

**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TLM16V185 TİPİ AĞIR İŞ DİZEL MOTORU İÇİN  
SİLİNDİR İÇİ AKIŞ YAPISININ SAYISAL İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Emrah AYZ**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Isı Akışkan Programı**

**Tez Danışmanı: Yrd Doç. Dr. Sertaç ÇADIRCI**

**Haziran 2017**



**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TLM16V185 TİPİ AĞIR İŞ DİZEL MOTORU İÇİN  
SİLİNDİR İÇİ AKIŞ YAPISININ SAYISAL İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Emrah AYZ  
(503101133)**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Isı Akışkan Programı**

**Tez Danışmanı: Yrd Doç. Dr. Sertaç ÇADIRCI  
Tez Eş Danışmanı: Yrd Doç. Dr. Hasan KÖTEN**

**Haziran 2017**



İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503101133 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Emrah AYZ, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**TLM16V185 TİPİ AĞIR İŞ DİZEL MOTORU İÇİN SİLİNDİR İÇİ AKIŞ YAPISININ SAYISAL İNCELENMESİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

**Tez Danışmanı :** **Yrd. Doç. Dr. Sertaç ÇADIRCI** .....  
İstanbul Teknik Üniversitesi

**Eş Danışman :** **Yrd. Doç. Dr. Hasan KÖTEN** .....  
İstanbul Medeniyet Üniversitesi

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

**Yrd. Doç. Dr. Hikmet ARSLAN** .....  
İstanbul Teknik Üniversitesi

**Yrd. Doç. Dr. Mustafa YILMAZ** .....  
Marmara Üniversitesi

**Teslim Tarihi** : **05.05.2017**  
**Savunma Tarihi** : **07.06.2017**



## ÖNSÖZ

Bu tezin hazırlanmasında bilgisini, zamanını ve desteğini esirgemeyen tez danışmanım Yrd. Doç. Dr. Sertaç ÇADIRCI'ya, tez eş danışmanım Yrd. Doç. Dr. Hasan KÖTEN'e, STAR-CD yazılımını bu çalışmada kullanmama müsaade ettiklerinden dolayı TÜBİTAK Motor Mükemmeliyet Merkezi'ne, çalışma arkadaşlarıma ve eğitim hayatım boyunca maddi ve manevi desteğini esirgemeyen aileme çok teşekkür ederim.

Mayıs 2017

Emrah AYAZ  
(Makina Mühendisi)



## İÇİNDEKİLER

### Sayfa

ÖNSÖZ .....	v
İÇİNDEKİLER .....	vii
KISALTMALAR .....	ix
SEMBOLLER .....	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY .....	xix
<b>1.GİRİŞ.....</b>	<b>1</b>
1.1 Kaynak Araştırması.....	2
1.2 Tezin Amacı .....	11
<b>2. MOTORLARDA YANMA ODASI.....</b>	<b>13</b>
2.1 Yanma Odası Tipleri.....	13
2.2 Yanma Odası İçi Hava Hareketleri.....	15
<b>3.MATEMATİKSEL MODELLEME.....</b>	<b>17</b>
3.1 Korunum Denklemleri.....	17
3.1.1 Kütle korunum denklemi.....	17
3.1.2 Momentum korunum denklemi .....	17
3.1.3 Enerji korunum denklemi .....	18
3.2 Türbülans Modelleri .....	18
<b>4. SAYISAL ÇALIŞMA .....</b>	<b>23</b>
4.1 Ön İşlem.....	24
4.1.1 CAD modelin hazırlanması.....	24
4.1.2 Ağ yapısının oluşturulması .....	25
4.1.2.1 Bölgelerin tanıtılması.....	26
4.1.2.2 Supap hareketlerinin tanımlanması .....	27
4.1.2.3 Piston hareketlerinin tanımlanması .....	28
4.1.2.4 Hacim ağ yapısının üretilmesi .....	28
4.1.2.5 Başlangıç ve sınır koşulları .....	32
4.2 Soğuk Akış Analizi.....	33
4.2.1 Emme zamanı .....	33
4.2.2 Sıkıştırma zamanı .....	36
<b>5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....</b>	<b>41</b>
<b>KAYNAKLAR .....</b>	<b>43</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>	<b>47</b>



## KISALTMALAR

<b>KMA</b>	: Krank Mili Açısı
<b>CAD</b>	: Bilgisayar Destekli Tasarım
<b>PIV</b>	: Partikül görüntü hızölçeri
<b>LDV</b>	: Laser doppler anemometry (Lazer dopler hızölçeri)
<b>PISO</b>	: Pressure implicit with split operator (ayrık operatörlü kapalı basınç)
<b>RNG</b>	: Renormalise group (tekrar normalize edilmiş grup)
<b>ÜÖN</b>	: Üst Ölü Nokta
<b>AÖN</b>	: Alt Ölü Nokta
<b>HCCI</b>	: Homojen doldurmalı sıkıştırma ile ateşlemeli
<b>AIS</b>	: Adaptive Injection Strategies(Uyarlanabilir enjeksiyon stratejisi)
<b>HAD</b>	: Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
<b>SR</b>	: Swirl ratio (Swirl oranı)
<b>TKE</b>	: Türbülans kinetik enerjisi
<b>SO</b>	: Sıkıştırma oranı
<b>MARS</b>	: Monotone Advection and Reconstruction Scheme (Monoton Adveksiyon ve Yeniden Yapılanma Şeması)



