# Benzin-Metanol Karışımları Kullanılan HCCI-DI Bir Motorda II. Enjeksiyon Zamanı ve Dış EGR'nin Yanma Karakteristikleri ve Emisyonlara Etkisinin İncelenmesi

Mustafa Deniz Altınkurt[*], Ali TÜRKCAN[**], Mustafa ÇANAKCI[+]

[*] *Kocaeli Üniversitesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, 41380, İzmit-Türkiye*
*deniz.altinkurt@kocaeli.edu.tr*

[**] *Kocaeli Üniversitesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, 41380, İzmit-Türkiye*
*aturkcan@kocaeli.edu.tr*

[+] *Kocaeli Üniversitesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, 41380, İzmit-Türkiye*
*canakci@kocaeli.edu.tr*

**Özet - Bu çalışmada, II. enjeksiyon zamanı değişimi ve dış egzoz gazı geri kazanımının (EGR), benzin-metanol yakıt karışımları kullanılan HCCI bir motordaki yanma üzerine etkileri AVL Fire programında gerçekleştirilen Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) simülasyonları ile incelenmiştir. Deneysel çalışma için tek silindirli dizel bir motor, çift kademeli direkt enjeksiyon stratejisi (TSDI) uygulanarak elektronik olarak kontrol edilen DI-HCCI motora dönüştürülmüştür. TSDI stratejisi kapsamında, ilk enjeksiyon emme zamanı başlarında, II. enjeksiyon ise sıkıştırma zamanı sonlarında uygulanmıştır. Test yakıtları olarak saf benzin ve iki farklı benzin-metanol karışımı, M10 ve M20, kullanılmıştır. II. enjeksiyon zamanı değişimi ve dış EGR'nin HCCI yanma karakteristikleri ve emisyonları üzerine etkileri sabit motor devri, her yakıt için aynı miktarda enerji girişi ve yüksek eşdeğerlik oranında CFD metodu ile incelenmiştir. Silindir gaz basıncı, ısı dağılım oranı ve maksimum ortalama silindir gaz sıcaklığı ($T_{maks}$) gibi yanma karakteristikleri ile CO ve $NO_x$ emisyonlarını içeren CFD simülasyon sonuçları deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Enjeksiyon zamanı, EGR ve yakıt karışımlarının HCCI yanma üzerindeki etkileri silindir içi sıcaklık dağılımı ve NO kütle oranı görüntüleri üzerinden incelenmiştir. Deneysel ve CFD çalışmalarından, uygun enjeksiyon zamanı ve EGR oranı seçimi ile yanma fazı ve kirletici gaz oluşumunun kontrol edilebileceği görülmüştür. II. enjeksiyon zamanının geciktirilmesi ve EGR kullanılması silindir gaz basıncı, sıcaklık ve $NO_x$ emisyonunun azalmasına neden olmuştur.**

***Anahtar kelimeler:*** **HCCI-DI, metanol-benzin, CFD, EGR, II. enjeksiyon zamanı**

**Abstract - In this study, effects of injection variations and exhaust gas recirculation (EGR) on homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion of gasoline-methanol blends were investigated through Computational Fluid Dynamics (CFD) simulations performed in AVL Fire. For experiments, a single-cylinder diesel engine was converted to an electronically controlled DI-HCCI engine by means of applying two stage direct injection (TSDI) strategy. As a part of TSDI strategy, the first injection was applied in early intake stroke and the second injection was applied in late compression stroke. The test fuels were selected as pure gasoline and two different gasoline-methanol blends, namely M10 and M20. The effects of second injection timing variations and external EGR on HCCI combustion characteristics and emissions were investigated through CFD method at constant engine speed and high equivalence ratio for the same energy input of each fuel. CFD simulation results were compared with the experimental results including combustion characteristics such as cylinder gas pressure, heat release rate, maximum cylinder gas temperature ($T_{max}$) and emissions of CO and $NO_x$. Effects of injection variations, EGR and fuel blends on HCCI combustion were analyzed via in-cylinder temperature distribution and NO mass fraction images. It was seen from both experimental and CFD studies that combustion phase and pollutant formation can be controlled by selecting proper injection timing and EGR rate. Retarding the second injection timing and application of EGR caused to reduction in cylinder gas pressure, temperature and $NO_x$ emissions.**

***Keywords:*** **HCCI-DI, methanol-gasoline, CFD, EGR, second injection timing**

## I. GİRİŞ

HCCI yanma, yüksek termik verim ve kirletici emisyon azaltıcı bir sistem olmadan düşük $NO_x$ ve is emisyonları sağlayabilmesi nedeniyle son zamanlarda içten yanmalı motorlar alanında başı çeken araştırma alanlarından biri olmuştur. HCCI motorlar, buji ateşlemeli (spark ignition - SI) ve sıkıştırma ile ateşlemeli (compression ignition - CI) motorların özelliklerini taşır. Hava-yakıt karışımı modern benzinli motorlardaki gibi yakıtın emme zamanında püskürtülmesi ile oluşur. Elde edilen hava-yakıt dolgusu ise dizel motorlardaki gibi yeterli sıcaklığa eriştikten sonra kendi kendine tutuşur. Tutuşma ve yanmaya giden reaksiyonlar karışımın kimyasal kinetiklerine bağlıdır [1]. Bu sebepten dolayı geleneksel HCCI yanmada yakıt enjektörü veya buji gibi tutuşma kontrolünü sağlayabilecek bir kontrol mekanizması bulunmamaktadır [2].

HCCI yanmanın başlıca sorunları arasında tutuşma zamanının kontrolü, farklı yüklerde çalışma aralığının genişletilmesi, yüksek miktarda yanmamış HC ve CO

emisyonları sayılabilir. Yanma fazının kontrolü için iki ana parametre esas alınır: Sıcaklık-zaman değişimi ve karışım reaktivitesi. Dolgunun sıcaklık-zaman değişiminin kontrolü; emme havası sıcaklığı, emme havası basıncı kontrolü, supap zamanlaması, dış EGR ve enjeksiyon zamanı değişimi ile yapılır. Karışım reaktivitesi; yakıt katkıları, iki veya daha fazla yakıtın karıştırılması ve yakıtın ön-şartlandırılması ile değiştirilebilir. Bu çalışmada, sıcaklık-zaman değişimi enjeksiyon zamanı değişimi ve dış EGR ile kontrol edilmiştir. Karışım reaktivitesi ise benzin ve metanol yakıtlarının farklı oranlarda karıştırılması ile değiştirilmiştir. HCCI yanma fazı ve emisyonları iki veya daha fazla sayıda çoklu enjeksiyon, enjeksiyon zamanı ve oranının değişimi ile kontrol edilebilir [3]. Bu çalışmada kullanılan TSDI stratejisi kapsamında, I. enjeksiyonun emme zamanında yapılması ile homojen karışım oluşturulmuş, II. enjeksiyonun sıkıştırma zamanı sonunda yapılması ile yanma başlangıcı ve HCCI yanmanın kontrolü sağlanabilmiştir.

Egzoz gazının silindir içerisine geri kazanımı iç ve dış EGR yöntemleri ile yapılabilir. İç EGR, supap zamanlamaları değiştirilerek yanma sonucu açığa çıkan egzoz gazlarının silindir içinde bırakılması yöntemidir. Dış EGR ise yanma sonunda açığa çıkan egzoz gazlarının bir kısmının egzoz hattından kontrol valfi ile tekrar emme kanalına verilerek silindire alınmasıdır. EGR gazlarının yüksek ısıl kapasitesi silindir içi sıcaklığın düşmesine, seyreltme etkisi ile oksijen konsantrasyonunun azalmasına ve oksitlenme sürecini etkileyerek yanma reaksiyonlarının yavaşlamasına neden olur. EGR kullanılmasının amacı yüksek yanma sıcaklıkları sonucu açığa çıkan $NO_x$ emisyonlarını azaltmak ve basınç artış oranını azaltarak yüksek yüklerde HCCI çalışma aralığını genişletmektir [4].

