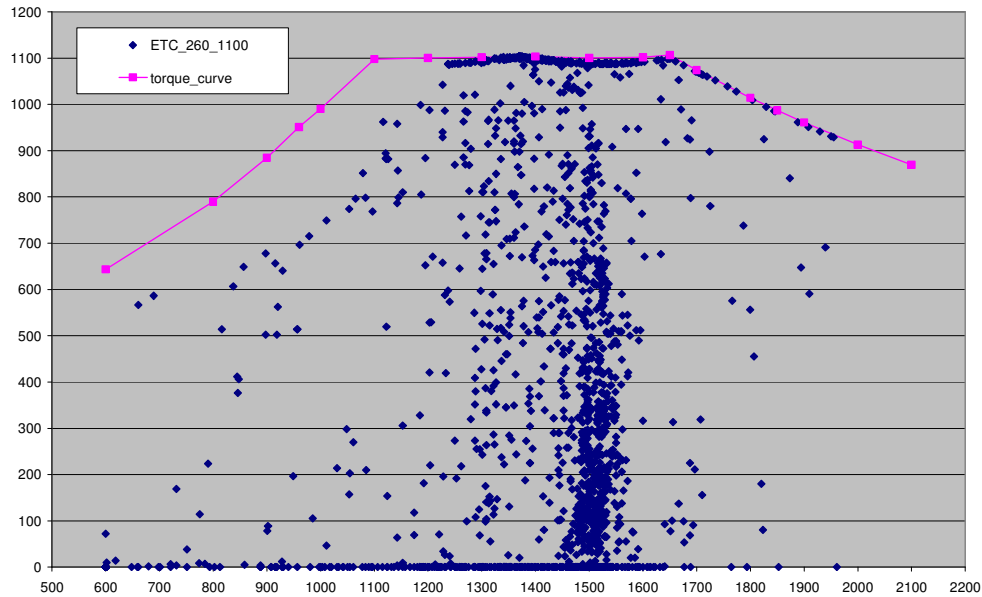


Şekil 3.2 : Motor tork eğrisi

Aracın ivme ve yokuş performansını arttırmak motor tork eğrisindeki her bir noktadaki torku arttırmak ile mümkün olur. Ancak bu arttırım bazı tasarım limitlerini tabidir. Motorun maksimum torku motora bağlanılacak şanzımanın maksimum tork sınırını geçmemelidir. Bu proje kapsamında kullanılacak şanzımanın maksimum tork limiti 1100 Nm olduğundan motorun maksimum torku 1100Nm ile sınırlandırılmıştır. Maksimum tork aralığı maksimum gücü en düşük hızda verecek şekilde uzatılmaya çalışılmıştır. Maksimum güç elde edildikten sonra 2100 rpm'e kadar maksimum güç sabit kalacak şekilde tork azaltılmıştır. Maksimum gücün verildiği maksimum motor hızının 2100 rpm ile sınırlandırılmasının sebebi ETC testinin düşük motor hızlarında geçmesinin istenmesidir. Maksimum tork ve maksimum güç aralığında türbin giriş sıcaklığı, silindir içi basıncı, kompresör çıkış sıcaklığı değerlerinin limitleri aşılmadığı kontrol edilmiştir. Maksimum tork 1100 rpm'de başlamaktadır. Maksimum torkun başladığı motor hızı aşağıya indirilmeye çalışıldıkça duman ve türbin giriş sıcaklığı değerlerinin artmasıdır. Bu değerlerin artmasının sebebi hava yakıt oranının gittikçe düşmesidir.

3.2. ETC Testinin Motor Hızı ve Tork Dağılımının Oluşturulması

3.1'de oluşturulan güç eğrisine göre 2005-55-EC direktifinde belirtilen n_{high} , n_{low} ve n_{ref} hızları hesaplanarak ETC testinin geçtiği motor hızı ve tork dağılımı oluşturulmuştur.



Şekil 3.3 : ETC testi motor hızı ve tork dağılımı

Yukarıdaki dağılım incelendiğinde ETC testinin 1400-1600 rpm aralığında yoğunlaştığı gözükmemektedir.

3.3. Enjektör Testleri:

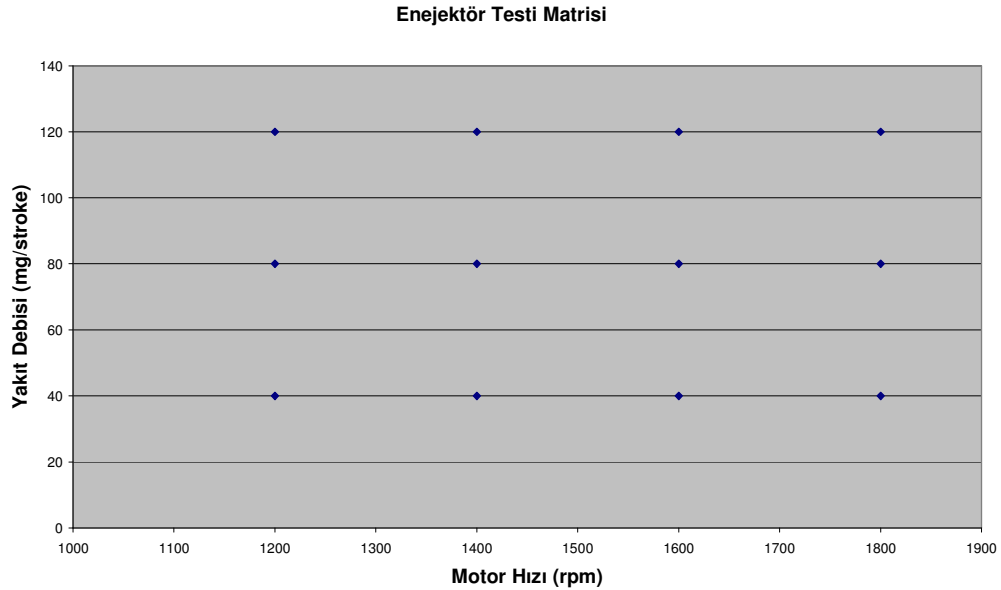
Proje kapsamında farklı delik çaplarına sahip üç set enjektör test edilmiştir. Enjektörler, enjektör A, enjektör B ve de enjektör C olarak isimlendirilmiştir.

Enjektör delik çaplarının sıralaması:

$$D_A > D_B > D_C$$

Bu testlerin sonucunda özgül yakıt tüketimi değerlerini minimize edecek ve de ETC testinde PM (Partikül) emisyonunun yasal sınır değerlerinin altında tutabilecek enjektör seti seçilmiştir. Bu sebepten ötürü enjektör testlerin yapıldığı noktalar seçilirken ETC testinin motor hızı ve yük dağılımı göz önünde bulundurulmuştur.

Enjektör testleri dinamometrenin motor hızı – gaz pedalı açısı kontrolünde yapılmıştır. Motor hızı – gaz pedalı açısı kontrolünde dinamometre sabit yakıt debisinde motor hızını sabit tutmaya çalışır. Yakıt debisi noktaları 40, 80 ve 120 mg/stroke olup motor hızı noktaları 1200, 1400, 1600 ve 1800 rpm'dir. Böylece enjektör testi motorun 12 noktasında yapılmıştır.



Şekil 3.4 : Enejektör testi noktaları

Yukarıdaki grafikte gösterilen on iki noktanın her birinde 3 farklı ortak yakıt yolu basıncı ve 6 farklı püskürtme avansı test edilmiştir. püskürtme avansı tüm on iki noktada aynı olup -10 dereceden 0 dereceye kadar 2 derecelik adımlarla test edilmiştir. aç ı değerleri pistonun üst ölü noktaya göre konumunu ifade etmektedir. Negatif değerler piston üst ölü noktadan önceki konumlar için kullanılır.

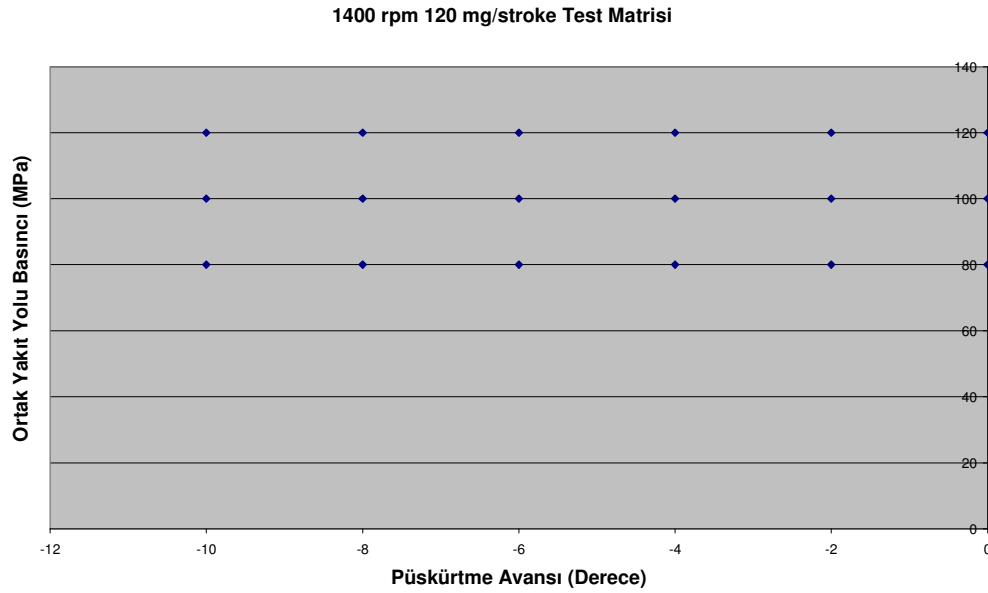
Ortak yakıt yolu basıncı ise

40 mg/stoke için 40, 60 ve 80 MPa

80 mg/stoke için 60, 80 ve 100 MPa

120 mg/stoke için 80, 100 ve 120 MPa

olarak test edilmiştir. Örnek olarak 1400 rpm 120 mg/stroke için test matrisi aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 3.5 : Enejktör testi püskürtme avansı ve ortak yakıt yolu basıncı noktaları

Yakıt debileri ECU'nun (motor kontrol ünitesi) enjektörlerden bir zamanda silindir başına püskürtmek istediği debidir. Püskürtme zamanı ortak yakıt yolunda ölçülen yakıt basıncı ve istenen yakıt debisine bağlı olan haritalarda iki boyutlu interpolasyon ile hesaplanır. ECU'nun bir silindire bir stroketa püskürtmek istediği yakıt değerinden q_{ecu} (mg/stroke) yakıt debisine q 'ya (kg/h) aşağıdaki formül ile geçilir.