## SEMBOLLER

<b>E</b>	: Özgül toplam enerji
<b><math>\sigma_{ij}</math></b>	: Stres tensörü
<b>k</b>	: Türbülans kinetik enerjisi
<b>k</b>	: Termal ısı iletim katsayısı
<b><math>\epsilon</math></b>	: Türbülans yitim oranı
<b>u,v,w</b>	: x, y, z yönündeki hızlar
<b>C</b>	: Katsayı
<b>t</b>	: Zaman
<b>r</b>	: Krank mili eksantrikliği
<b>l</b>	: Biyel uzunluğu
<b><math>\lambda</math></b>	: Biyel oranı
<b>x</b>	: Pistonun ÜÖN'dan uzaklığı
<b><math>\alpha</math></b>	: Tür
<b><math>\rho</math></b>	: Yoğunluk
<b>e</b>	: Kütle başına iç enerji
<b>q</b>	: Isı akısı
<b><math>w_s</math></b>	: Dönel akış hızı
<b>N</b>	: Krank mili hızı
<b>v</b>	: Kinematik viskozite
<b><math>\mu</math></b>	: Dinamik viskozite
<b>g</b>	: Yerçekimi ivmesi
<b>T</b>	: Sıcaklık
<b><math>\alpha</math></b>	: krank mili açısı



## ÇİZELGE LİSTESİ

### Sayfa

<b>Çizelge 1.1</b> : Türkiye taşıt harici motorlar için uyulan emisyon sınıfları.....	<b>1</b>
<b>Çizelge 3.1</b> : RNG k-ε türbülans modeli katsayıları.....	<b>21</b>
<b>Çizelge 4.1</b> : Dizel motor teknik özellikleri.....	<b>23</b>
<b>Çizelge 4.2</b> : Analizlerde kullanılan yanma odası başlangıç şartları.....	<b>32</b>
<b>Çizelge 4.3</b> : Analizlerde kullanılan yanma odası sınır şartları.....	<b>33</b>





## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 1.1 : Eski ve yeni piston üst yüzeyi ve enjektör uç şekilleri .....	3
Şekil 1.2 : Değişikliklerin swirl ve TKE'ye KMA'na göre etkisi .....	3
Şekil 1.3 : Piston üst yüzeyi halka tipi oyuntulu yanma odası. ....	4
Şekil 1.4 : (a) NO kütle oranı, (b) is kütle oranının KMA'na göre değişimi.....	4
Şekil 1.5 : Çözüm ağı ve kullanılan farklı piston üst yüzeylerinin görünümü .....	4
Şekil 1.6 : 540 KMA'da düz pistonlu odada nümerik ve deneysel çözüm kesitleri....	5
Şekil 1.7 : KMA'na göre türbülans yoğunluğu ve uzunluk skalasının değişimi.....	5
Şekil 1.8 : Yönlendiricili supap ve yerleşim düzenleri.....	5
Şekil 1.9 : Değişiklik önce ve sonrasına ait piston üst yüzey kesitleri .....	6
Şekil 1.10 : NO <sub>x</sub> ve is emisyonunun farklı konfigürasyonunda karşılaştırılması.....	7
Şekil 1.11 : Swirl oranı ve türbülansın KMA'na göre farklı pistonlarda değişimi.....	8
Şekil 1.12 : LSCS tipi pistonun görünüşü ve çalışma sistemi .....	8
Şekil 1.13 : HCCI tipi yanma ile otto ve dizel motor arasındaki fark .....	9
Şekil 1.14 : HCCI motor tipleri .....	10
Şekil 1.15 : Uyarlanabilir enjeksiyon strateji planı ve değişken geometri enjektör.	11
Şekil 2.1 : Direkt ve endirekt enjeksiyonlu yanma odalarının görünüşleri [23] .....	13
Şekil 2.2 : TLM16V185 tipi motorun yanma odası kesiti .....	14
Şekil 2.3 : Silindir içi swirl ve tumble akışları [26].....	15
Şekil 4.1 : Silindir başlığı, supap ve pistonun katı modelleri .....	24
Şekil 4.2 : ÜÖN'da yanma odası akış hacmi .....	25
Şekil 4.3 : STAR CCM'de hazırlanmış yüzey çözüm ağı .....	26
Şekil 4.4 : HAD bölgelerinin supaplar üzerinde belirlenmesi .....	27
Şekil 4.5 : Emme ve egzoz supaplarının KMA'na göre açılma miktarları.....	27
Şekil 4.6 : Piston pozisyonu KMA arasındaki ilişki.....	28
Şekil 4.7 : 2 boyutlu şablon ve kesme metodu örnek gösterimi[28] .....	29
Şekil 4.8 : STAR-CD ve es-ICE yazılımının temel iş akışı [28] .....	30
Şekil 4.9 : 340KMA emme zamanında silindir ekseninden alınan çözüm ağı kesit.	31
Şekil 4.10 : Tam geometrinin AÖN ve ÜÖN'daki hexahedral hacimsel ağ yapısı...	32
Şekil 4.11 : Farklı krank açılarındaki silindir içi x-y düzleminde hız kontürleri .....	34
Şekil 4.12 : Emme zamanı farklı zamanlarda m/s cinsinden hız vektörleri. ....	35
Şekil 4.13 : 466KMA hız vektörü. ....	36
Şekil 4.14 : m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> cinsinden TKE alanları. ....	36
Şekil 4.15 : Sıkıştırma zamanı hız vektör alanları. ....	37
Şekil 4.16 : 622 ve 642 KMA için hız kontürleri. ....	38
Şekil 4.17 : Sıkıştırma zamanında farklı KMA'nda m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> cinsinden TKE değerleri.	39
Şekil 4.17 : Silindir içerisindeki basınç –KMA ilişkisi. ....	40
Şekil 4.18 : Swirl oranı (SR) –KMA ilişkisi. ....	40