Christensen ve Johansson [5], izooktan, etanol ve doğal gaz kullanılan 6 silindirli dizel bir motoru, sadece tek silindirle çalışacak şekilde modifiye etmişler ve HCCI yanmayı farklı dış EGR oranları, hava-yakıt oranları ve emme havası sıcaklıklarında incelemişlerdir. EGR'nin yanma başlangıcını geciktirdiğini ve motorun yanma gürültüsünün azaldığını tespit etmişlerdir. Yanmanın ÜÖN'dan sonra gerçekleşmesi ile silindir içi sıcaklık ve basınçlarının düştüğünü, buna bağlı olarak $NO_x$ emisyonlarının azaldığını görmüşlerdir. Qian ve Lü [6] izooktan kullanılan tek silindirli bir HCCI motorda yakıt katkıları, soğutulmuş dış EGR ve emme havası sıcaklığının HCCI yanmaya etkilerini incelemişlerdir. Artan soğutulmuş EGR oranının tutuşma zamanını geciktirdiği ve yanma süresini azalttığını, CO ve yanmamış HC emisyonlarını artırdığını ve $NO_x$ emisyonlarının azalttığını tespit etmişlerdir. Pucilowski ve diğ. [7] metanol yakıtı ile çalışan direkt enjeksiyonlu dizel bir motorda tek ve çift enjeksiyon stratejisi kullanarak, enjeksiyon zamanının yanma karakteristiklerine etkilerini incelemişlerdir. ÜÖN'ya yakın tek enjeksiyonda metanol yanmasının enjeksiyon zamanına duyarlı olduğunu ve enjeksiyon zamanı geciktirildikçe maksimum basınç artış oranının (MBAO) arttığını gözlemlemişlerdir. Metanolün yüksek oktan sayısı ve buharlaşma gizli ısısının tutuşma gecikmesinin artmasına ve hava ile daha uzun süre karışmasına neden olduğu, geç enjeksiyon zamanı ile fakirden stokiyometriye daha çok yaklaşan metanol-hava karışımının ısı dağılımının daha hızlı yükseldiği ve MBAO'yu artırdığı tespit edilmiştir. Çift enjeksiyon stratejisinin ise MBAO değerini 3 katı kadar azaltabileceği görülmüştür. Ghorbanpour ve Rasekhi [8] enjeksiyon zamanı, enjekte edilen yakıt miktarı profili, hava-yakıt eşdeğerlik oranı ve EGR'nin HCCI yanmaya etkilerini bir dizel motorda incelemişlerdir. Değiştirilen parametreler ile HCCI emisyon ve performans parametrelerinin optimize edilebileceğini gözlemlemişlerdir.

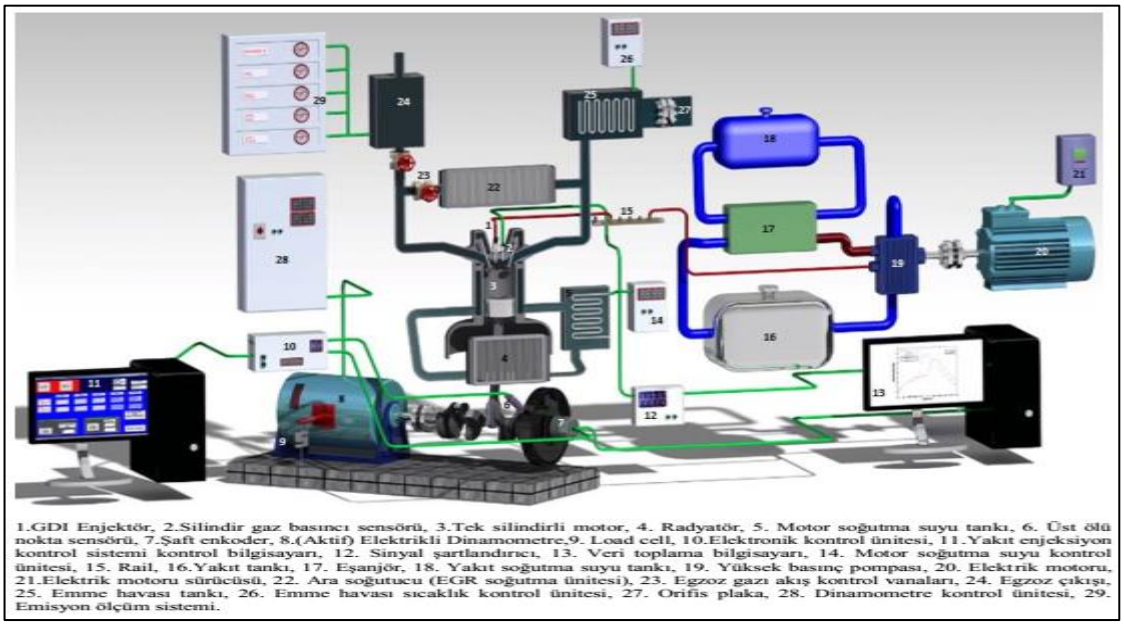
Literatür çalışmalarından da görülebileceği gibi yakıt enjeksiyon stratejisi ve EGR, HCCI yanma ve emisyonlarının kontrolünde yaygın olarak kullanılan parametrelerdir. AVL Fire ile önceden yapılmış çalışmalarda HCCI yanma için enjeksiyon parametreleri incelenmiş ve tutarlı sonuçlar elde edilmiştir [9]. TSDI stratejisinin alkol-benzin karışımlarının HCCI yanması üzerine etkileri daha önce yapmış olduğumuz çalışmada sunuldu [10]. Ayrıca, benzin yakıtı için II. enjeksiyon zamanının HCCI yanmaya etkileri CFD ve sıfır boyutlu stokastik reaktör modeli kullanılarak incelendi [11, 12]. Ancak, HCCI yanmada TSDI stratejisi ve EGR kullanımının alkol-benzin karışımlarına uygulanması üzerine daha fazla çalışma yapılmasına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu nedenle, bu çalışmada metanol-benzin karışımları ve TSDI stratejisi kullanılan DI-HCCI bir motorda II. enjeksiyon zamanlamasının ve soğutulmuş dış EGR'nin HCCI yanma karakteristikleri ve emisyonlarına etkileri incelenmiştir.