Formüldeki n motor hızı (rpm) z ise silindir sayısıdır. İnterpolasyondan ve de enjektör imalat toleranslarından ötürü aşağıdaki formül ile hesaplanan değer yakıt cihazından ölçülen değer arasında fark olmaktadır.

$$q = \frac{q_{ecu} * n * z * 3600}{120 * 10^6} \quad (3.13)$$

3.4. Enejektör Testi Sonuçları

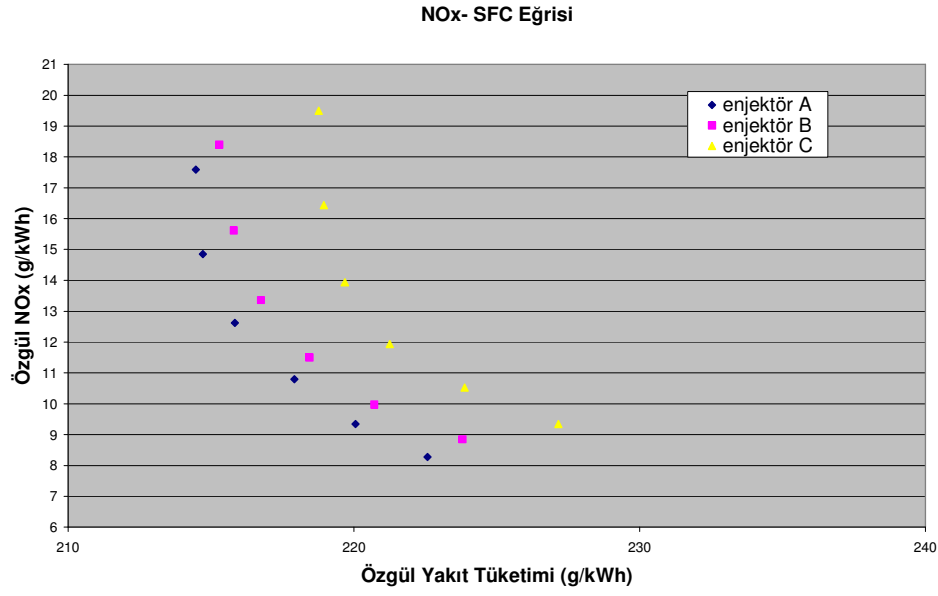
Aşağıda her bir motor silindir başına bir stroketa püskürtülen yakıt noktası için özgül NOx-SFC (özgül yakıt tüketimi) eğrisi ve de FSN (Filter Smoke Number) eğrileri çizilip incelenmiştir. Özgül NOx emisyonu birim güç başına düşen NOx kütle debisidir ve birimi g/kWh'tır. Özgül NOx emisyonu aşağıdaki formüller ile hesaplanır.

$$NOx_debisi(g/h) = egzoz_debisi(kg/h) * NOx_derisimi(ppm) * 0.001587 \quad (3.14)$$

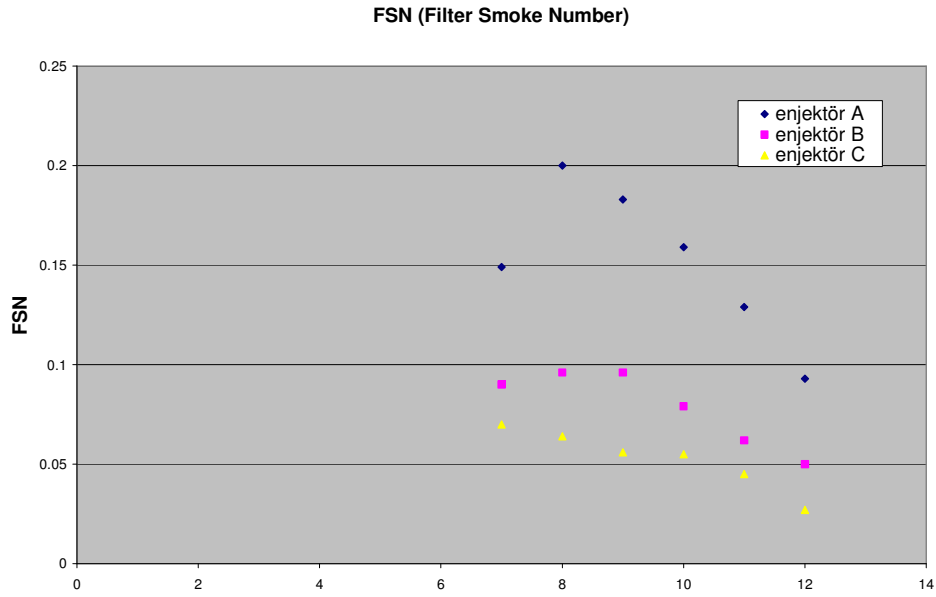
$$\text{Özgöl } NOx(g/kWh) = \frac{NOx_debisi(g/h)}{Güç(kW)} \quad (3.15)$$

FSN (filter smoke number) AVL 415 Smokemeter cihazıyla ölçülmüştür. Basit anlatımıyla çalışma prensibi egzoz gazından alınan numunenin filtre kağıdında bıraktığı izin opaklığına göre sıfır ile on arasında bir çıktı vermektir. Ölçüm yaklaşık yirmi saniye sürmektedir. Bu cihaz sadece kararlı rejim ölçümlerde kullanılabilir. Kağıdın üzerinde iz bırakan bileşen kurum olduğundan dolayı olarak kurum ölçülmüş olur. Emisyon kalibrasyonu yapılırken enjeksiyon parametrelerinin herhangi birinde yapılan değişikliğin PM (partikül) emisyonlarının üzerindeki etkisi dolayı olarak bu şekilde ölçülür, ancak PM emisyonlarının içeriğinin tamamının kurum olmadığı unutulmamalıdır. Yapılan testlerin tümünde motorun emdiği havanın sıcaklığı 25 Celcius'a, bağıl nemi ise %50'ye şartlandırılmıştır. Buna ek olarak motor testlerinde araç ara soğutucusu kullanılmamaktadır. Bunu yerine su soğutmalı ısı değiştirici kullanılmaktadır. Isı değiştirici çıkış sıcaklığı suyun debisi kontrol edilerek yapılmaktadır. Bu testlerde emme manifoldundaki hava sıcaklığı 40 Celcius'ta tutulmaya çalışılmıştır.