## TLM16V185 TİPİ AĞIR İŞ DİZEL MOTORU İÇİN SİLİNDİR İÇİ AKIŞ YAPISININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

### ÖZET

Son yıllarda, gelişmiş bilgisayar teknolojileri ve yazılımlar ile karmaşık yapılara sahip çoklu fizik olayları giderek gerçeğe daha yakın analiz edilebilmekte ve incelenebilmektedir. Bu sayede araştırma kuruluşları ve motor üreticileri daha verimli, düşük yakıt tüketimi ve emisyon değerlerine sahip, dayanıklı, daha sessiz içten yanmalı motorlar geliştirmeye yönelik çalışmalar yürütebilmektedirler. Deney ortamında PIV (partikül görüntü hızmetresi), LDV (lazer dopler hızmetresi) ve HWA gibi araçlarla gerçekleştirdikleri motorlardaki yanma odası içerisindeki akış alanını HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) teknikleri ile gerçekleştirerek zaman kazanmakta, maliyetleri iş gücü gereksinimini azaltmaktadırlar.

HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) teknikleri ile gelen bu avantajları kullanarak TÜLOMSAŞ'ta üretilmekte ve DE24000 tipi lokomotiflerde kullanılmakta olan TLM16V185 tipi ağır iş dizel motorun ön yanma odalı tip yanma odasının tasarımına yönelik emme ve egzoz portları, valfleri ve yanma odasını içeren zamana bağlı soğuk akış analizi STAR-CD yazılımı kullanılarak yapılmıştır. STAR-CD yazılımı motor içerisindeki akış karakteristiklerini modellemek için sonlu hacimler yöntemini PISO algoritması ile kullanmaktadır.

Bu çalışmanın birinci aşamasında yanma odası tipleri hakkında bilgi verilmiştir. Daha sonra ise üzerinde çalışılan motorun yanma odası akış hacmini oluşturan üç boyutlu geometrinin elde edilmesi Solidworks yazılımıyla yapılmıştır. Ön işlem aşamasında yüzey çözüm ağının oluşturulması için STAR-CCM, krank açısına bağlı olarak hareket eden piston ve emme-egzoz supaplarının hareketlerine göre hareketli hacimsel çözüm ağı için STAR-CD'nin alt modülü olan es-ICE kullanılmıştır.

STAR-CD programındaki hareketli ağ örgüsü, modellenen şeklin sınırlarının zamana göre değiştiği akışkan hareketlerini modeller. Her zaman adımında STAR-CD tarafından hacim mesh otomatik olarak yeniden hesaplanmaktadır. Soğuk akış modellemesinde literatürdeki diğer çalışmalarda da kendini ispatlamış olan RNG k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Soğuk akış analizinde emme ve sıkıştırma işlemlerinde yanma odası içerisindeki hız ve türbülans kinetik enerjisi (TKE) incelenmiştir. Bulunan değerler mevcut motorun yeterli derecede TKE'ye sıkıştırma sonunda sahip olmadığını göstermiştir.

Son aşamada elde edilen sayısal sonuçlar, TÜLOMSAŞ motor test hücrelerinde motor üzerinden basınç transdüserleri ve hava debimetreleri ile elde edilen deneysel sonuçlar ile karşılaştırılacaktır.



## **NUMERICAL INVESTIGATION OF IN CYLINDER FLOW STRUCTURE FOR TLM16V185 HEAVY DUTY DIESEL**

### **SUMMARY**

As environmental problems caused by internal combustion engines becomes (ICE) more severe, emission regulations and fuel consumption values becomes more restrictive. Therefore, engine manufacturers are being forced to improve much better engines that they manufacture in terms of both emissions and fuel consumption rates.

In order to achieve improvements that mentioned above, first thing that should be investigated is combustion chamber of the engines. Because parameters of combustion chamber: injection, injection type, injection start, injection duration, combustion chamber shape directly effects the fuel consumption and emission rates.

Combustion chamber investigation starts with air motion during intake and compression processes. Because nearly end of the compression stroke turbulent kinetic energy (TKE) and swirl or tumble flow of air and spray interaction is dramatically important for the success of spray tip penetration, combustion and emission rates. For this reason in this thesis air motion in diesel engine was investigated.