## II. MATERYAL VE METOT

### *A. Motor Test Sistemi*

Bu çalışma için tek silindirli, su soğutmalı, direct enjeksiyonlu dizel bir motor, yakıt enjeksiyon sisteminin elektronik olarak kontrolü ile DI-HCCI bir motora dönüştürülmüştür. Kullanılan yakıtların özellikleri Kocaeli Üniversitesi Alternatif Yakıtlar Araştırma-Geliştirme ve Uygulama Merkezinde (KOÜ-AYARGEM) ölçülmüş olup Tablo 1'de sunulmuştur. Test yakıtları olarak 97 oktan benzin (B97), kütlece %10 ve %20 oranında metanol içeren benzin-metanol karışımları (M10 ve M20) kullanılmıştır. Motor test sistemi şeması Şekil 1'de ve test motorunun özellikleri ise Tablo 2'de gösterilmiştir. Test motoru DC elektrikli dinamometreye bağlanmış, emme havası, yakıt, egzoz gazı, yağ ve soğutma suyu sıcaklıkları K tipi termokupllar ile ölçülmüştür. Emme havası sıcaklığı kararlı çalışma şartları sağlanması amacıyla 100 ± 2 °C sıcaklıkta kapalı döngü ile kontrol edilmiştir. Soğutma suyu sıcaklığı ise 75 ±2 °C sıcaklıkta tutulmuştur. Hava tüketimini belirlemek için çevrimsel dalgalanmaları engellemek amacıyla emme havası genişleme tankı, flanşlı keskin köşeli tip orifis plakası ve orifis-metre ve dijital manometre kullanılmıştır. Silindir gaz basıncını ölçmek için su soğutmalı basınç transdüseri ve yakıtı püskürtmek için tek delikli girdap tipi direkt enjektör silindir kapağına monte edilmiştir. Enjeksiyon basıncı düşük basınçlı common rail sistemi ile 10 MPa'da sabit tutulmuştur.

Yakıt enjeksiyon zamanları ve her bir çevrimde püskürtülen yakıt miktarı krank açısı sensörüyle senkronize olarak tasarlanan elektronik kontrol ünitesi ile kontrol edilmiştir.



1.GDI Enjektör, 2.Silindir gaz basıncı sensörü, 3.Tek silindirli motor, 4. Radyatör, 5. Motor soğutma suyu tankı, 6. Üst ölü nokta sensörü, 7.Şaft enkoder, 8.(Aktif) Elektrikli Dinamometre,9. Load cell, 10.Elektronik kontrol ünitesi, 11.Yakıt enjeksiyon kontrol sistemi kontrol bilgisayarı, 12. Sinyal şartlandırıcı, 13. Veri toplama bilgisayarı, 14. Motor soğutma suyu kontrol ünitesi, 15. Rail, 16.Yakıt tankı, 17. Eşanjör, 18. Yakıt soğutma suyu tankı, 19. Yüksek basınç pompası, 20. Elektrik motoru, 21.Elektrik motoru sürücüsü, 22. Ara soğutucu (EGR soğutma ünitesi), 23. Egzoz gazı akış kontrol vanaları, 24. Egzoz çıkışı, 25. Emme havası tankı, 26. Emme havası sıcaklık kontrol ünitesi, 27. Orifis plaka, 28. Dinamometre kontrol ünitesi, 29. Emisyon ölçüm sistemi.

Şekil 1. Motor test sistemi

CO ve $NO_x$ emisyonları iki adet egzoz gaz analizi cihazı ile ölçülmüştür. Testlere başlamadan önce cihazların kalibrasyonları yapılmıştır.

TABLO 1
TEST YAKITLARININ ÖZELLİKLERİ

| **Özellik** | **Birim** | **B97** | **Metanol** | **M10** | **M20** |
|---|---|---|---|---|---|
| Yoğunluk (15 °C) | $kg.m^{-3}$ | 747.6 | 795.9 | 751.2 | 755.8 |
| Viskozite (40 °C) | $mm^2.s^{-1}$ | 0.61 | 0.72 | 0.62 | 0.64 |
| Alt ısıl değer | kJ/kg | 41420 | 21632 | 38764 | 36314 |
| Buharlaşma gizli ısısı | kJ/kg | 380 | 1185 | 460 | 541 |

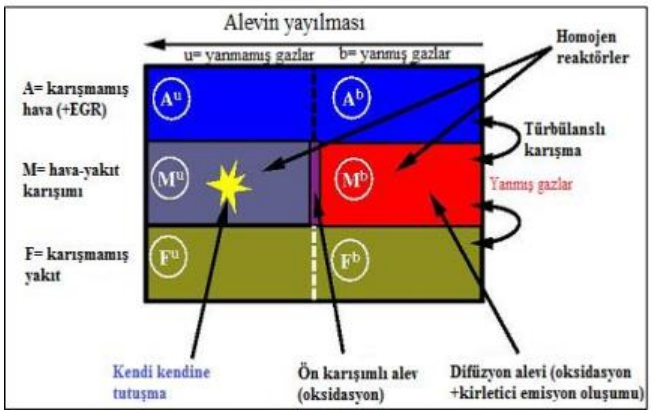
TABLO 2
TEST MOTORUNUN ÖZELLİKLERİ

| Motor | Super Star 7716 Model Dizel Motor |
|---|---|
| Tipi | DI, doğal emişli, 4 zamanlı, su soğutmalı |
| Silindir sayısı | 1 |
| Silindir hacmi ($cm^3$) | 770 |
| Sıkıştırma oranı | 17:1 |
| Emme supabı açılması (ÜÖNÖ) | 22 |
| Emme supabı kapanması (AÖNS) | 60 |
| Egzoz supabı açılması (AÖNÖ) | 66 |
| Egzoz supabı kapanması (ÜÖNS) | 16 |

Tüm şartlarda I. enjeksiyon zamanı metanol-benzin karışımları için MBAO sınırını aşmamak için 120 °KA ÜÖNS olarak belirlenmiştir. II. enjeksiyon zamanı 330-345 °KA ÜÖNS arasında 5'er derecelik artışlarla değiştirilmiştir. Metanol-benzin karışımlarında 330 ve 335 °KA ÜÖNS enjeksiyon zamanlarında MBAO sınırı geçildiğinden çalışma alanının B97'ye göre dar olduğu görülmüştür [13]. Çalışma alanını genişletebilmek ve emisyonları azaltabilmek için tüm test şartlarına %15 soğutulmuş dış EGR uygulanmıştır. Sıcak yanma sonu gazlarının hacimsel verim üzerindeki negatif etkisini azaltmak için soğutucu ünite kullanılmıştır.

### *B. CFD Modellemesi*

HCCI yanma ve emisyon karakteristikleri, motor yanması simülasyonlarını HAD yöntemi ile gerçekleştirebilen AVL Fire yazılımının ESE Diesel modülünde hesaplanmıştır. Yanma, enjeksiyon, türbülans, türlerin taşınımı (species transport) ve emisyon modülleri aktive edilerek HCCI motorda karışım oluşumu, yanma ve emisyon karakteristikleri hesaplanmıştır.




Şekil 2. ECFM-3Z yanma modeli

Yanma modeli olarak ECFM-3Z (Extended Coherent Flame Model-Three Zone) yanma modeli seçilmiştir. ECFM-3Z yanma modeli türbülanslı ön karışım ve difüzyon yanmayı hesaplayabilen bir karışım modelinden oluşmaktadır. Buji ateşlemeli yanma için geliştirilen ECFM modeline Şekil 2'deki gibi üç bölgeli karışım modelinin eklenmesi ile oluşturulmuştur [14, 15]. Türbülanslı karışma, karışmamış

hava ve yakıt bölgeleri arasında, kendi kendine tutuşma ise şekildeki gibi karışmış bölgede gerçekleşir.