3.4.1. 1200 rpm 40 mg/stroke

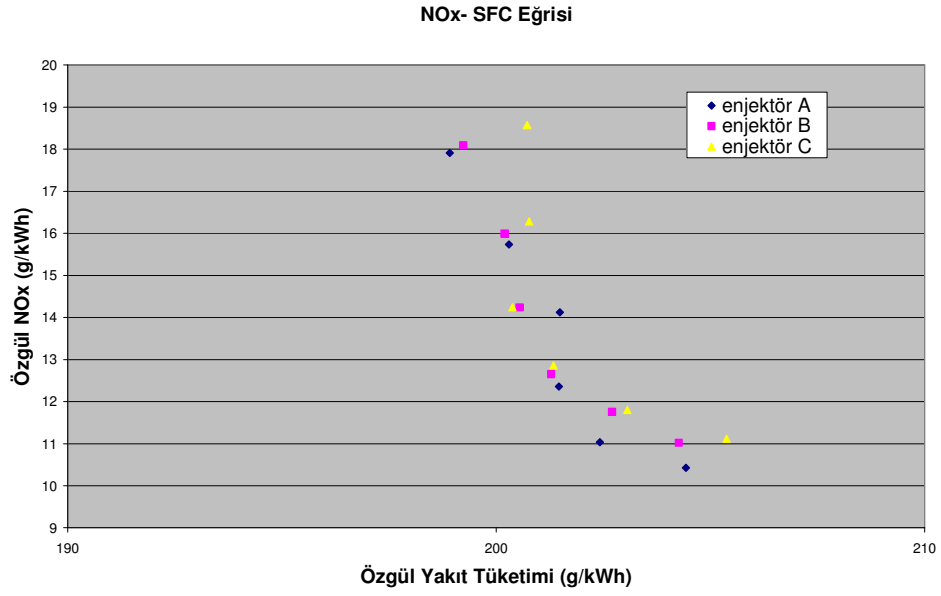


Şekil 3.6 : Özü yakıt tüketimi – özü NOx eğrisi

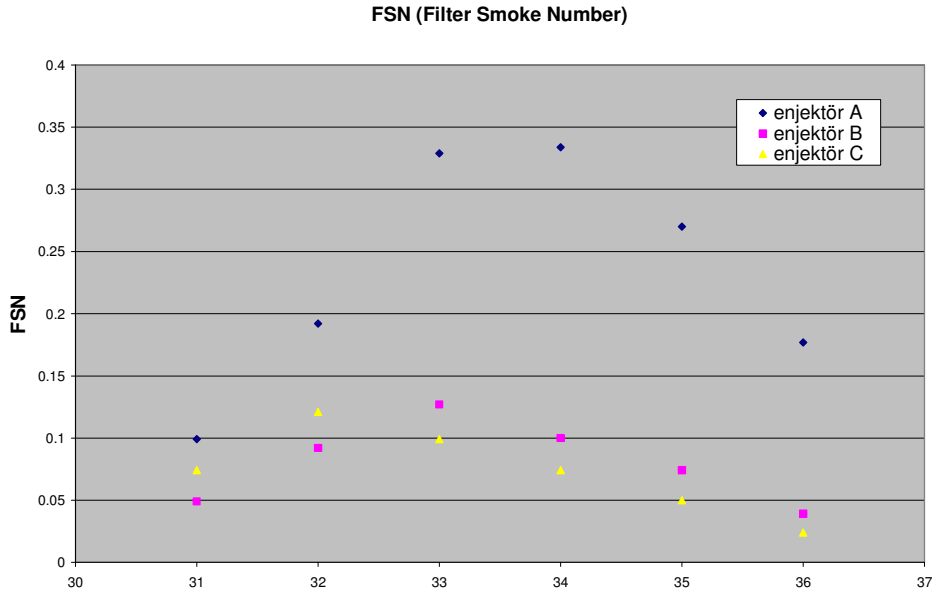


Şekil 3.7 : İş emisyonları

3.4.2. 1200 rpm 80 mg/stroke

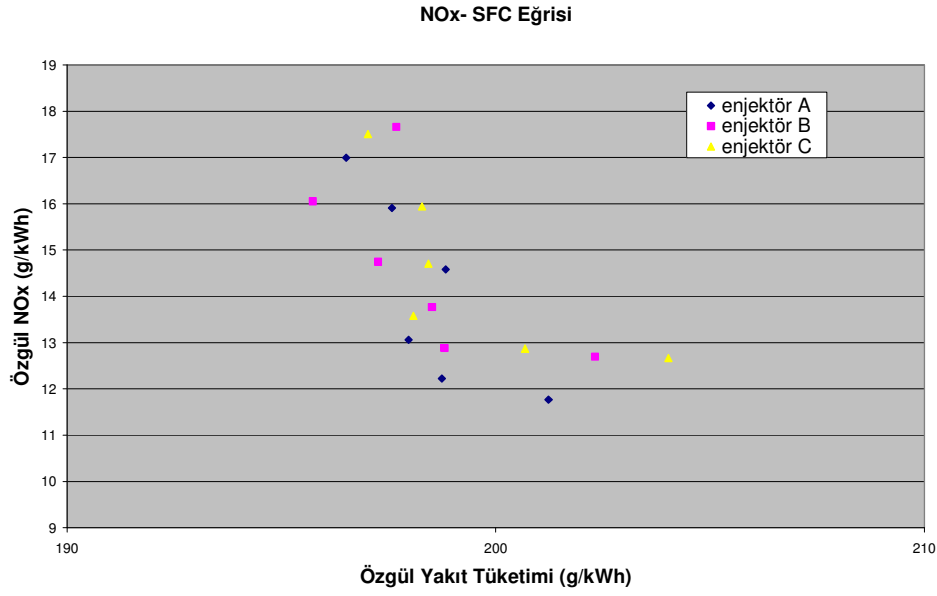


Şekil 3.8 : Özü yakıt tüketimi – özü NOx eğrisi

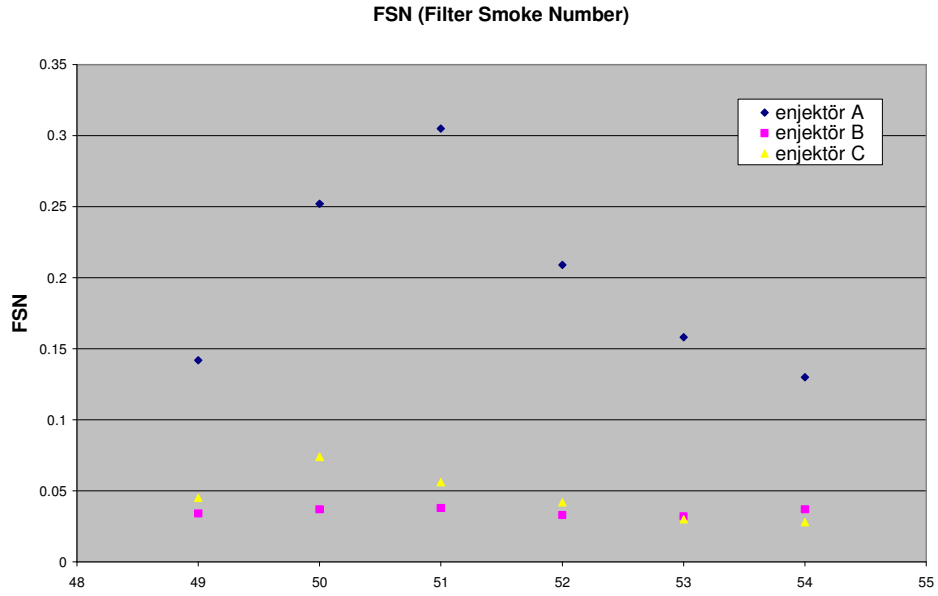


Şekil 3.9 : İş emisyonları

3.4.3. 1200 rpm 120 mg/stroke

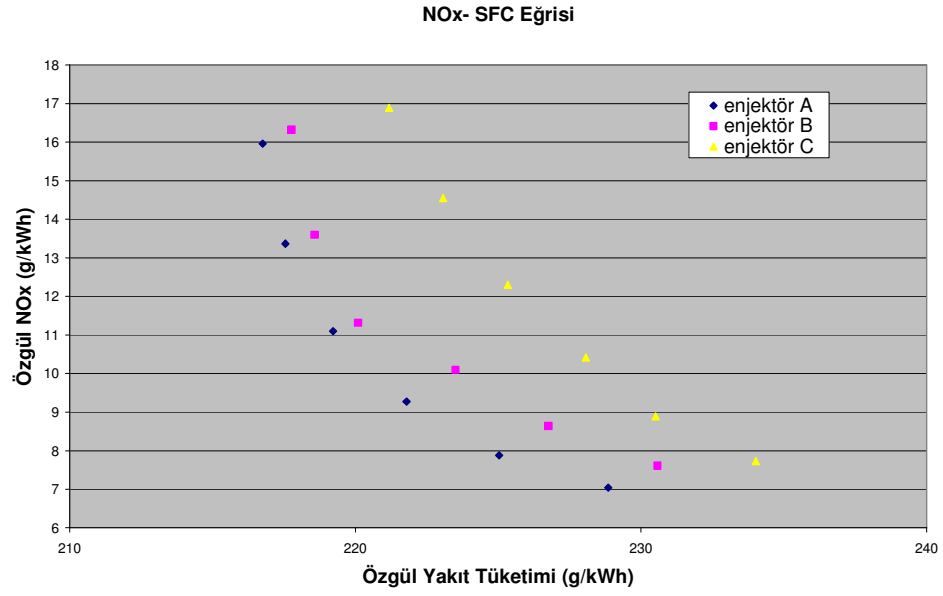


Şekil 3.10 : Özü yakıt tüketimi – özü NOx eğrisi

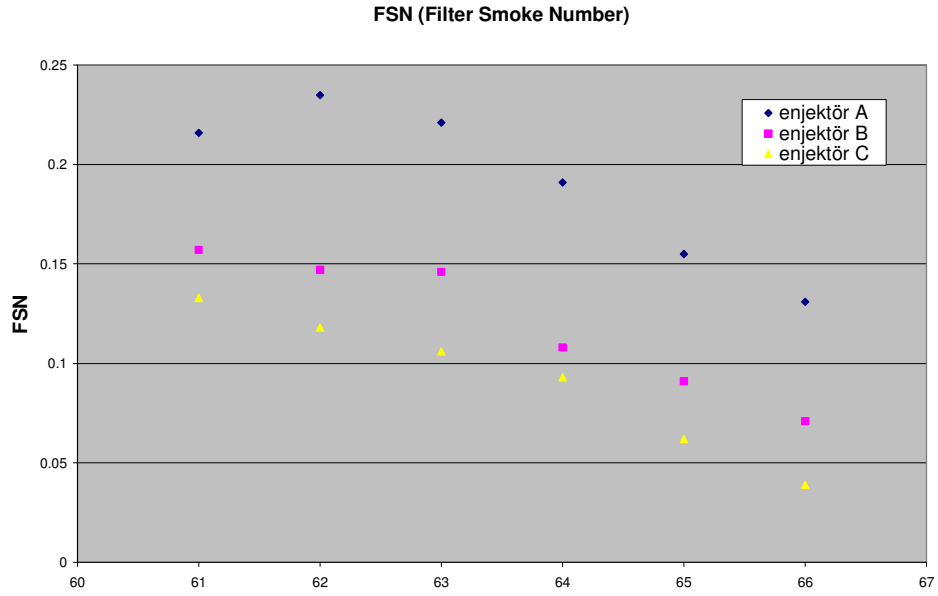


Şekil 3.11 : İş emisyonları

3.4.4. 1400 rpm 40 mg/stroke

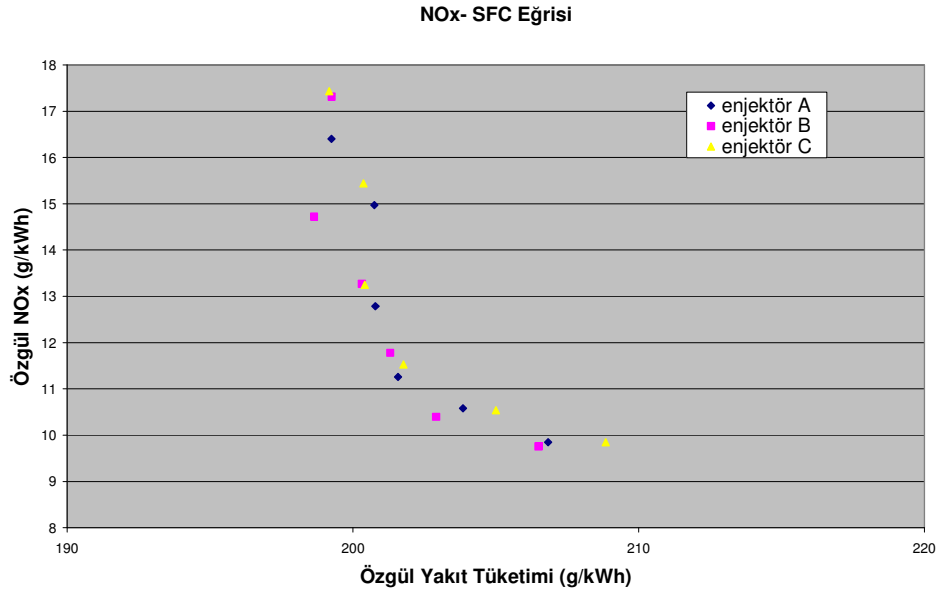


Şekil 3.12 : Özü yakıt tüketimi – özü NOx eğrisi

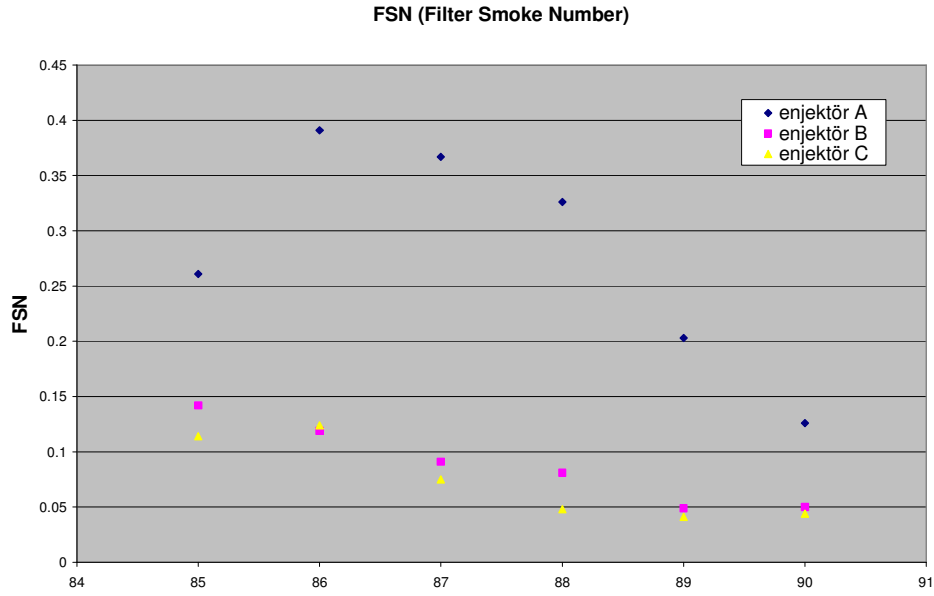


Şekil 3.13 : İş emisyonları

3.4.5. 1400 rpm 80 mg/stroke

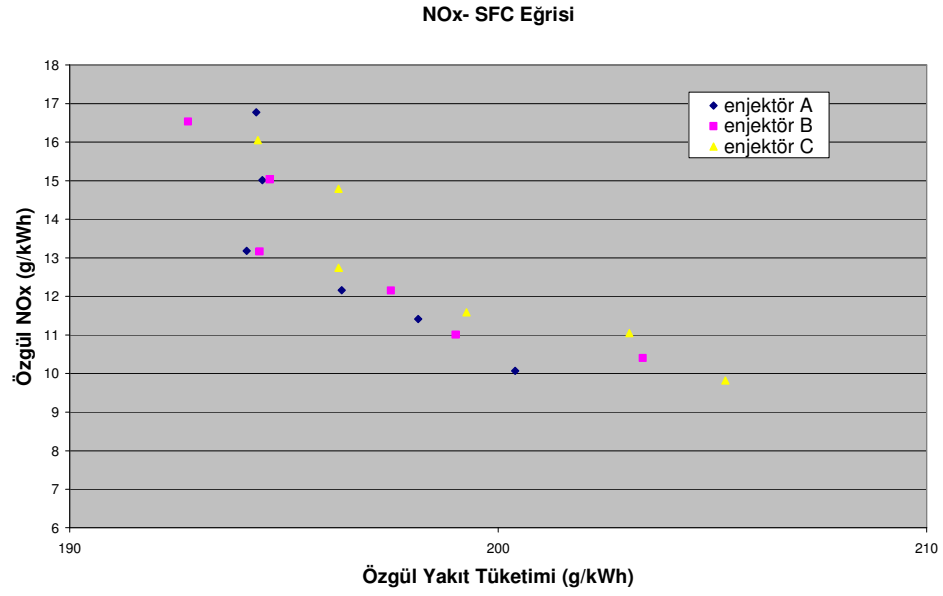


Şekil 3.14 : Özümlü yakıt tüketimi – özgül NOx eğrisi

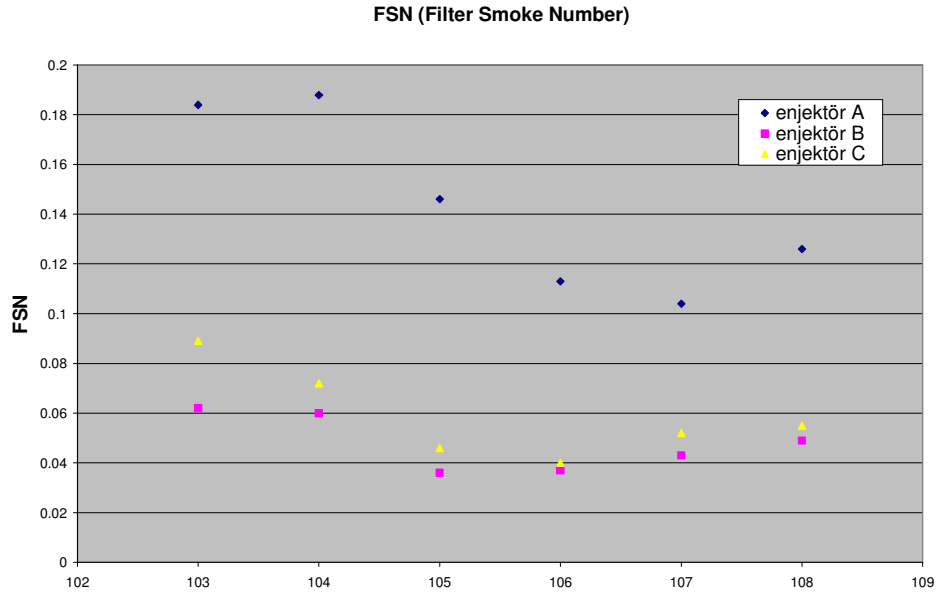