Flow structures in cylinder starts to generated mostly during the admission stroke, and evolve under the influence of volume reduction during the compression stroke. Two general kinds of flow structures are generated during air admission: swirl motion that corresponds to a coherent rotating motion of the fluid around the cylinder axis; and the other one is tumble motion, that corresponds to coherent fluid motion taking place parallel to the cylinder axis. While tumble motion is broken down into turbulence during the compression stroke, swirl motion survives compression and results in global flow structures when fuel is injected. As a consequence, generation of tumble motion is important in spark ignition engines to ensure good propagation of the flame front, while swirl motion is the flow structure that can be used to influence combustion in diesel engines.

In terms of combustion chamber types, there are two basic categories designs. First one is direct injection engine (DI), which have a single open combustion chamber into on where fuel is injected directly. Second one is indirect injection engine (IDI), where the chamber is divided into two regions and the fuel injected into the “prechamber” or “swirlchamber” which is connected to main chamber via nozzle or orifice.

Fluid flow in an internal combustion engine presents one of the most challenging fluid Dynamics problems to model. It is because the flow is associated with large density variations. Further, the fluid motion inside combustion chamber is turbulent, unsteady, cyclic and nonstationary both spatially and time dependently. Until recently there are a few experimental methods to investigate air flow inside combustion chamber: LDA (Laser Doppler Anemometer), PIV (Particle Image

Velocimeter) and HWA (Hot Wire Anemometer) are those methods. Problem with these methods are they are expensive, for every design changing it should be tested again. Also it's difficult to examine the entire flow region inside the combustion chamber. Moreover especially for LDA and HWA, they are intrusive methods that probably effect flow inside. For all those reasons engine manufacturers started to seek for new methods and with the help of improvements of computer technologies and turbulence models Computational fluid dynamics has been looked more preferable. However it doesn't mean that experimental methods are not used anymore on the contrary they have been still used for validations of CFD results.

Computational fluid dynamics techniques are very functional tools for geometry design and examination of complex engine geometries. In spite of the fact that the most of the present CFD investigations are on steady flows, there is growing interest in unsteady flow computations. With the aid of modern computers can solve numerically the equations of fluid dynamics. Computational fluid dynamics are developed with the combinations of techniques and subroutines.

There have been numerous computational studies about in-cylinder flow especially with the dedicated CFD softwares for in-cylinder flow. Since CFD is a most challenging area in computational studies, a few commercial programs have been developed, such as KIVA, Star-CD, AVL-FIRE, Converge. Recent researches show that these softwares give satisfactory results.

Until recently in cylinder flow researches carried out both experimentally and numerically. In most of these studies it is widely proven that CFD solutions give satisfactory results compared to experimental works. Recent researches show that Piston top surface modification, injector pressure and arrangements that can change swirl flow has tremendous effect on flow structure and this also effects on fuel economy.

In this thesis, in-cylinder cold flow analysis carried out for TLM16V185 type (which is being used on DE24000 type locomotives) heavy duty diesel engine's combustion chamber. In this study design including intake-exhaust ports and valves, time dependent cold flow study carried out by using STAR-CD software. STAR-CD uses finite volume for modeling in flow characteristics of the engine's combustion chamber. In this thesis, for preprocessing three dimensional part body of flow volume and meshing cold flow analysis examined. Combustion chamber of TLM16V185 is old-fashioned precombustion chamber type. So this engine uses pintle type injectors rather than using common rail type injectors. On the other side by using pintle injectors, TLM16V185 engines are not sensitive against contaminated fuels. Therefore this kind of engines are still desirable in military and railway applications.

Turbulence modeling is important in diesel engines. Since turbulence directly affects spray, mixing and combustion in engine, adequate prediction of turbulence behavior is necessary for understanding these phenomena correctly in order to improve engine performance and emissions. Until now there are so many turbulence models released like  $k-\epsilon$ ,  $k-\omega$ , LES, etc. Researches shows that RNG  $k-\epsilon$  is the turbulence model to predict swirl flow and emission rate. Therefore in this study, we chosed RNG  $k-\epsilon$  model.

In the first step of this study CAD model of cylinder head, piston, valves and cylinder liner. All of these parts assembled with correct measurements. Then with the reverse model technique that we used in Solidworks, we got the flow field intake and

exhaust ports included. Then this new CAD model converted to parasolid format to be able to used for CFD software STAR-CD.

Before importing geometry for meshing, firstly geometry surface tolerance is readjusted by Prosurf which is submodule of STAR. With the help of STAR-CCM surface meshing was prepared. In es-ICE; ports valves and piston surfaces were defined and piston and valve motions entered. After 2D template of meshing, complete 3D hexahedral meshing created in es-ICE.

STAR-CD uses pressure correction based PISO algorithm. For the momentum and turbulence equations Monotonic Advection and Reconstruction Scheme (MARS) was used. For time step  $0.1^\circ$  CA was selected. Cold flow analysis from intake of air to end of compression carried out.

Results show that during the end of stroke and start of the injection ( $-26^\circ$  TDC) swirl and turbulent kinetic energy is not high enough to create succesful spray air mixture. This situation also explains why the soot and HC emissions are high in this engine.

In the next step mass consumption and pressure–CA relation in-cylinder will be validated by datas that we obtained from thhe test cell of TÜLOMSAS.