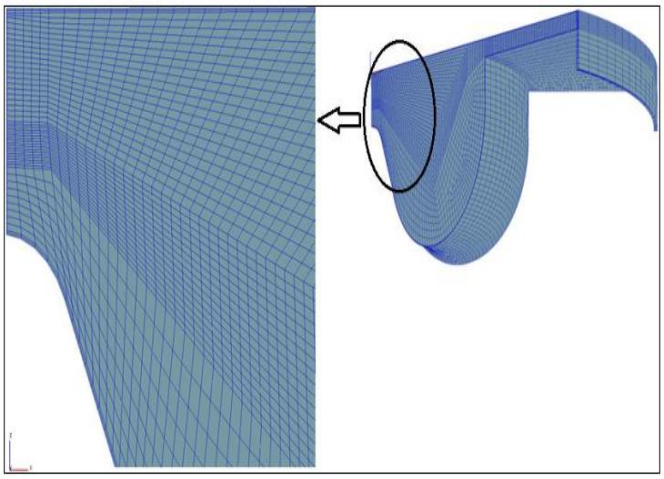
Türbülans modeli olarak k-ε modeli seçilmiş, kararsız akışlar PISO algoritmasını kullanarak modellenmiştir. $NO_x$ emisyonlarını modellemek için genişletilmiş Zeldovich mekanizması [16] kullanılmıştır. Yakıt parçalanma modeli olarak wave breakup modeli seçilmiş, model sabitleri C1 ve C2 sırasıyla 0.61 ve 18 olarak alınmıştır [17]. Yakıtın enjektör nozülündeki sıcaklığı ve çıkış hızı 330 K ve 150 m/s olarak belirlenmiştir. Nozül parametreleri 30° enjektör koni açısına sahip tek delikli enjektör olarak ayarlanmıştır. Metanol-benzin karışımları (M10 ve M20) çok bileşenli yakıt (multi-component fuel) seçeneğinden girilmiştir.

Hesaplama süresini düşürmek için açısal yönde 3°'lik 15 parçaya (toplamda 45°) ayrılmış 1/8'lik 3B ağ yapısı Şekil 3'te görüldüğü gibi kullanılmıştır. Simülasyonlar emme supabı kapanması ile egzoz supabı açılma zamanları arasında ve 0.25 °KA çözüm aralıklarında gerçekleştirilmiştir. I. enjeksiyon emme supabı kapanmasından önce yapıldığından programa girilememiştir (ESE Diesel modülü sadece supapların kapalı olduğu aralıkta hesaplama yapar). Bu nedenle, simülasyon başlangıç şartlarında yakıt-hava karışımındaki türlerin kütle oranları sıfır boyutlu stokastik reaktör model (SRM) yanma yazılımından alınan sonuçlar üzerinden girilmiştir [18]. EGR gazı kütle kesri ve bileşimi seçenekleri kullanılarak B97 yakıtı için %15 EGR oranı başlangıç şartları belirlenmiştir. M10 ve M20 yakıtları için ise daha önce gerçekleştirilen 0B yanma simülasyonu sonuçlarından alınan kütle kesirleri başlangıç şartlarında kullanılmıştır [12].

Sınır şartları piston, silindir gömleği ve silindir kapağı için duvar tipi, silindir ekseni etrafında simetri tipi ve ağ segmenti için periyodik tip seçilmiştir. Püskürtmenin gerçekleştiği ve yanmanın başladığı aralığın hassas hesaplanabilmesi için -30 ve 30 °KA ÜÖNS aralığında ortalama hücre boyutu 0.6 mm, kalan açılarda ise 0.8 mm olarak seçilmiştir. Yakıt enjekte edildiği bölgenin tutarlı olarak hesaplanabilmesi için bu bölgedeki hücre yoğunluğu Şekil 3'teki gibi artırılmıştır. Toplam 3B ağ hücre sayıları ÜÖN ve AÖN'da sırasıyla 48105 ve 170625'tir.

## III. BULGULAR VE TARTIŞMA

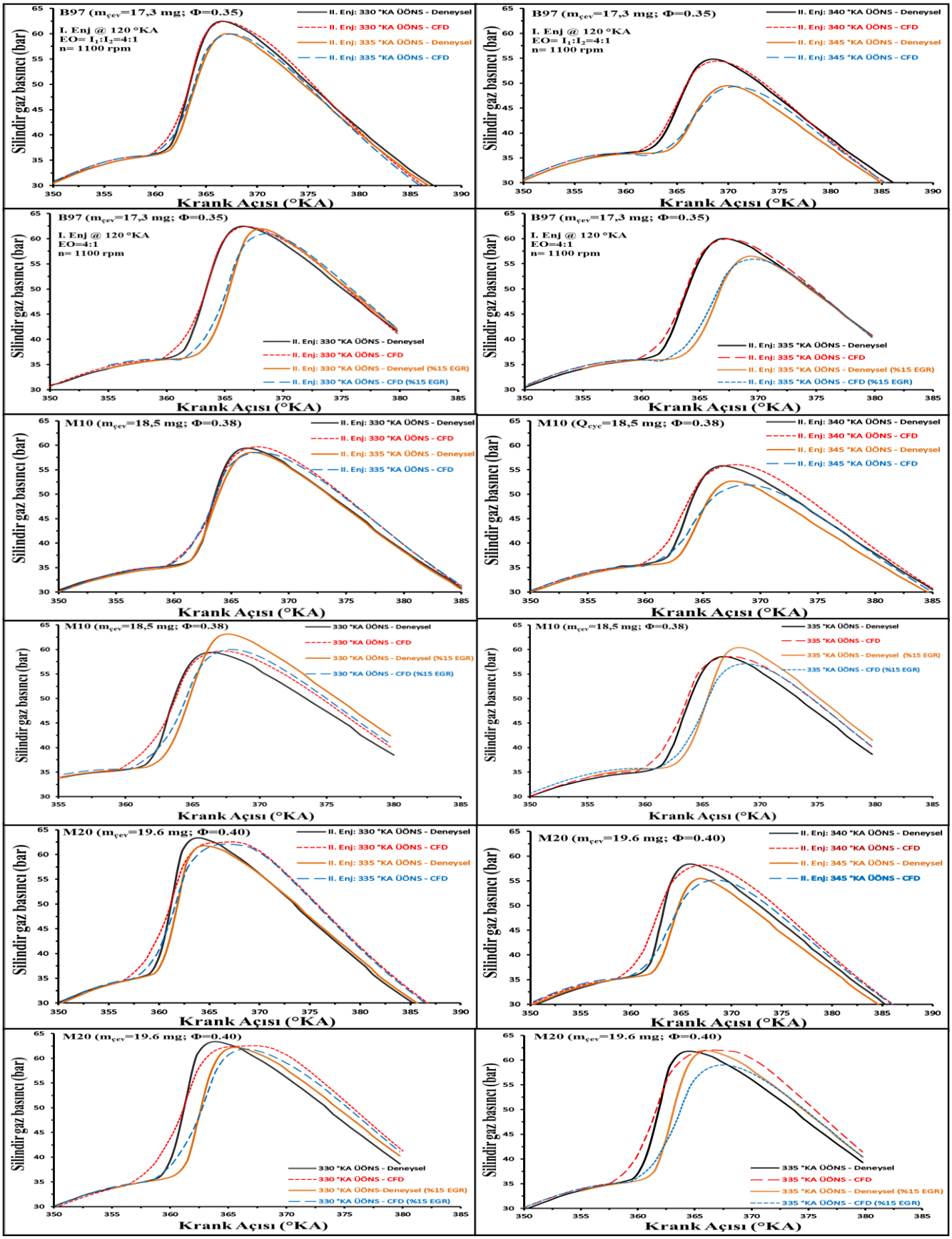
Bu çalışmada benzin-metanol karışımları kullanılan bir motorda II. enjeksiyon zamanı ve %15 soğutulmuş EGR oranının HCCI yanma karakteristikleri ve emisyonlarına etkileri, CFD simülasyonları ve test sonuçları üzerinden karşılaştırılmıştır. Yakıtın %80'i I. enjeksiyonda püskürtülürken, %20'si II. enjeksiyonda püskürtülmüştür. Enjeksiyon oranı (I. enjeksiyonda püskürtülen yakıt miktarının ($I_1$), II. enjeksiyonda püskürtülen yakıta ($I_2$) oranı: $I_1/I_2=4$) tüm test şartlarında sabit tutulmuştur. Toplam enjeksiyon süresi enjeksiyon sinyalinden 16.5 °KA olarak okunmuş ve simülasyon enjeksiyon parametrelerine girilmiştir. Silindir gaz basıncı, ısı dağılım oranları, NO ve CO emisyonları nümerik olarak karşılaştırılmış olup düz çizgili grafikler deneysel verileri, kesik çizgili veya damalı grafikler simülasyon verilerini göstermektedir. CFD analizlerinden alınan silindir içi sıcaklık dağılımı ve NO kütle kesri verileri görsel olarak incelenmiştir.