Şekil 3.15 : İş emisyonları

3.4.6. 1400 rpm 120 mg/stroke

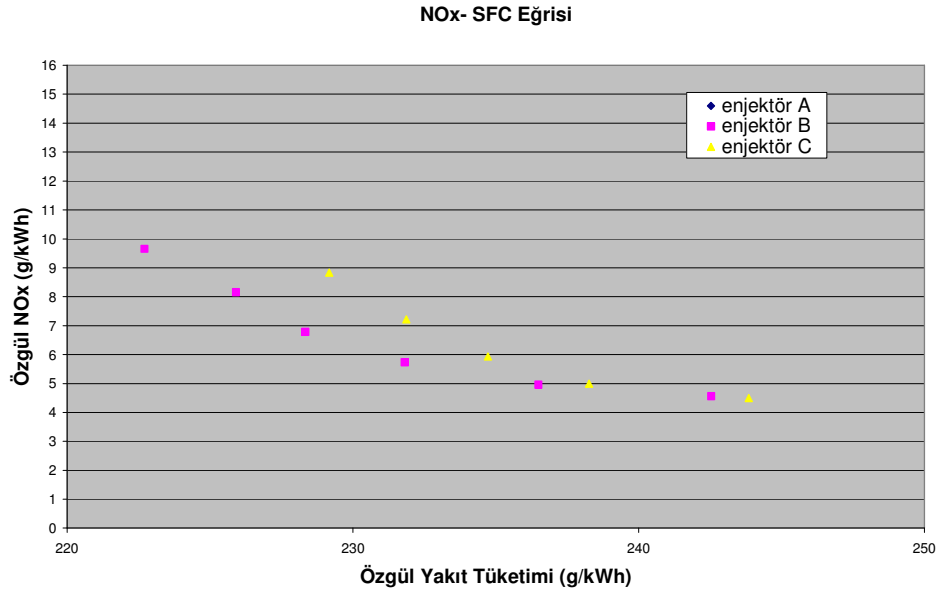


Şekil 3.16 : Özü yakıt tüketimi – özü NOx eğrisi

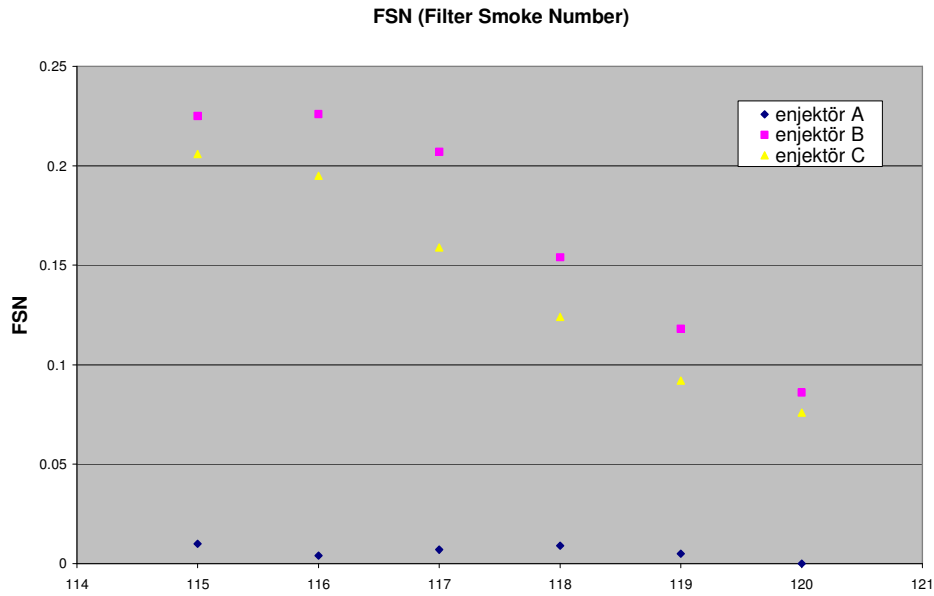


Şekil 3.17 : İş emisyonları

3.4.7. 1600 rpm 40 mg/stroke



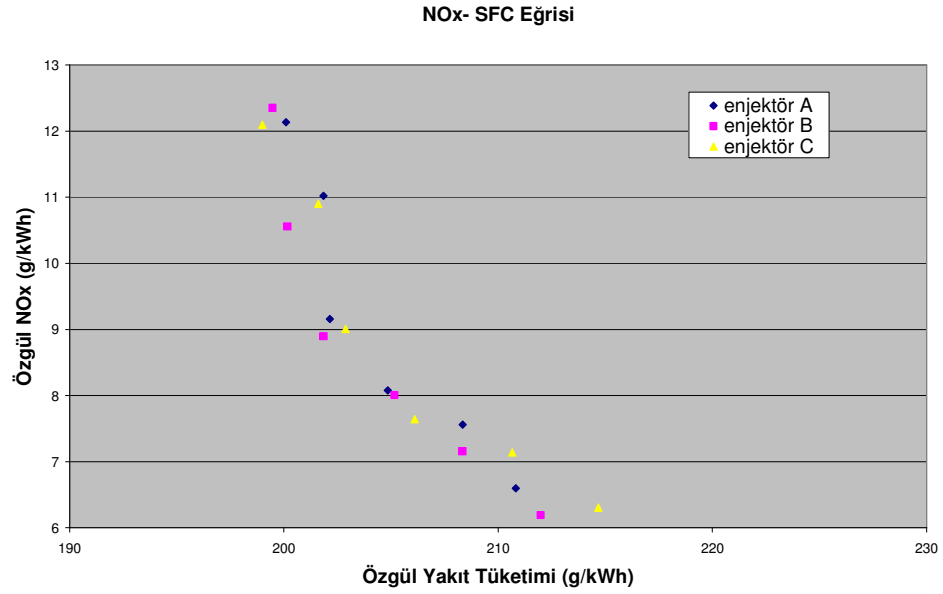
Şekil 3.18 : Özül yakıt tüketimi – özgül NOx eğrisi



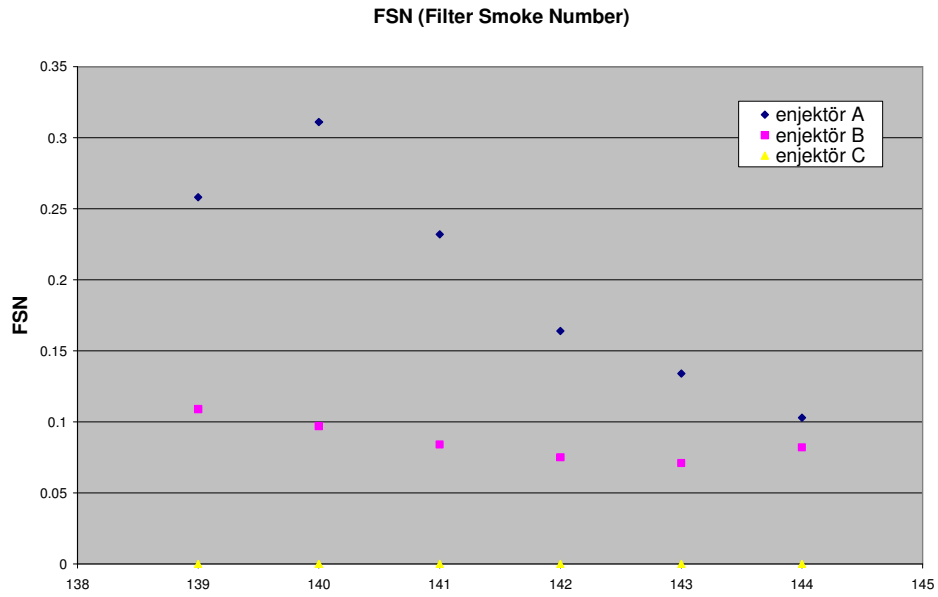
Şekil 3.19 : İs emisyonları

Testin bu noktasında A enjektörü test edilirken, otomatik testte oluşan hatadan dolayı motor tork üretmemiştir. Bu sebepten ötürü NOx değerleri gözükmemekte ve de is duman değerleri çok düşük çıkmıştır.

3.4.8. 1600 rpm 80 mg/stroke



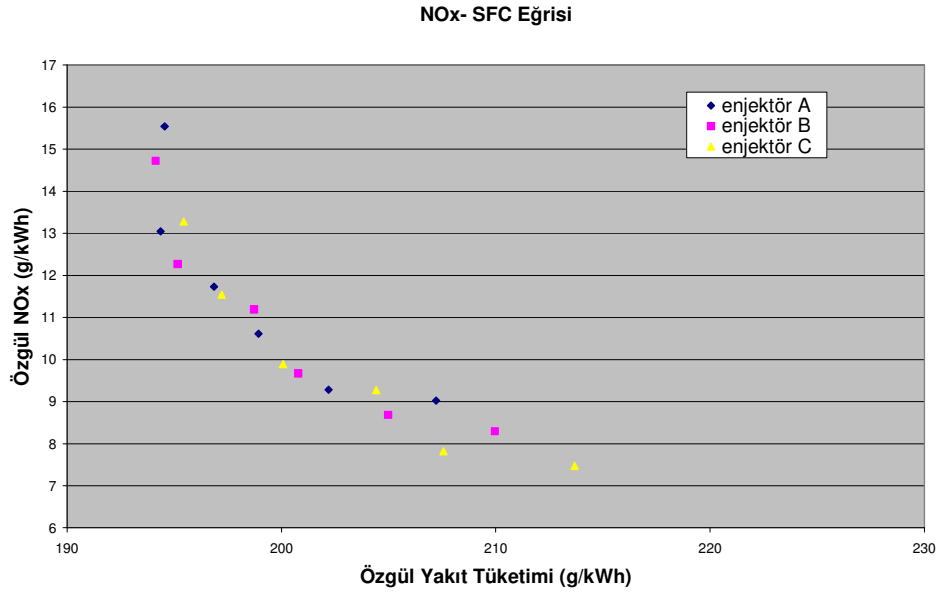
Şekil 3.20 : Özül yakıt tüketimi – özgül NOx eğrisi



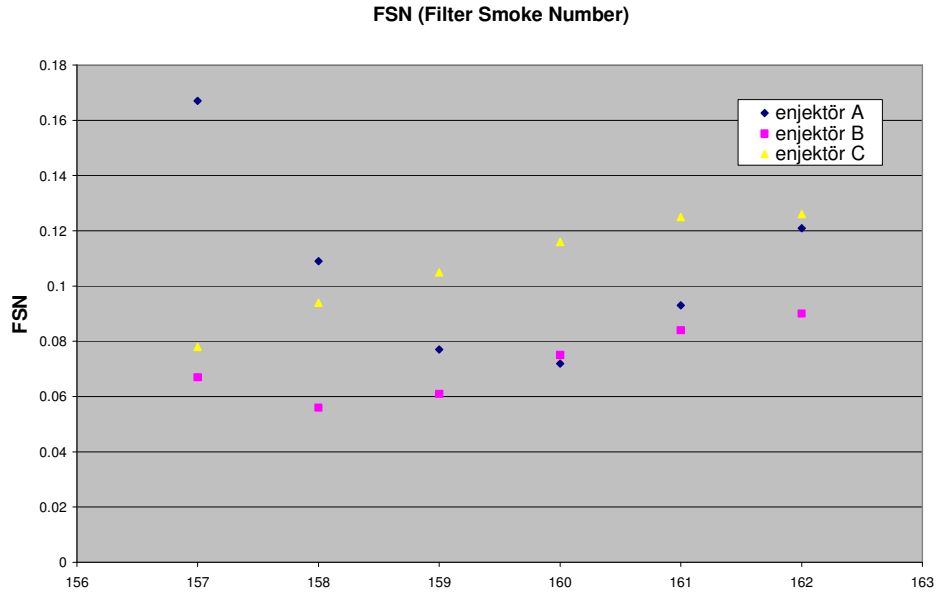
Şekil 3.21 : İs emisyonları

Testin bu noktasında C enjektörü test edilirken is ölçen cihaz AVL 415'in filtre kağıdı bittiği için is değerleri sıfır gözükmemektedir.