## 1.GİRİŞ

Dizel motorlar üzerine yapılan son araştırmalar ile hem emisyon hem de yakıt tüketimi bakımından kayda değer ilerlemeler kaydedilmiştir. Fakat dizel motorlar da diğer motor gibi çevreyi kirletmeyi devam ettiğinden dolayı çok daha sınırlayıcı emisyon kuralları yürürlüğe girmekte, bu da motor üreticilerini daha iyi daha verimli ve emisyon bakımından daha düşük motorlar geliştirmeye zorlamaktadır. Türkiye’de yürürlükte olan emisyon sınıfları ile ilgili Çizelge 1.1 aşağıdaki gibidir [1].

**Çizelge 1.1** : Türkiye taşıt harici motorlar için uyulan emisyon sınıfları.

Emisyon sınıfları		
yoldışı motorlar		
Faz	Güç	Başlangıç tarihi
FAZ IIIB	$130 \leq P \leq 560$	2011,01
	$56 \leq P < 130$	2012,01
	$37 \leq P < 56$	2018,1
FAZ IV	$130 \leq P \leq 560$	2019,01
	$56 \leq P < 130$	2019,1
iç sular		
FAZ IIIA	$37 \leq P$	2010
Demiryolu		
FAZ IIIB	$130 \leq P$	2012

2019 itibari ile Türkiye de diğer Avrupa Birliği ülkelerinde olduğu gibi FAZ IV emisyonuna geçecektir. Bahse konu emisyon değerlerini yakalayabilmek aynı zamanda yakıt tüketim değerlerinden de taviz vermemek için motor üreticileri motorda silindir içerisindeki yanma olayına daha fazla odaklanmak durumunda kalmaktadırlar.

Yukarıda bahse konu işlerin başarımında üreticilerin en önce odaklandıkları yer motor yanma odasıdır ve burada en öncelikle incelenmesi gereken konu silindir içerisinde akışlardır çünküsilindir içi akış, içten yanmalı motorlarda belirleyici bir faktördür. Üstelik motor performansına kayda değer etkisi olmaktadır [2]. Silindir

içerindeki akışı optimize ederek yanma verimi arttırılıp emisyon değerleri düşürülebilmektedir.

Günümüze kadar yapılan çalışmalar göstermiştir ki içten yanmalı motorların yanma odası içerisindeki akış modelleme, en zorlu akış dinamiği problemlerinden biridir. Çünkü yanma odası içerisindeki akış türbülanslı, daimi olmayan, çevrimsel ve durgun olmayan türdedir [3]. Bu yüzden yakın zamana kadar deneysel yöntemlerden başka bir yöntem kullanılmamaktaydı. Partikül Görüntü Hızölçeri (PIV), Lazer Dopler Anemometresi (LDA) ve Sıcak kablo anemometresi ile yapılan ölçümler başlıca kullanılan yöntemlerdi. Fakat bu yöntemler hem pahalı ve zaman alıcı hem de yapılmak istenen her değişiklik için tekrardan ilgili parçaların üretilip tekrardan test edilmesi gerekmekte, bu da optimizasyon çalışmalarını uzatmaktaydı.

Günümüzde ise hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ile artık silindir içi akışları daha iyi tahmin edebilen türbülans modellerinin geliştirilmesi, akış analizine yönelik kullanılan yazılımların gelişmesi, bilgisayarların güçlenmesi ile daha sıkı mesh sayılarına ulaşılarak bilgisayar ortamında daha doğru sonuçlar alınabilmesi mümkün hale gelmiştir.

Yapılan bu tez çalışmasında TCDD tarafından DE24000 serisi lokomotiflerde yer alan TLM16V185 tipi ağır iş dizel motorun silindir içi soğuk akış modellemesi üzerine çalışılmıştır.

Tezin birinci bölümünde yapılan kaynak araştırmaları verilmiştir. İkinci bölümde ise dizel motor yanma odası hakkında ön bilgi verilmiştir. Üçüncü bölümdeyse sayısal çözümler için gerekli korunum denklemleri verilmiştir. Dördüncü bölümde STAR-CD ile çözüm gerçekleştirilmiş sonuçlar açıklanmıştır.

## **1.1 Kaynak Araştırması**

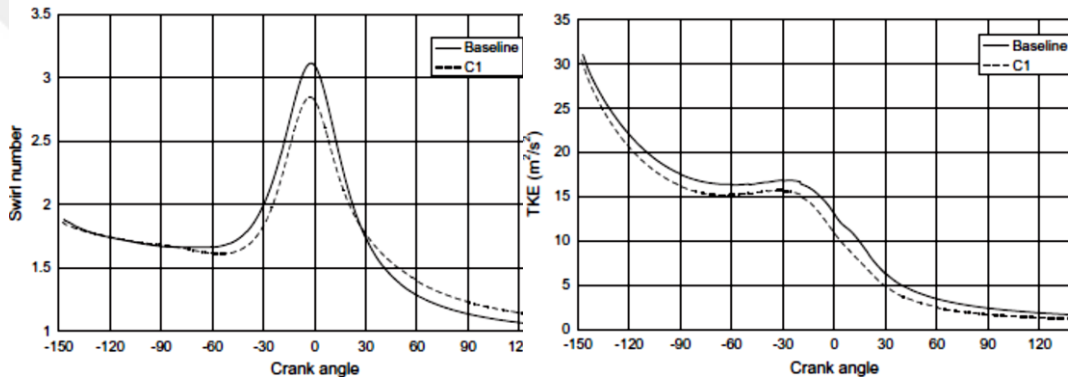
Bu bölümde dizel motorlarda silindir içi akışlarda şimdiye kadar yapılan bazı araştırmalar hakkında bilgi verilmiştir. Son kısımda ise özellikle ağır iş tipi dizel motorlarda üzerinde çalışılan güncel çalışma alanlarından bahsedilmiştir.