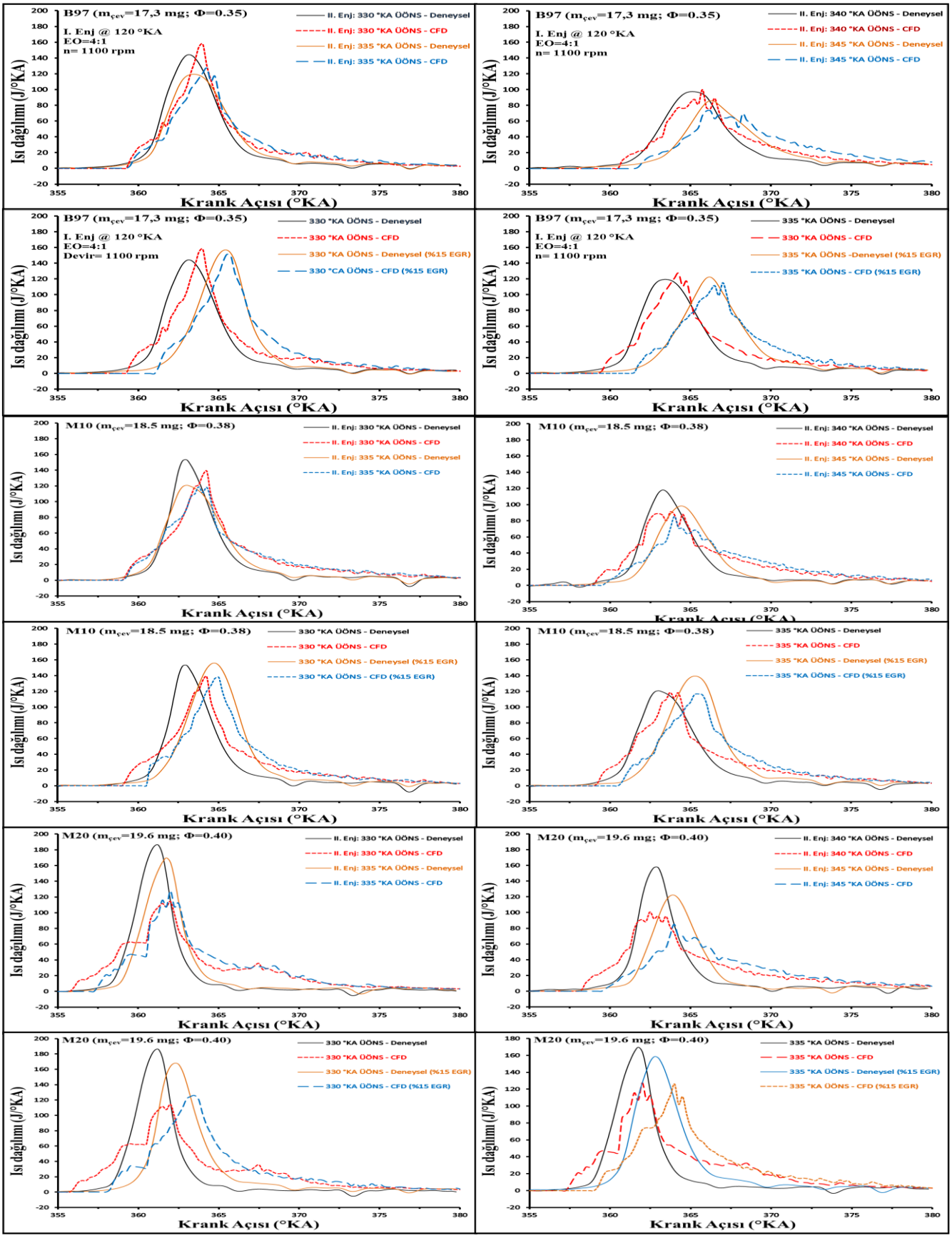
Şekil 3. 45° silindir ağ hacmi (ÜÖN)

Deneysel ve CFD simülasyon çalışmalarından elde edilen silindir gaz basıncı ve ısı dağılım oranları sırasıyla Şekil 4 ve 5'te karşılaştırılmıştır. Şekillerde de görüldüğü gibi II. enjeksiyon zamanının geciktirilmesi HCCI yanma fazını ÜÖN'dan sonraya taşımakta, maksimum gaz basıncı ve ısı dağılım oranı değerlerini düşürmektedir. Deneysel ve CFD simülasyon sonuçlarının genel olarak birbirini yakaladığı söylenebilir. Maksimum silindir gaz basıncı ($P_{maks}$) değerleri deneysel sonuçlarla %97,8-%99,9 aralığında uyum içindedir. Her iki şekilden II. enjeksiyon zamanının HCCI yanma fazının kontrolünü sağladığı açık olarak görülmektedir. ÜÖN'ya yakın yapılan II. enjeksiyon sayesinde elde edilen kısmi zengin karışım tutuşmayı sağlamış ve yanmanın başlamasını gerçekleştirmiştir. Ayrıca II. enjeksiyon zamanı geciktirildikçe artan soğutma etkisi de (yakıtın buharlaşma için yeteri kadar süre olmaması) yanmanın gecikmesi ve silindir içi sıcaklık ve basıncın düşmesinin nedenlerindendir. Bu etki görsel sonuçlarla bir sonraki bölümde incelenecektir.

Metanol katkısının HCCI yanma fazına farklı etkileri vardır. Bu etkilerin temelinde benzine kıyasla yüksek buharlaşma gizli ısısı [19] ve laminer alev hızına sahip olması [20] yatar. Ayrıca metanolün yüksek oktan sayısı kendi kendine tutuşmadan önce hava ile daha fazla karışmasına, oksijen içeriği ise yanma veriminin iyileşerek eksik yanma kaynaklı emisyonların azalmasında etkili olan özelliklerdir [7]. II. enjeksiyon zamanı değişimleri için M10 ve M20 yakıtları incelendiğinde, metanolün buharlaşma gizli ısısının fazla olması M10'un püskürtüldükten sonra ortamdan çektiği ısının fazla olmasına, yanmanın bir miktar gecikmesine ve silindir gaz basıncının B97'den daha az olmasına neden olmuştur. M20 yakıtında sabit enerji girişi sağlamak için daha fazla miktarda yakıt püskürtülmesi (yakıt-hava eşdeğerlik oranının artması) ve oksijen içeriğinin artması, buharlaşma gizli ısısı artışına ve yüksek oktan sayısına rağmen daha baskın gelmiş, yanma reaksiyonunu hızlandırarak ve silindir gaz basıncını artırarak MBAO değerinin vuruntu sınırını aşmasına neden olmuştur.