3.4.9. 1600 rpm 120 mg/stroke

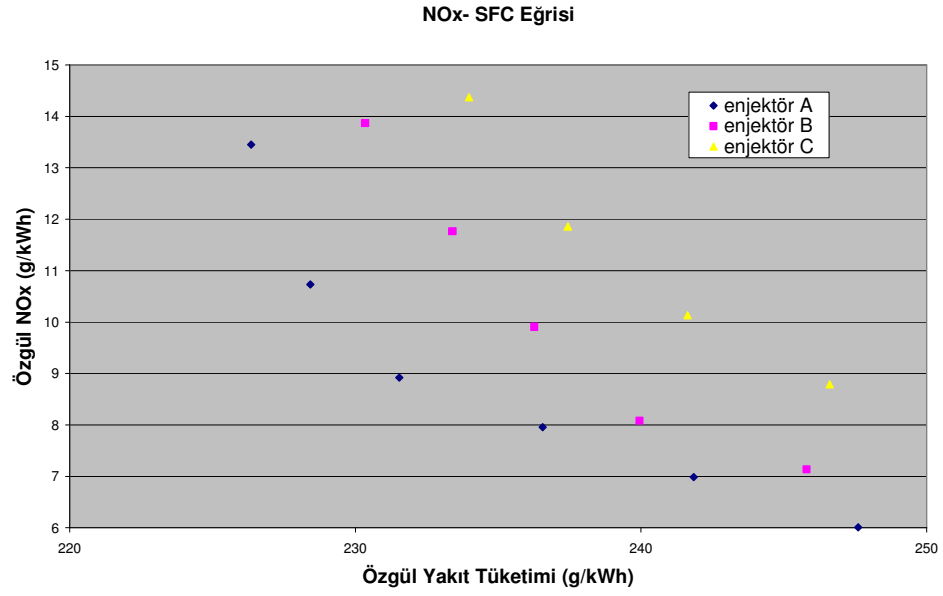


Şekil 3.22 : Özüml yakıt tüketimi – özüml NOx eğrisi

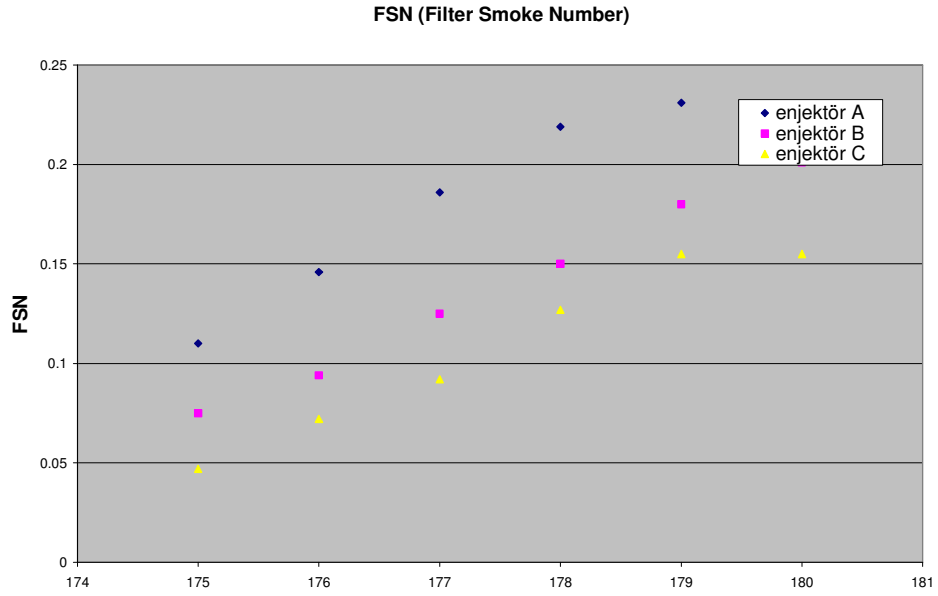


Şekil 3.23 : İş emisyonları

3.4.10. 1800 rpm 40 mg/stroke

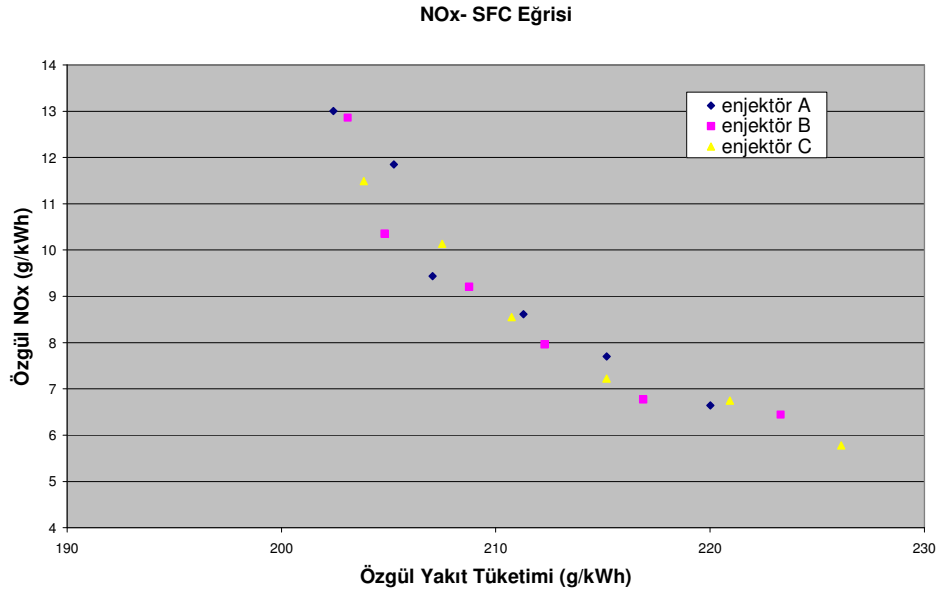


Şekil 3.24 : Özü yakıt tüketimi – özü NOx eğrisi

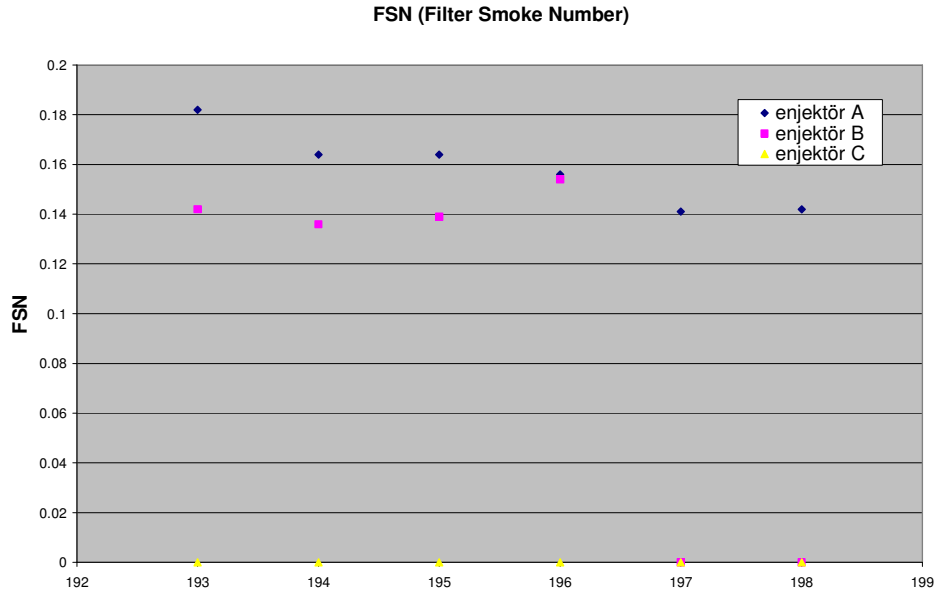


Şekil 3.25 : İş emisyonları

3.4.11. 1800 rpm 80 mg/stroke



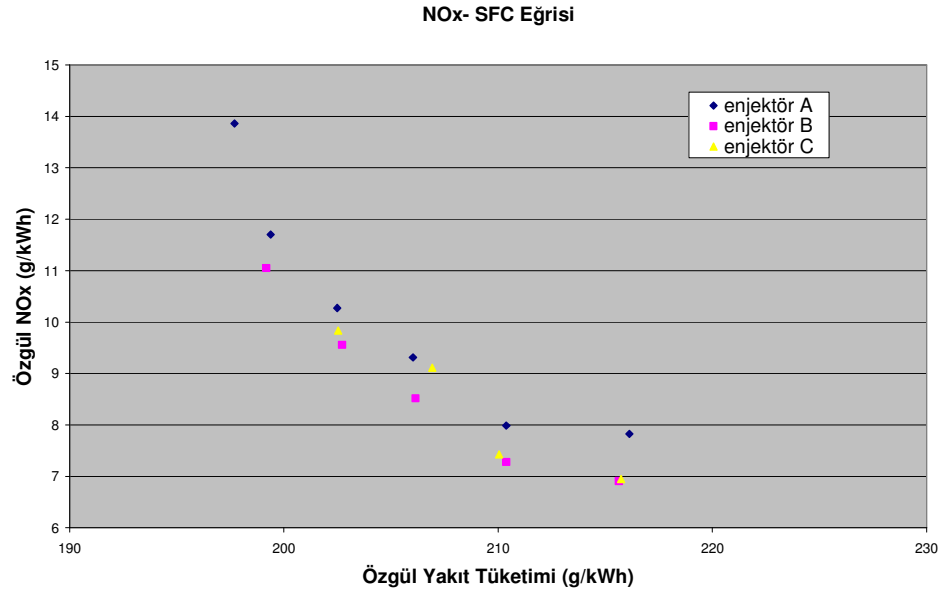
Şekil 3.26 : Özümlü yakıt tüketimi – özgül NOx eğrisi



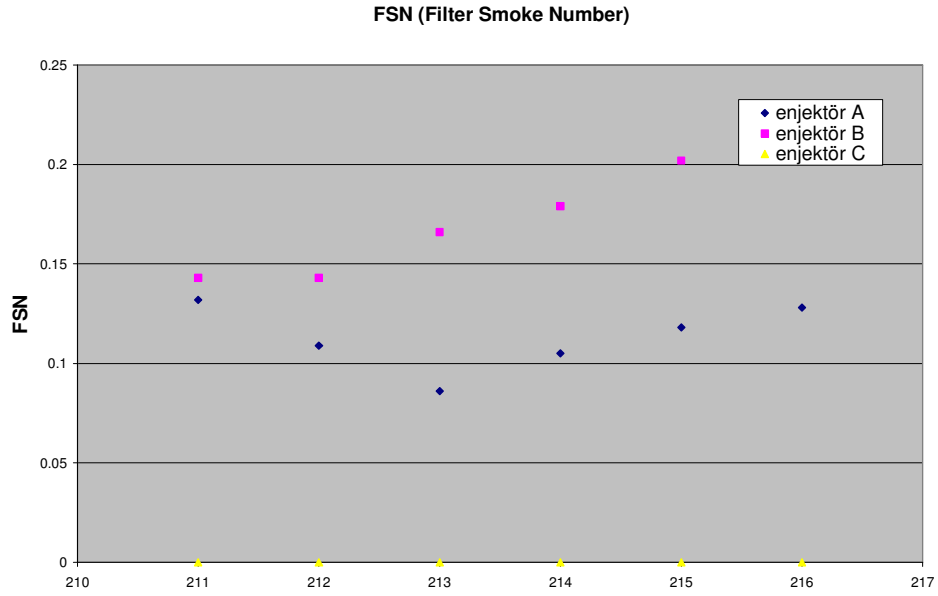
Şekil 3.27 : İS emisyonları

Testin bu noktasında C enjektörü test edilirken is ölçen cihaz AVL 415'in filtre kağıdı bittiği için is değerleri sıfır gözükmemektedir.