Prasad ve arkadaşları [4] doğal emişli sabit hızlı bir dizel motor üzerinde çalışılmıştır. Şekil 1.1'de görüldüğü gibi silindirik oyuklu olan piston üst yüzeyi toroidal tip piston ile değiştirilmiştir. Buna ek olarak orijinal tasarımdaki "SAC" hacimli enjektör "SAC" hacimsiz, daha ince delikli enjektör ile değiştirilmiştir. NO<sub>x</sub>

emisionunu düşürmek maksadıyla enjeksiyon zamanlaması 4KMA ertelenmiştir. Bu değişikliklerden sonra elde edilen değerlere göre CO hariç diğer emisyon değerleri kayda değer şekilde azalmıştır. Fakat emisyon değerlerinin daha da düşürülmesi amaçlandığı ve deneysel çalışmaların maliyetinden dolayı çalışma nümerik yöntemler ile devam ettirilmiştir. Yazılım olarak AVL- FIRE kullanılmıştır.



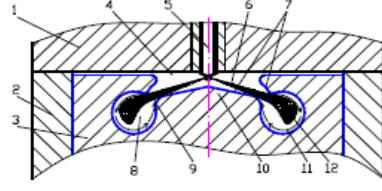
Şekil 1.1 : Eski ve yeni piston üst yüzeyi ve enjektör uç şekilleri.



Şekil 1.2 : Değişikliklerin swirl ve TKE'ye KMA'na göre etkisi.

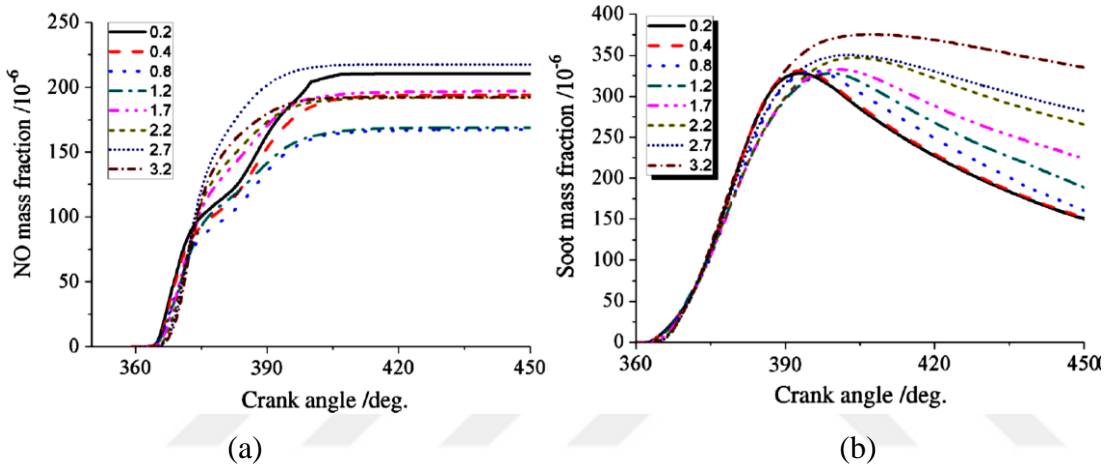
Elde edilen sonuçlarda yeni piston tipi ve “SAC” hacimsiz enjektör sayesinde daha düşük emisyon değerlerine ulaşılmıştır. Şekil 1.2’de gösterilen nümerik analizlerde edinilen değerlere göre ÜÖN civarındaki sıkıştırma prosesinde sahip olduğu swirl ve türbülans değerinin orijinal tasarıma göre daha düşük olduğu görülmüştür. Simülasyon sonuçları göstermiştir ki emisyon değerlerindeki iyileşmenin baskın sebebinin piston şeklinin değişmesinden ziyade enjektör tipindeki değişim olduğu görülmüştür.

Wei ve arkadaşlarının [5] çalışmasında piston üst yüzeyinde Şekil 1.3’te görülen farklı tip halka tipi bir oyuntu açılarak swirl odası oluşturulan doğrudan enjeksiyonlu dizel motorda AVL-FIRE yazılımı ile soğuk akış ve yanma analizleri gerçekleştirilmiştir.