Şekil 4. II. enjeksiyon zamanı değişimi ve EGR için silindir gaz basıncı değişimleri

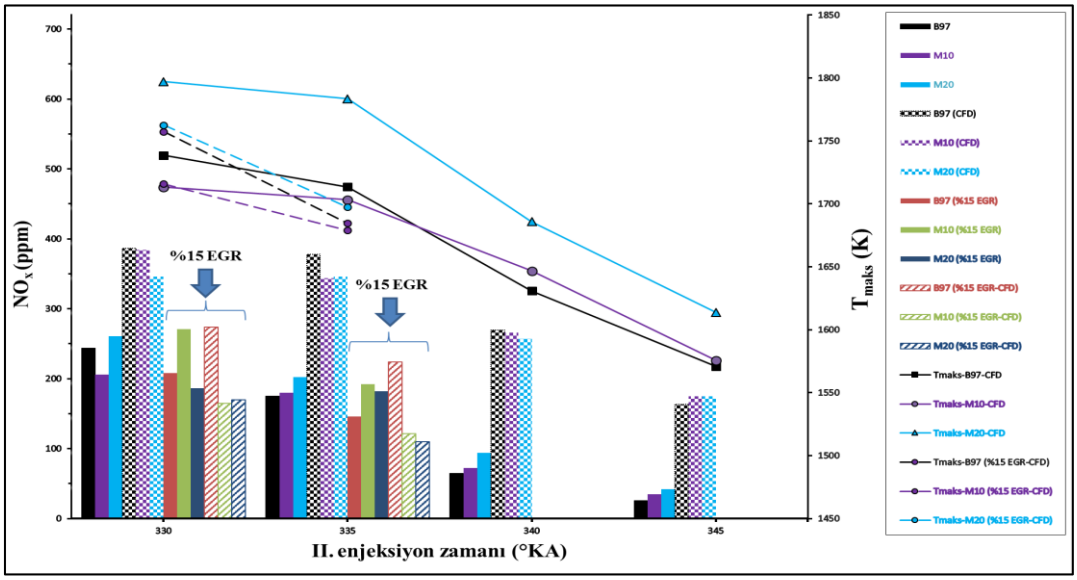



Şekil 5. II. enjeksiyon zamanı değişimi ve EGR'nin ısı dağılım oranına etkileri

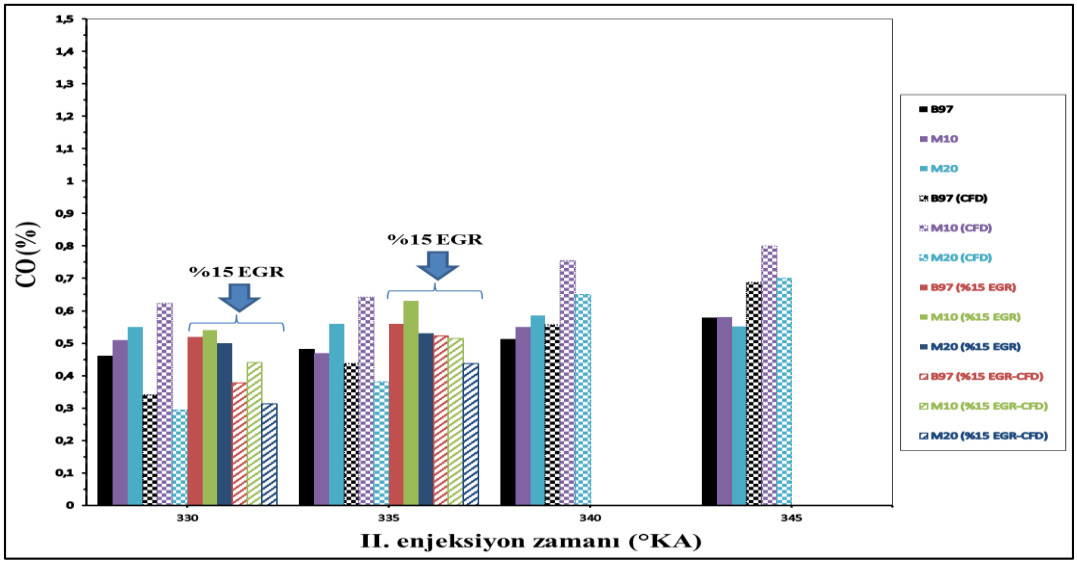
%15 EGR oranının silindir gaz basıncı ve ısı dağılım oranlarına etkisi incelendiğinde tüm yakıtlarda yanma başlangıcını geciktirdiği görülmektedir. B97 ve M20 yakıtlarında $P_{maks}$ değerleri düşerken M10 yakıtında %15 EGR uygulanması ile bir miktar artmıştır. B97 ve M20 yakıtları için egzoz gazlarının seyreltme ve yanma reaksiyonu üzerindeki kimyasal etkisi yanmanın daha geç başlamasına neden olduğu söylenebilir. M10 kullanımında EGR etkisi ile yanma başlangıcının gecikmesi ve azalan MBAO değeri, EGR'siz durumdakine kıyasla püskürtülen yakıtın daha fazla kısmının yanmadan önce buharlaşabilmesi sonucu yanma veriminin ve $P_{maks}$'ın artmasına sebebiyet vermiştir.

CFD simülasyonlarından alınan ısı dağılımı grafiklerinin tüm yakıtlar için büyük ölçüde uyum halinde olduğu, maksimum ısı dağılım oranının M20 yakıtında yanma başlangıcının daha erken tahmin edilmesinden dolayı deneysel verilerden 50-60 J/°KA kadar düşük çıktığı görülmüştür.