3.4.12. 1800 rpm 120 mg/stroke



Şekil 3.28 : Özü yakıt tüketimi – özü NOx eğrisi

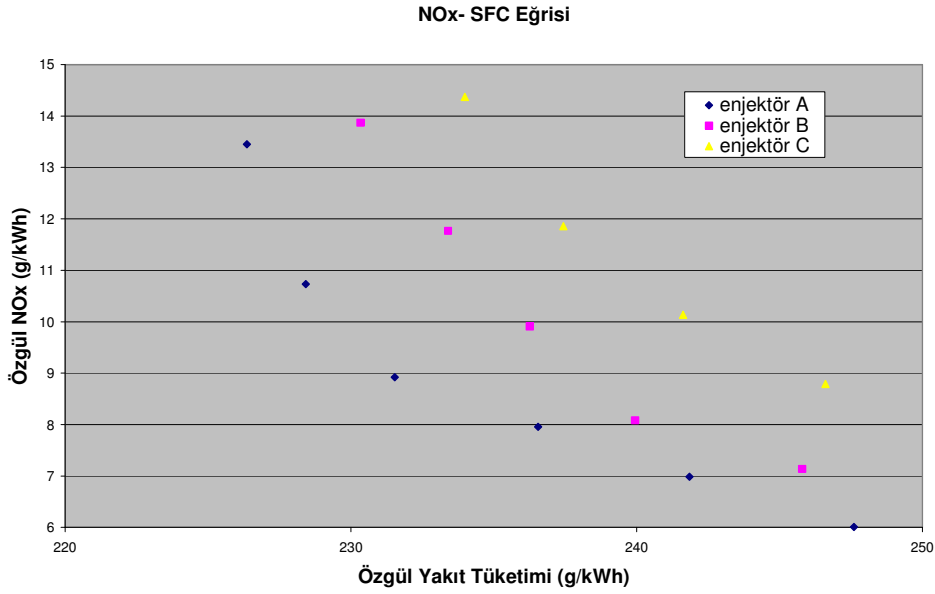


Şekil 3.29 : İis emisyonları

Testin bu noktasında C enjektörü test edilirken is ölçen cihaz AVL 415'in filtre kağıdı bittiği için is değerleri sıfır gözükmemektedir.

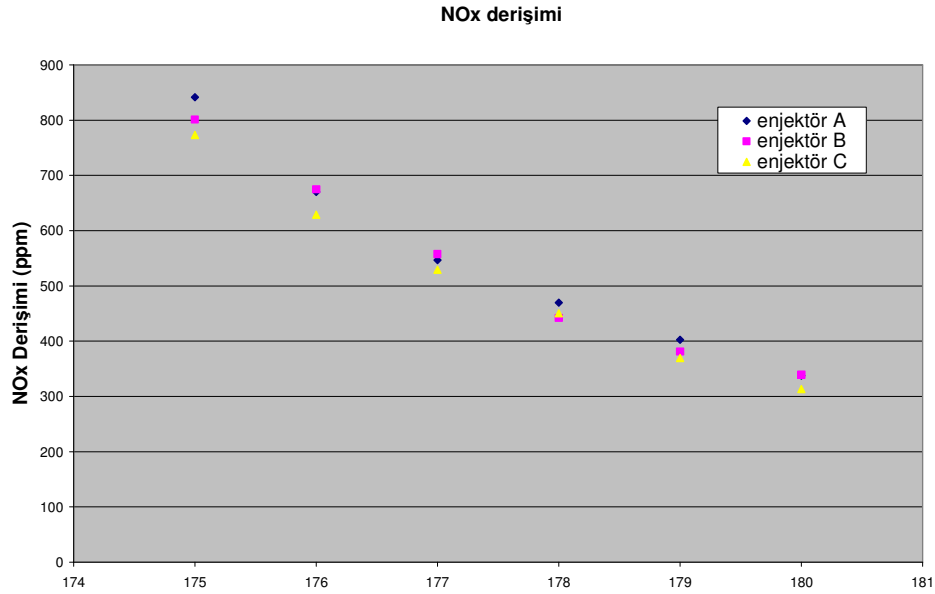
3.4.13. Enjektör testi sonuçlarının incelenmesi:

Yukarıdaki test sonuçları incelendiğinde özgül NOx emisyonu – özgül yakıt tüketimi eğrisinde en ideal sonuçları genel itibariyle enjektör A vermektedir, yani enjektör A ile aynı özgül yakıt tüketimi daha düşük özgül NOx emisyon değerleriyle elde edilmektedir. Özgül NOx emisyonu – özgül yakıt tüketimi eğrilerinde en kötü değerler enjektör C'ye aittir. Özetle enjektör delik çapı büyüdükçe özgül NOx emisyonu – özgül yakıt tüketimi eğrisi sola doğru kaymaktadır. Bu durumun sebebini daha detaylı incelemek için test yapılan on iki noktadan 1800 rpm 40 mg/stroke noktası seçilmiştir. Bu noktadaki özgül NOx – özgül yakıt tüketimi değerleri:



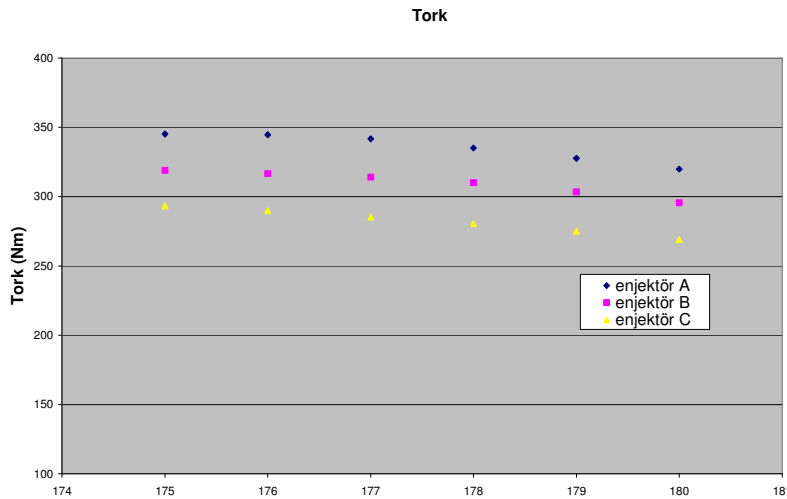
Şekil 3.30 : 1800 rpm 40 mg/stroke özgül yakıt tüketimi ve özgül NOx değerleri

Aynı noktadaki NOx derişimi değerleri:



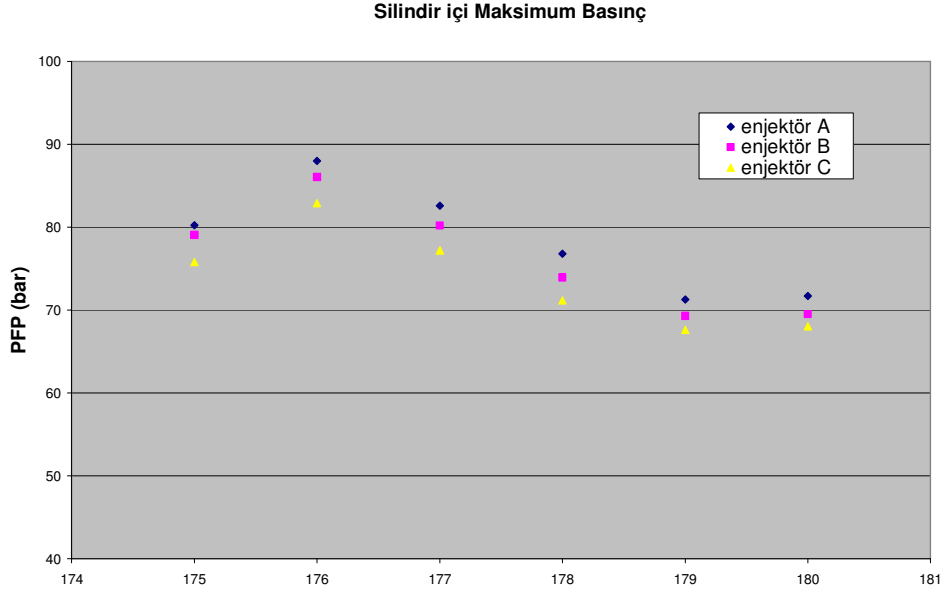
Şekil 3.31 : 1800 rpm 40 mg/stroke NOx derişim değerleri

NOx derişimi değerleri birbirine bu kadar yakın iken özgül NOx ve özgül yakıt tüketimi değerlerinin birbirinden bu kadar farklı olmasının nedeni her iki teriminde paydasında bulunan gücün farklı olmasıdır. Motor hızı bu testlerde sabit ve de aynı tutulduğundan güçteki fark da torkların farklı olmasından kaynaklanabilir. Tork değerleri:



Şekil 3.32 : 1800 rpm 40 mg/stroke tork değerleri

Torklardaki farklılıklar özgül NO_x – özgül yakıt tüketimi eğrisindeki farkı açıklayabilmektedir. Enjektör A ile aynı püskürtme avansı ve ortak yakıt yolu basıncında daha fazla tork edilmektedir. Daha fazla tork aynı devirde daha fazla güç edilmesine neden olduğundan enjektör A'nın aynı ortak yakıt yolu basıncı ve püskürtme avansında daha fazla tork vermektedir. Bu durumun sebebini anlamak içinse PFP'nin (silindir içi basıncının) maksimum değerleri karşılaştırılmıştır.



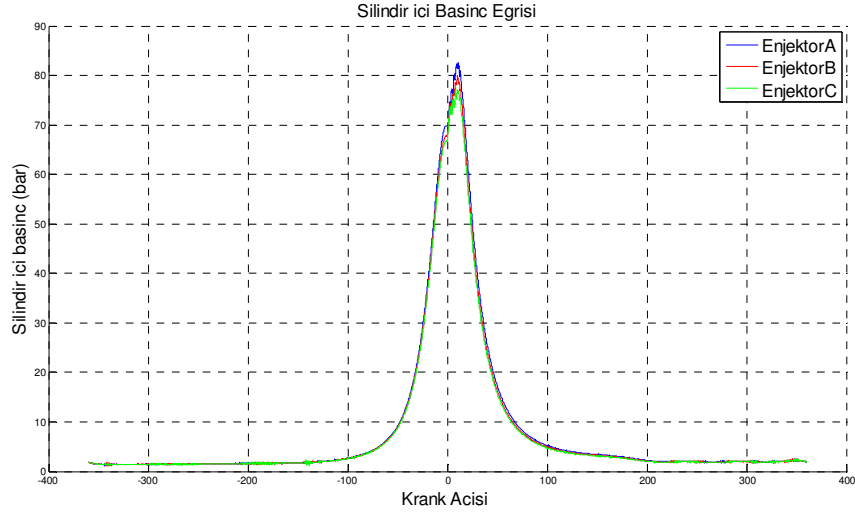
Şekil 3.33 : 1800 rpm 40 mg/stroke silindir içi basıncı maksimum değerleri

Silindir içi basıncının maksimum değerleri karşılaştırıldığında en yüksek değerlerin enjektör A'ya ait olduğu gözükmeaktadır.

Aynı ortak yakıt yolu basıncı ve püskürtme avansında enjektör delik çapı küçüldükçe püskürtme daha geç bitmektedir. Aynı ortak yakıt yolu basıncında enjektör delik çapı küçüldükçe enjektörden birim zamanda püskürtülen yakıtın debisi azalmaktadır, dolayısıyla tutuşma gecikmesi boyunca püskürtülen yakıt miktarı azalmaktadır. Bu durumda silindir içi basıncının maksimum değerlerinin düşmesine sebep olur. Bu sebepten ötürü de aynı yakıttan elde edilen tork değerleri düşmektedir.