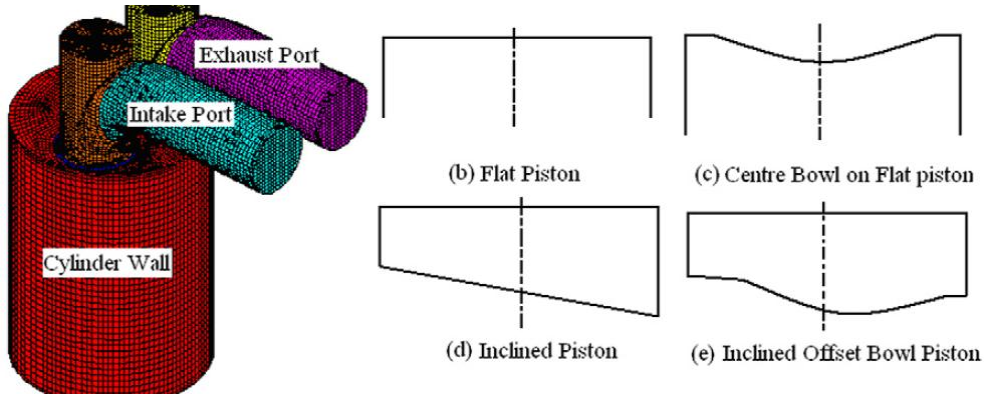
Şekil 1.3 : Piston üst yüzeyi halka tipi oyuntulu yanma odası.

Şekil 1.4’de görüldüğü gibi farklı swirl değerleri karşılaştırılmış ve yanma sonucu emisyon değerlerine kayda değer etkisi görülmüştür. Bu yeni yanma odası şekli ile düşük NO<sub>x</sub> emisyonu avantajını devam ettirirken, silindir kafasına kaybedilen ısı kaybını azaltarak daha yüksek termal verim amaçlanmıştır.

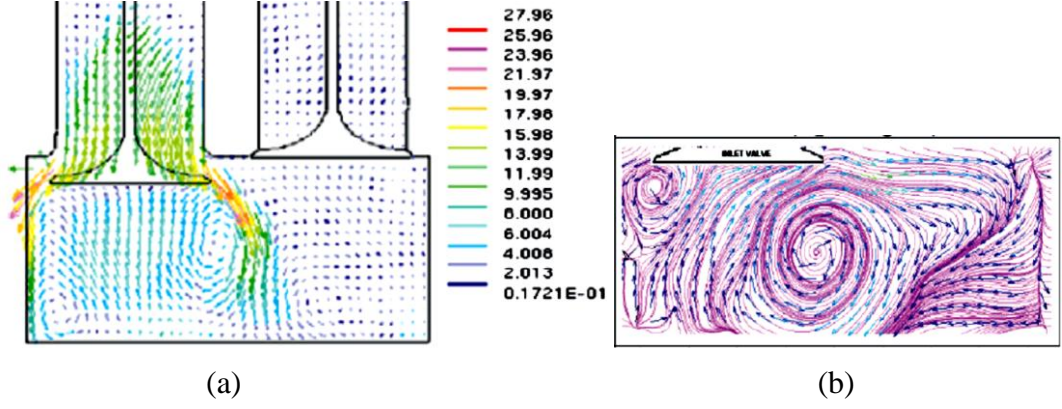


Şekil 1.4 : (a) NO kütle oranı, (b) is kütle oranının KMA'na göre değişimi.

Raj ve arkadaşları [6] tek silindirli 4 zamanlı dizel motor yanma odası içerisindeki akış üzerine nümerik modelleme çalışması yürütmüştür. Şekil 1.5’deki gibi düz, eğimli, orta kaseli, eğimli kaseli tip üst yüzeye sahip pistonlu yanma odaları STAR-CD yazılımı incelemiştir. Şekil 1.6’da gösterilen daha önceden PIV yöntemi ile yapılmış deneysel çalışmalar ile karşılaştırılmıştır.

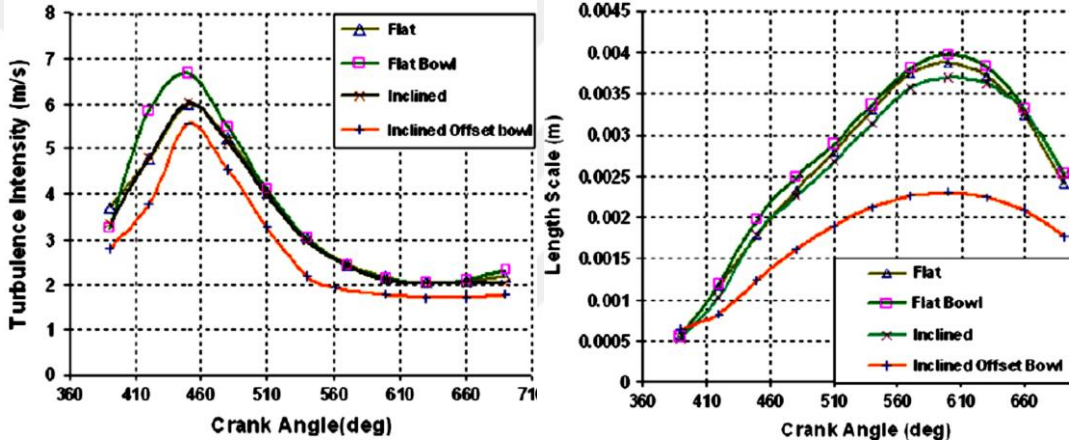


Şekil 1.5 : Çözüm ağı ve kullanılan farklı piston üst yüzeylerinin görünümü.