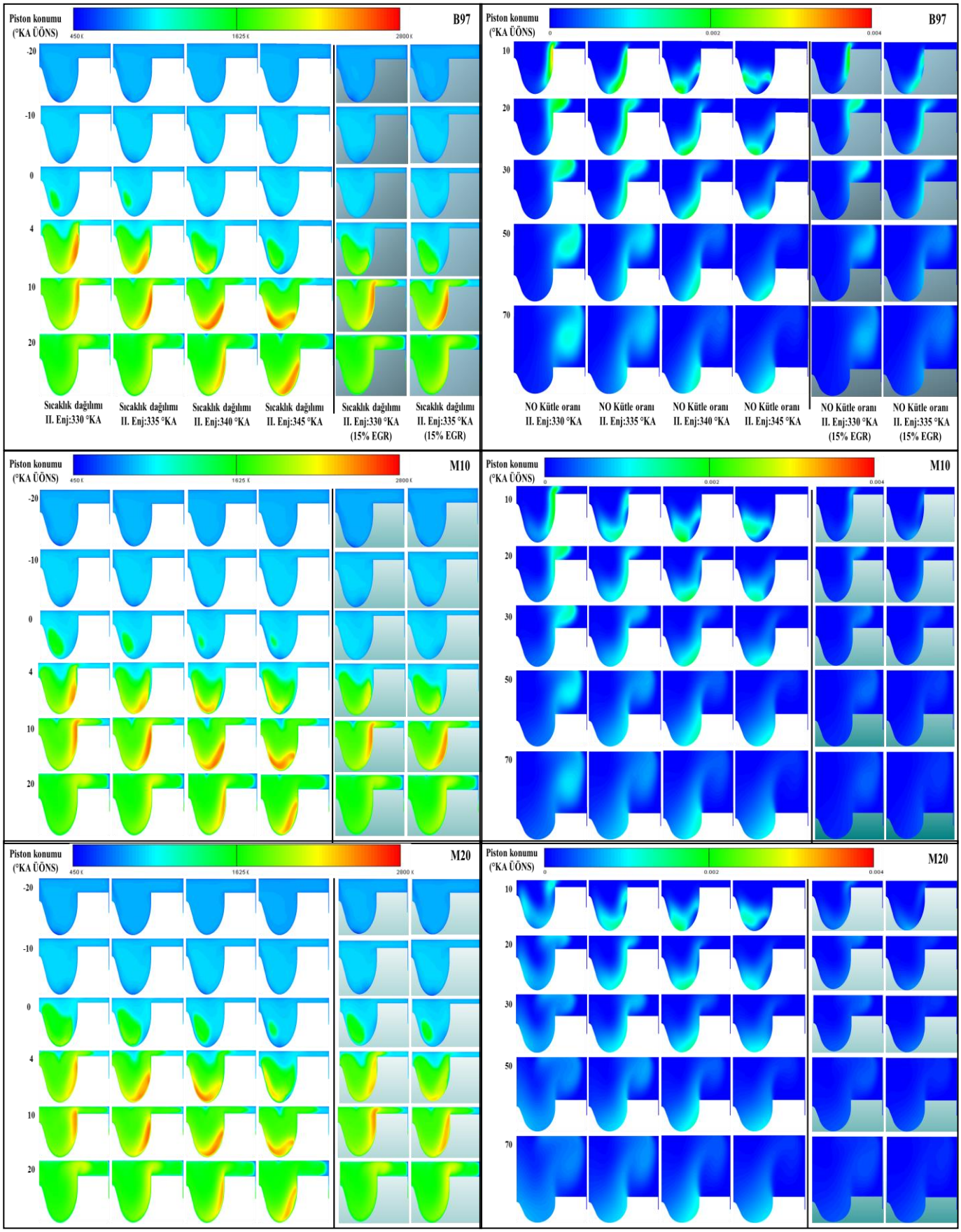
II. enjeksiyon zamanı ve EGR'nin CO ve $NO_x$ emisyon değerlerine etkileri Şekil 6 ve 7'de toplu halde verilmiştir. Bilindiği gibi motorlarda eksik yanma sonucu hidrokarbon ve CO emisyonları açığa çıkar. II. enjeksiyon zamanının geciktirilmesi ile azalan silindir gaz basıncı ve sıcaklıkları (bkz. Şekil 6) eksik yanmaya neden olarak CO emisyonlarının artmasına neden olmuştur (bkz. Şekil 7).




Şekil 6. II. enjeksiyon zamanı ve EGR'nin $NO_x$ emisyonları (deneysel ve CFD) ve $T_{maks}$ (CFD) değerlerine etkileri




Şekil 7. II. enjeksiyon zamanı ve EGR'nin CO emisyonlarına etkilerinin karşılaştırılması




Şekil 8. Simülasyon sonuçlarından alınan silindir içi sıcaklık dağılımı ve NO kütle kesri görüntüleri

Şekil 7'de görüldüğü gibi II. enjeksiyon zamanının geciktirilmesi ile tüm yakıtlarda CO emisyonları artan bir eğilim göstermiştir. Alkol-benzin karışımlarında M10 yakıtının buharlaşma gizli ısısının fazla olması, M20 yakıtında ise özellikle 330 ve 335 °KA enjeksiyon zamanlarında basınç artış oranının fazla olması yeteri kadar yakıtın oksitlenmesini engelleyerek eksik yanma ile birlikte CO emisyonlarının artmasına neden olmuştur.

Dış EGR kullanımı ile B97 ve M10 yakıtları için CO emisyonları artarken, M20 için azalmıştır. B97 için CFD simülasyon sonuçları tutarlı iken metanol-benzin karışımlarında eğilimin bir miktar farklı çıkmasının çok bileşenli yakıt (multi-component fuel) seçiminden kaynaklandığı düşünülmektedir.

$NO_x$ emisyonu oluşum reaksiyonları havadaki azot gazının oksijen varlığında ve 1800 K üzeri sıcaklıklarda hızlanmaya başlar [21]. Metanol-benzin karışımlarının oksijen içeriği yüksek olsa da, sonuçlara bakıldığında silindir içi sıcaklık değerlerinin $NO_x$ oluşumunda büyük etkiye sahip olduğu görülebilmektedir. $NO_x$ emisyonları ve silindir içi maksimum sıcaklıklar ($T_{maks}$) II. enjeksiyon zamanının geciktirilmesi ile genişleme zamanına doğru ilerleyen yanma fazı sonucunda azalmıştır. M10 yakıtında yanmanın kötüleşmesinden dolayı düşük çıkan $T_{maks}$ sonucu $NO_x$ emisyonları da düşük çıkmıştır. M20 yakıtında ani yanma fazının daha hızlı gerçekleşmesi sonucu artan MBAO, $T_{maks}$ değerlerini de artırmıştır. CFD analiz sonuçlarında $T_{maks}$ yüksek olmasına rağmen, maksimum ısı dağılımının düşük olması ve tutuşmanın erken gerçekleşmesi sonucu $NO_x$ emisyonları diğer yakıtlardan düşük çıkmıştır.

%15 EGR'nin $NO_x$ emisyonlarına etkisi Şekil 6'da verilmiştir. B97 ve M20 için $NO_x$ emisyonlarının EGR ile düştüğü, M10 yakıtında ise azaldığı görülmektedir. Silindir gaz basıncının bir miktar artması ile M10 yakıtının $NO_x$ emisyonları artmıştır. B97 ve M20'de EGR kullanıldığında MBAO değerlerinin düşmesi ve azalan bölgesel yanma sonu sıcaklıkları $NO_x$ emisyonlarını düşürmüştür.

Şekil 8'de CFD simülasyonlarından alınan silindir içi sıcaklık dağılımı ve NO kütle kesri görüntüleri, II. enjeksiyon zamanları ve %15 EGR için değişen piston konumlarında verilmiştir. -10 ve -20 °KA sıcaklık dağılımı görüntülerindeki renk dağılımlarına bakıldığında püskürtülen yakıtın piston çanağında ilerlerken meydana getirdiği soğutma etkisi görülebilmektedir. Sıcaklık dağılımı için ÜÖN ve sonrasındaki görüntüler incelendiğinde, yanmanın püskürtülen yakıt etrafındaki ön karışımlı bölgede başladığı ve hızla yakıtça zengin bölgeye doğru ilerlediği görülebilmektedir. II. enjeksiyon zamanının geciktirilmesi ve soğutulmuş EGR uygulanması ile silindir içi sıcaklıkların ve $NO_x$ emisyonlarının düştüğü renk dağılımlarının koyulaşmasından görülebilir. Erken enjeksiyon zamanlarında yanma başlamadan püskürtme bittiğinden dolayı yakıt daha fazla karıştığı için yanma verimi artmış, silindir gaz basıncı ve sıcaklıklar da artış göstermiştir.

330 ve 335 °KA enjeksiyon zamanlarında uygulanan EGR'nin, egzoz gazlarının yanma reaksiyonlarını yavaşlatması ve seyreltme etkisi sonucu, yakıtın hava ile daha homojen bir şekilde karışmasına yol açmıştır. Ayrıca yanma başlangıcını da geciktirmesi ile silindir içi sıcaklıklar ve $NO_x$ emisyonlarını büyük ölçüde düşürdüğü Şekil 8'de açıkça görülmektedir.

$NO_x$ emisyonlarının II. enjeksiyon ile oluşan katmanlı dolgu ile oluşan bölgesel sıcaklıklara paralel olarak oluştuğu, 50 ve 70 °KA piston konumu görsellerinden görülebilir. Ayrıca piston çanağının alt kısımlarında yanmaya başlayan yakıtça zengin karışımın (bkz. 10 ve 20 °KA piston konumu) yüksek sıcaklıkta yanma gerçekleşmesine rağmen yetersiz hava bulunması, NO emisyonlarının daha sonra oluşmasına neden olmuştur.