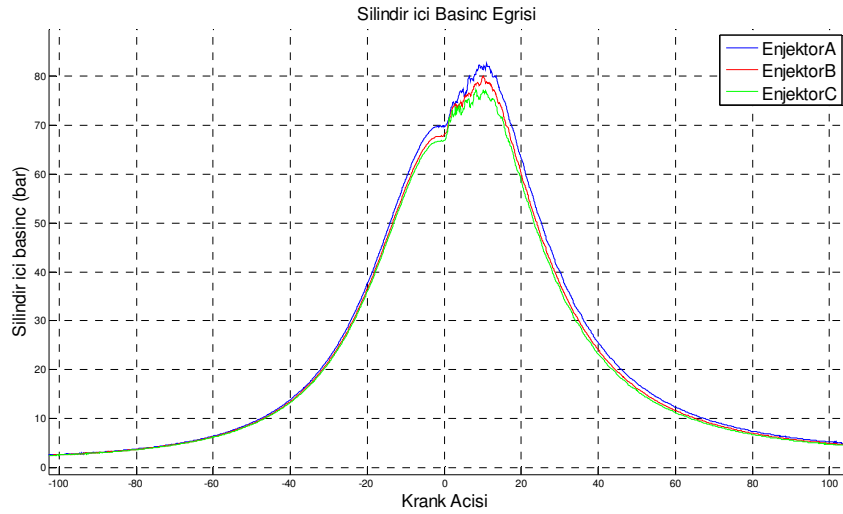
Enjektör delik çapının is emisyonları üzerindeki etkisi incelendiğinde enjektör delik çapı küçüldükçe is değerlerinin düştüğü gözükmeaktadır. Enjektör delik çapı yakıtın yanma odasındaki atomizasyonunu etkilemektedir.

Enjektör delik çapının is emisyonları üzerindeki etkisini daha ayrıntılı incelemek için 1800 rpm 40 mg/stroke noktasında püskürtme avansı -8 derece ray basıncı ise 80 MPa iken krank açısına bağlı silindir içi basıncı eğrisi incelenmiştir.



Şekil 3.34 : Krank açısına bağlı silindir içi basıncı

Aynı noktada incelemeyi kolaylaştırmak için silindir içi basıncını eğrisinin -100 ile +100 derece arasındaki değerleri aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 3.35 : Krank açısına bağlı silindir içi basıncı

Yukarıdaki şekil incelendiğinde püskürtme sürelerinin sadece silindir içi basıncın maksimum değerlerini etkilediği gözükmektedir. Bu sebepten ötürü enjektör C'nin püskürtmesi diğer iki enjektöre göre en geç bitmesine rağmen is değerleri fazla

çıkamamıştır aksine en düşük is değerleri bu enjektörde gözlemlenmiştir. Kısaca enjektör delik çapından kaynaklanan farklı enjeksiyon sürelerinin is oluşumunda baskın mekanizma olduğunu söyleyemeyiz.

Yakıt demetinin nüfuz derinliği yakıt püskürtmesinin herhangi bir zamanında demetin en uç kısmı ile enjektör deliği arasındaki eksenel mesafedir. Eğer yakıt demetinin nüfuz derinliği aşırı ise yakıt yanma odasının yüzeylerini yapışmaktadır. Bu durum hidrokarbon emisyonlarını ve de is emisyonlarını arttırmaktadır. Eğer yakıtın nüfuz derinliği gereğinden az ise de hava yakıt etkileşimi azalmaktadır. Yakıt nüfuz derinliği Dent tarafından aşağıdaki formül ile açıklanmıştır.

$$S = 3.07 \left(\frac{\Delta p}{\rho_g} \right)^{1/4} (td_n)^{1/2} \left(\frac{294}{T_g} \right)^{1/4} \quad (3.16)$$

Δp : Yakıt basıncı ile ortam basıncı arasındaki fark:

ρ_g : Yanma odası içindeki gazın basıncı

d_n : Enjektör delik çapı

T_g : yanma odası içindeki gaz sıcaklığı

Bu formül incelendiğinde enjektör delik çapı büyüdükçe yakıt demetinin nüfuz derinliğinin arttığı gözükmektedir.

Yakıt demetini karakterize edebilmek için ortalama çap ifadeleri geliştirilmeye çalışılmıştır. Bu ifadelerden günümüzde en yaygın kullanılanı Sauter Ortalama Çapı'dır ve Hiroyasu ve Kadota Sauter Ortalama Çapı'nı aşağıdaki formül ile hesaplanmaktadır.

$$D_{SM} = A(\Delta p)^{-0.135} \rho_a^{0.121} V_f^{0.131} \quad (3.16)$$

Δp : Yakıt basıncı ile ortam basıncı arasındaki fark

ρ_a : Yanma odası içindeki gazın basıncı

V_f : Bir silindire bir stroketa püskürtülen yakıt (mm^3)

Enjektör delik çap büyüdükçe Ortalama Sauter Çapı'nın büyüdüğü bilinmektedir.

3.5. Enjektör Seçimi

Yukarıdaki testlerin sonucunda en iyi özgül NO_x – özgül yakıt tüketimi karakterine büyük delik çapına sahip olan enjektör A'nın sahip olduğu görülmüştür ancak bu enjektör diğerlerine göre daha yüksek is değerlerine sahip olduğu da unutulmamalıdır. Enjektör testleri tek püskürtme olarak gerçekleştirilmiştir. Ancak düşük yüklerde yanma gürültüsünü azaltılması gerektiği de unutulmamalıdır. Bu gerek de ön yakıt püskürtmesi yapılarak sağlanır. Yapılan bu işlemin düşük yüklerde is emisyonlarını arttırdığı görülmüştür.

Yukarıdaki sebeplerden ötürü enjektör A seçilmemiştir. Onun yerine is emisyonu daha az olan, özgül NO_x emisyonu – özgül yakıt tüketimi enjektör A'dan kötü enjektör C'den iyi olan enjektör B seçilmiştir.

4. SONUÇLAR

Bu tez kapsamında Ford Otosan H298 260 Ps yol kamyonunun 1826 ve 2526 modelleri için yakıt ekonomisi çalışması gerçekleştirilmiştir. Bu çalışma kapsamında 260 Ps araç yeni bir motor, yeni bir güç eğrisi önerilmiştir. Yeni güç eğrisi ve motor için mevcut yakıt enjektörü seçeneklerinden yakıt ekonomisi ve emisyon performansı bakımından en ideali seçilmeye çalışılmıştır. Seçilen enjektör ile yeni bir enjeksiyon kalibrasyonu yapılmıştır. Aşağıda bu çalışmaların emisyon testi sonuç karşılaştırılması yapılmıştır. Bununla birlikte yeni güç eğrisi, şanzıman ve son dişli oranlarındaki değişikliklerin aracın tekerlek gücü, çeki kuvveti eğrisi ve de yokuş performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Son olarak da aracın kullanıldığı araç hızı aralığında sıfır yol eğiminde yakıt tüketimleri karşılaştırılıp yakıt ekonomisi değerleri gösterilmiştir.

4.1. Emisyon Testi Sonuçları

Maksimum torku 840 Nm olan 260 Ps 7.3 litre motor ile maksimum torku 1100 Nm olan 260 Ps 9 litre motorlarının emisyon performansı 2005-55-EC direktifinde belirtilen ETC (European Transient Cycle) ile test edilmiştir. İki versiyon da Euro5 emisyon limitlerini başarıyla sağlamıştır. Aynı testlerde 260 Ps 1100Nm 9 litre versiyonunun 840Nm 7.3 litre versiyonuna göre %10 yakıt ekonomisi sağlamıştır. bu farkın nedeni aşağıda açıklanmıştır.

Çizelge 3.1 : Mevcut ve yeni 260 Ps güç eğrilerinin n_{high} , n_{low} ve n_{ref} değerleri

	260 Ps 840	260 Ps 1100
	Nm	Nm
n_{high}	2500	2170
n_{low}	1100	980
n_{ref}	2430	2111

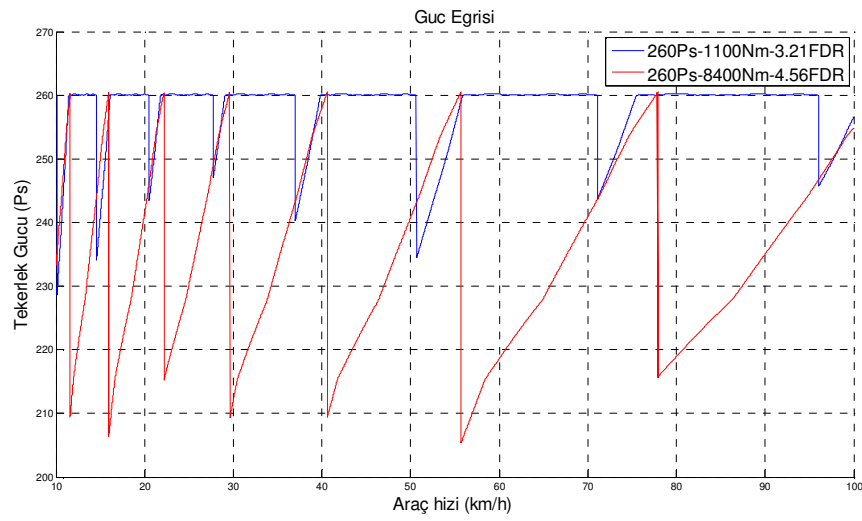
Yukarıdaki tabloya bakıldığında yeni güç eğrisi ile n_{ref} değeri 2430'dan 2111'e düşmüştür. Tork eğrisindeki değerler arttığından emisyon testi daha yüksek torklarda seyretmiştir. Bu durum motorun emisyon testinde daha verimli noktalarda çalışmasına olanak vermiştir.

4.2. Araç Performans Eğrileri

Araç performans eğrileri kapsamında tekerlek gücü, çeki kuvveti ve de yokuş performansı incelenmiştir. Belirtilen araç hızı aralığında araç yakıt tüketim değerleri karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırılma 1826 ve 2526 modelleri için ayrı ayrı yapılmıştır. Tekerlek gücü ve çeki eğrileri çizilirken aktarma organlarında mekanik kayıp olmadığı kabulü yapılmıştır.

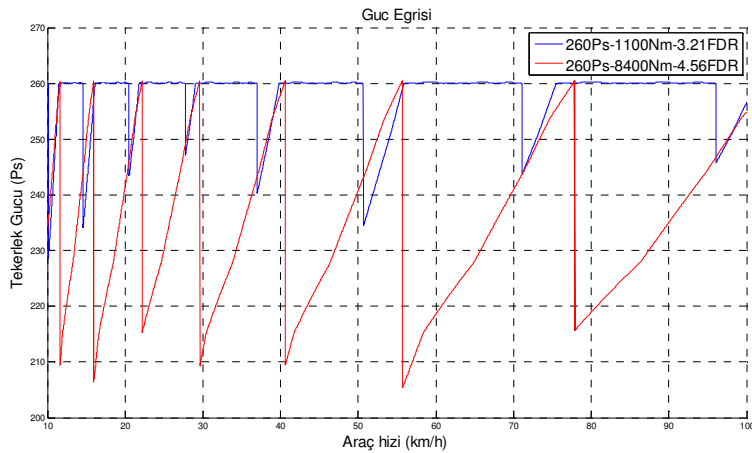
4.2.1. Güç eğrisi

4.2.1.1. Güç eğrisi (2526 modeli için)



Şekil 4.1 : Araç hızına bağlı tekerlek gücü eğrisi.

4.2.1.2. Güç eğrisi (1826 modeli için)

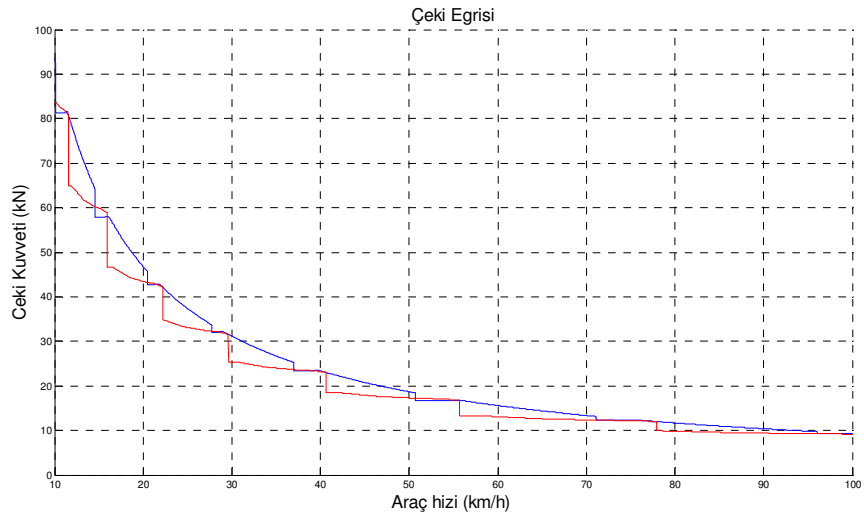


Şekil 4.2 : Araç hızına bağlı tekerlek gücü eğrisi.