## IV. SONUÇLAR

Bu çalışmada II. enjeksiyon zamanı ve soğutulmuş dış EGR'nin HCCI yanma karakteristikleri ve emisyonlarına etkileri deneysel ve CFD simülasyon sonuçları elde edilerek incelenmiştir. Çalışma sonucunda aşağıdaki sonuçlara varılmıştır:

1) HCCI yanma karakteristikleri ve emisyonları II. enjeksiyon zamanı ve dış EGR ile kontrol edilebilir.
2) II. enjeksiyon zamanının geciktirilmesi ve EGR kullanımı ile yanma fazı gecikmiş, silindir gaz basıncı, silindir içi maksimum sıcaklık ve ısı dağılımları azalan bir eğilim göstermiştir. CO emisyonları bir miktar artarken, $NO_x$ emisyonlarında önemli düşme elde edilmiştir. Maksimum ısı dağılımlarının M20 yakıtında düşük çıkması haricinde deneysel veriler yakalanmıştır.
3) Gerçekleştirilen CFD simülasyonları HCCI yanma ve emisyon oluşum sürecini genel olarak doğru tahmin edebilmiştir. Silindir içi sıcaklık dağılımı ve NO kütle oranı görüntüleri ile yanma ve emisyonların oluşum süreci incelenebilmiştir.
4) Yanmanın II. enjeksiyonda püskürtülen yakıtın etrafındaki hava ile yakıtın yeterince karıştığı ön karışımlı bölgede başladığı ve yakıtça zengin bölgeye doğru ilerlediği görülmüştür. II. enjeksiyon zamanının geciktirilmesi ve dış EGR ile silindir içi sıcaklık ve $NO_x$ emisyonlarının azaldığı simülasyon görüntülerinden tespit edilmiştir.
5) Egzoz gazlarının kimyasal ve seyreltme etkisi sonucu yanma başlangıcı gecikmesi ve yakıtın hava ile daha uzun süre karışması sonucu silindir içi sıcaklıklar ve $NO_x$ emisyonlarının daha fazla azaldığı sayısal verilerle ve silindir içi görsellerle doğrulanmıştır.

## TEŞEKKÜR

Bu çalışmada kullanılan test verileri TUBİTAK 111M180 no'lu araştırma projesinden alınmıştır. Proje kapsamında görev almış kişilere ve Üniversite Ortaklık Programı (University Partnership Program) çerçevesinde CFD yazılımını sağlayan AVL LIST GmbH'e teşekkür ederiz.

## KAYNAKLAR

[1] M. M. Hasan, M. M. Rahman, "Homogeneous charge compression ignition combustion: Advantages over compression ignition combustion, challanges and solutions," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 57, pp. 282-291, 2016.

[2] A. K. Agarwal, A. P. Singh, R. K. Maurya, "Evolution, challenges and path forward for low temperature combustion engines," *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 61, pp. 1-56, 2017.
[3] Y. J. Wang, J. X. Wang, S. J. Shuai, X. H. Lei, X. L. An, "Study of injection strategies of two-stage gasoline direct injection (TSGDI) combustion system," *SAE Technical Paper*, 2005-01-0107, 2005.
[4] D. S. Kim, C. S. Lee, "Improved emission characteristics of HCCI engine by various premixed fuels and cooled EGR," *Fuel*, vol. 85, pp. 695-704, Sep. 2005.
[5] M. Christensen, B. Johansson, "Influence of Mixture Quality on Homogeneous Charge Compression Ignition," *SAE Technical Paper*, 982454, *1998.*
[6] Z. Q. Qian, X. C. Lü, "Characteristics of HCCI engine operation for additives, EGR, and intake charge temperature while using iso-octane as a fuel," *Journal of Zhejiang University*, vol. 7, pp. 252-258, June 2006.
[7] M. Pucilowski, M. Jangi, S. Shamun, C. Li, M. Tuner, X. S. Bai, "Effect of Start of Injection on the Combustion Characteristics in a Heavy-Duty DICI Engine Running on Methanol," *SAE Technical Paper*, 2017-01-0560, 2017.
[8] M. Ghorbanpour, R. Rasekhi, "A parametric investigation of HCCI combustion to reduce emissions and improve efficiency using a CFD model approach," *Fuel*, vol. 106, pp. 157–165, 2013.
[9] R. Mobasheri, "Influence of narrow fuel spray angle and split injection strategies on combustion efficiency and engine performance in a common rail direct injection diesel engine," *Int J Spray Combust*, vol. 9, pp. 71-81, 2017.
[10] A. Turkcan, A. N. Ozsezen, M. Canakci, "Experimental investigation of the effects of different injection parameters on a direct injection HCCI engine fueled with alcohol–gasoline fuel blends," *Fuel Processing Technology*, vol. 126, pp. 487-496, 2014.
[11] G. Coskun, H. S. Soyhan, U. Demir, A. Turkcan, A. N. Ozsezen, M. Canakci, "Influences of second injection variations on combustion and emissions of an HCCI-DI engine: Experiments and CFD modelling," *Fuel*, vol. 136, pp. 287-294, 2014.
[12] A. Turkcan, A. N. Ozsezen, M. Canakci, G. Coskun, H. S. Soyhan, U. Demir, "An experimental and modeling study to investigate effects of two-stage direct injection variations on HCCI combustion," *Combust. Sci. Technol.*, vol. 187, pp. 642-658, 2015.
[13] A. Turkcan, "Direkt Püskürtmeli HCCI Bir Motorda Püskürtme Parametrelerinin Yanma ve Emisyon Karakteristiklerine Etkisinin Incelenmesi," Ph.D. Thesis, Kocaeli University, Kocaeli, Turkey, June 2013.
[14] AVL List GmbH, ECFM-3Z Model, *FIRE v2013.1 Combustion Module User's Guide*, Graz, 2013.
[15] O. Colin, A. Benkenida, "The 3-zones extended coherent flame model (ECFM3Z) for computing premixed/diffusion combustion," *Oil & Gas Science and Technology*, vol. 59, pp. 593-609, 2004.
[16] AVL List GmbH, "Extended Zeldovich Model," *FIRE v2013.1 Emission Module User's Guide*, Graz, 2013.
[17] A. B. Liu, D. Mather, R. D. Reitz, "Modeling the effects of drop drag and breakup on fuel sprays," *SAE Technical Paper*, 930072, 1993.
[18] Tunér M., "Stochastic Reactor Models for Engine Simulations," Ph.D. Thesis, Lund University, Faculty of Engineering, Lund, 2008.
[19] H. Xie, Z. Wei, B. He, H. Zhao, "Comparison of HCCI combustion respectively fueled with gasoline, ethanol and methanol through the trapped residual gas strategy," *SAE Technical Paper*, 2006-01-0635, 2006.
[20] Q. Li, W. Jin, Z. Huang, "Laminar flame characteristics of C1–C5 primary alcohol-isooctane blends at elevated temperature," *Energies*, vol. 9, pp. 1-17, 2016.
[21] Z. Wang, K. K. Srinivasan, S. R. Krishnan, S. Som, "A computational investigation of diesel and biodiesel combustion and NOx formation in a lightduty compression ignition engine," *Spring Technical Meeting of the Central States Section of the Combustion Institute 2012*, Dayton, 22-24 April 2012.