Motorların güç eğrileri, kullanılan şanzıman oranları ve de son dişli oranları 1826 ve 2526 modelleri için aynı olduğundan tekerlek güç eğrileri değişmemiştir. Yukarıdaki eğriler incelendiğinde maksimum torku 1100Nm olan 260 Ps 9 litre motorun diğer versiyona göre y ekseninde 260 Ps değerini daha çok taradığı gözükmemektedir, başka bir deyişle ideal güç eğrisine daha yakın bir karaktere sahiptir. Bunun yakıt ekonomisi üzerindeki etkisi daha sonraki bölümlerde anlatılacaktır.

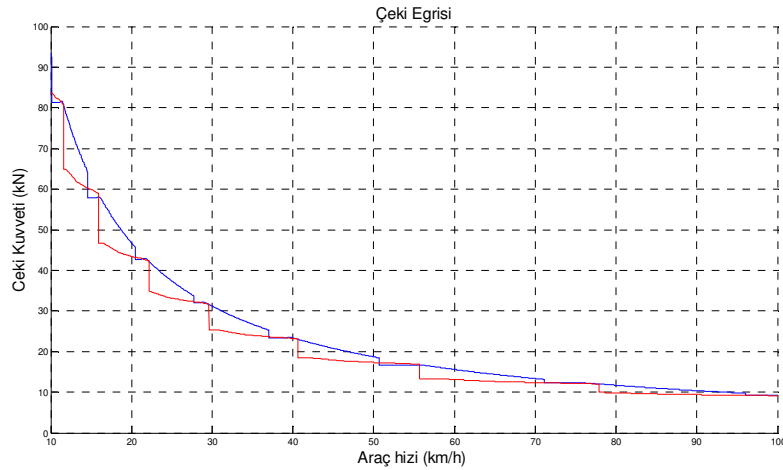
4.2.2. Çeki eğrisi

4.2.2.1. Çeki eğrisi (2526 modeli için)



Şekil 4.3 : Araç hızına bağlı çeki eğrisi

4.2.2.2. Çeki eğrisi (1826 modeli için)

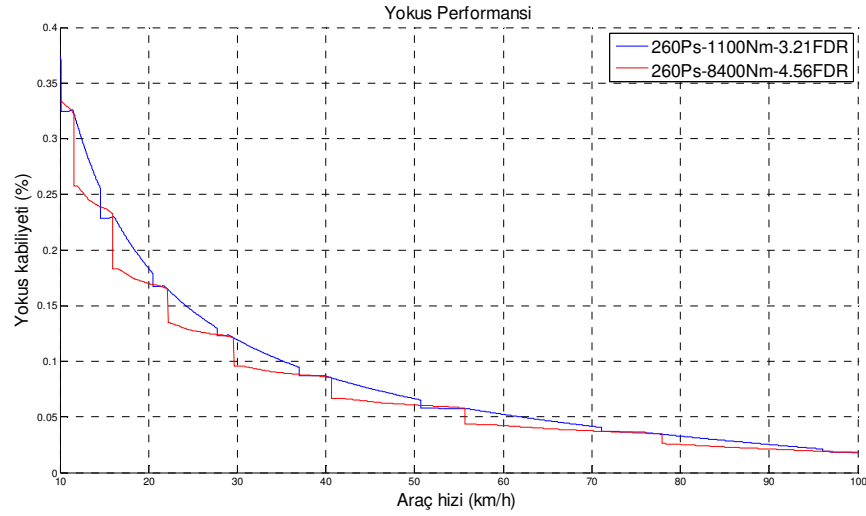


Şekil 4.4 : Araç hızına bağlı çeki eğrisi

Bir önceki bölümde maksimum torku 1100 Nm olan 260 Ps 9 litre motorun maksimum torku 840 Nm olan 260 Ps 7.3 litre motora göre daha ideale yakın tekerlek gücü eğrisine sahip olduğu belirtilmişti. Bu sebepten ötürü 9 litre motorun çeki eğrisi 7.3 litre ile karşılaştırıldığında daha çok ideal çeki hiperbolüne benzemektedir.

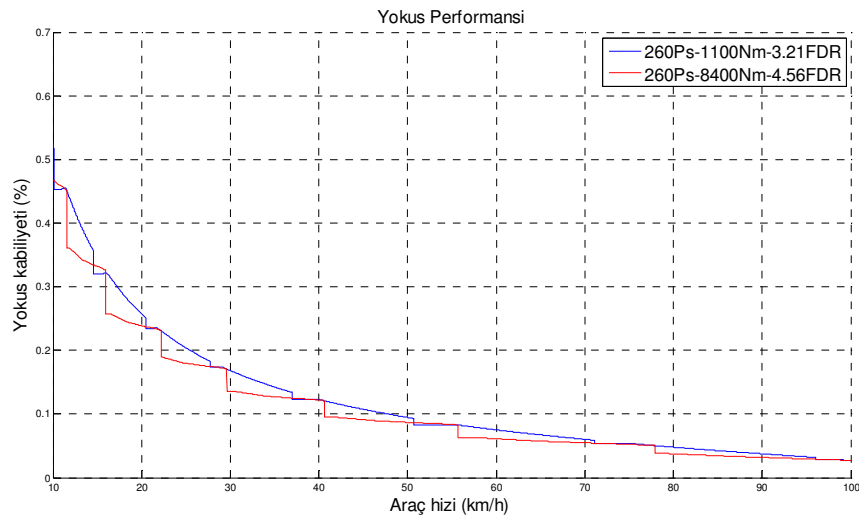
4.2.3. Yokuş performansı

4.2.3.1. Yokuş performansı (2526 modeli için)



Şekil 4.5 : Yokuş performansı eğrisi

4.2.3.2. Yokuş performansı (1826 modeli için)

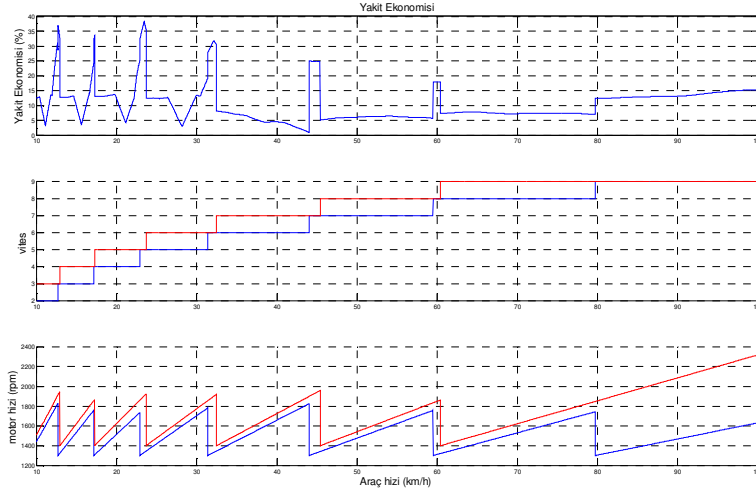


Şekil 4.6 : Yokuş performansı eğrisi

Maksimum torku 1100 Nm olan 260Ps 9 litre motorun maksimum torku 840 Nm olan 260 Ps 7.3 litre versiyona göre tekerlek gücü eğrisinde daha fazla alan taradığından yokuş performansı grafikte belirtilen araç hızı aralığının büyük bir kısmında daha iyidir.

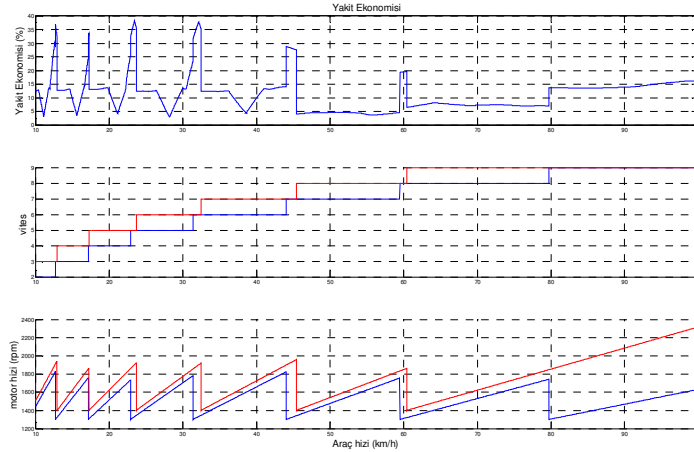
4.2.4. Araç yakıt tüketiminin karşılaştırılması

4.2.4.1. Araç yakıt tüketiminin karşılaştırılması (2526 Modeli için)



Şekil 4.7 : Araç yakıt tüketimi karşılaştırması

4.2.4.2. Araç yakıt tüketiminin karşılaştırılması (1826 Modeli için)



Şekil 4.8 : Araç yakıt tüketimi karşılaştırması

Araç yakıt tüketimleri 10 km/h ile 100 km/h araç hızları arasında 0.01 km/h hesap adımıyla karşılaştırılmıştır. Bu araç hızı boyunca seçilen vites numarası da yukarıdaki grafiklerde mevcuttur. Her araç hızı için ihtiyaç duyulan yol direncini karşılayacak en yüksek vitesi seçme esasına göre gerçekleşmiştir. Bu mantığa bir de ek olarak tecrübi minimum motor hızı limiti eklenmiştir. Bu değer 9 litre motor için 1300 rpm olup 7.3 litre motor için 1400 rpm'dir. Maksimum torku 1100 Nm olan 260Ps 9 litre motorun maksimum torku 840 Nm olan 260 Ps 7.3 litre versiyona göre yukarıdaki oranlar kadar az yakıt tüketimine sahiptir.

Yukarıdaki durumun temel nedeni güç eğrisinden kaynaklanmaktadır. 9 litrelik versiyonda güç eğrisinin altında kalan alan daha büyük olduğundan yol dirençleri 7.3 litrelik versiyona göre daha düşük motor hızlarında karşılanabilmektedir. Aynı güç ihtiyacı ne kadar düşük motor hızında karşılanırsa motorun üretmesi gereken tork aynı oranda artar. Tork miktarı arttıkça özgül yakıt tüketim değerleri düştüğünden aynı güç daha düşük yakıt tüketimiyle elde edilmiştir.

Bu çalışmaya özetlemek gerekirse aynı motor gücünü daha uzun motor hızı aralığında vermek ve de tork eğrisinin maksimum değerini arttırmak yakıt ekonomisi ve de yokuş performansı bakımından olumlu sonuçlar. Yakıt ekonomisi hesaplamaları araç kararlı rejimde iken yapılmıştır. Bu bakımdan daha sonraki çalışmalarda yakıt ekonomisi değerlerinin gerçek müşteri kullanımını temsil eden bir çevrim ile doğrulanmasında fayda vardır.

KAYNAKLAR

- Güney, A.** 1998. “Taşıtlarda Güç Aktarımı” ders notları, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul
- Heywood, J. B.,** 1988: Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw - Hill, New York
- Khair, M.K, Majewski W.A,** 2006. Diesel Emission and Their Control, SAE International, Warrendale, Pa, USA
- Safgönül, B., Ergeneman, M., Arslan, E.,Soruşbay, C. ,** 2004. İçten Yanmalı Motorlar, Birsan Yayınevi, İstanbul
- Url-1** < <http://www.dieselnet.com/standards/eu/hd.php>>, alındığı tarih 12.03.2011

ÖZGEÇMİŞ

Semih Sağener 11 Nisan 1985 tarihinde Eskişehir’de doğdu. İlk ve ortaöğrenimini Eskişehir’de tamamladı. 2004 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü’ne girdi. 2007 yılında lisans öğrenimini tamamladı. 2008 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalında Otomotiv Yüksek Lisans programına başladı. Eylül 2007’den itibaren Ford Otosan A.Ş.’de Ürün Geliştirme ve Tasarım Mühendisi olarak çalışmaktadır.