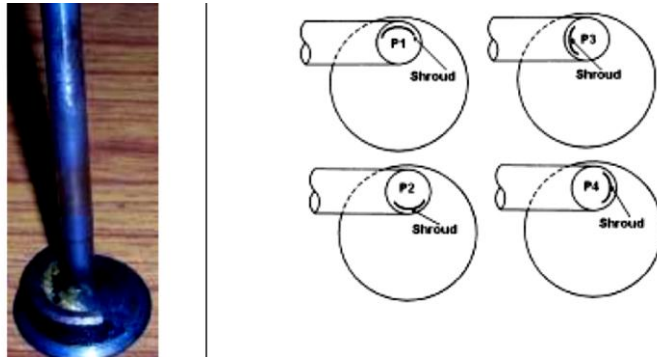
Şekil 1.6 : 540KMA’da düz pistonlu odada (a) nümerik ve (b) deneysel çözüm

Şekil 1.7’de görüldüğü üzere uzunluk skalası ve TKE bakımından en yüksek değer Şekil 1.5(c)’de görülen orta kaseli tipte elde edilmiştir.



Şekil 1.7 : KMA’na göre türbülans yoğunluğu ve uzunluk skalasının değişimi.

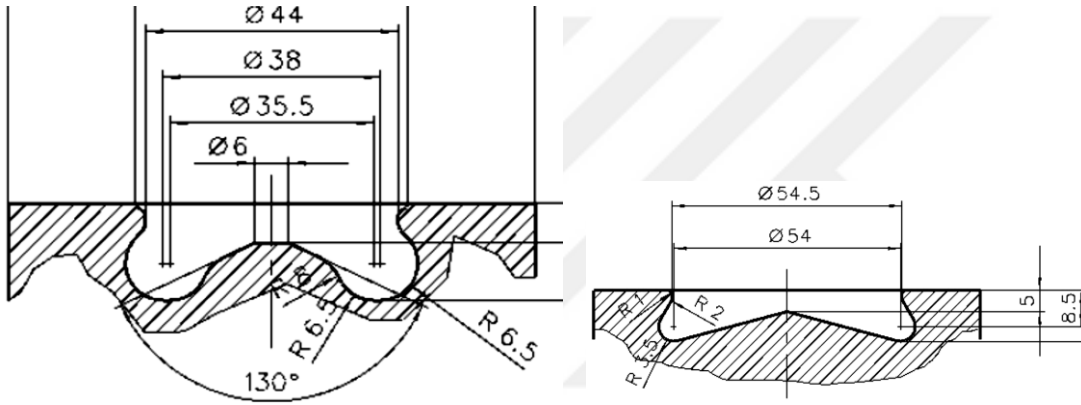
Krishna ve arkadaşlarının [7] yürüttüğü deneysel çalışmada Raj ve arkadaşlarının çalışmasındaki motorun emme supapları üzerine Şekil 1.8’deki farklı pozisyonlu akış yönlendiriciler konularak tumble oranı ve türbülans kinetik enerjisi üzerine etkisi incelenmiştir.



Şekil 1.8 : Yönlendiricili supap ve yerleşim düzenleri.

Çalışmada görülmüştür ki en yüksek tumble oranına yönlendiricisiz supapta ulaşılmış, türbülans kinetik enerjisinin en yüksek olduğu durum ise emme akışına paralel dışarı yerleştirilmiş supaplı durumda ulaşılmıştır.

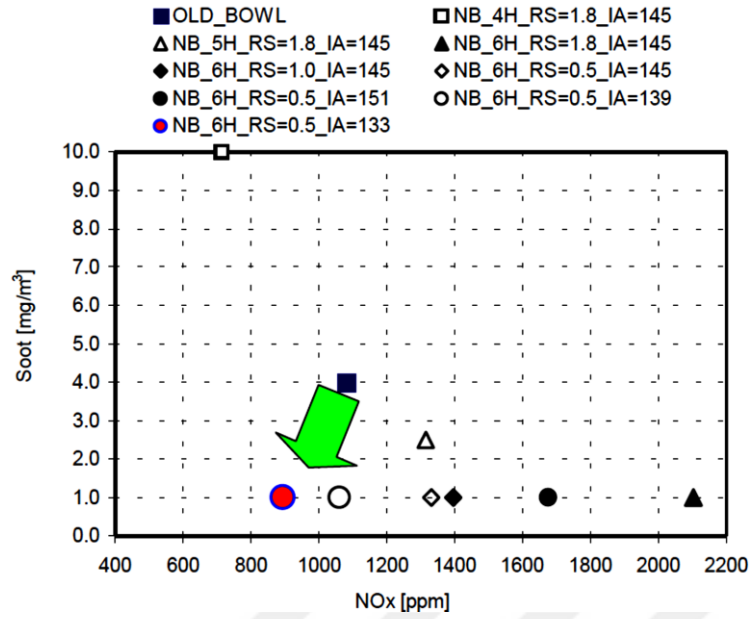
Pelloni ve arkadaşları [8] KIVA3 yazılımı ile yüksek hızlı dizel motor silindir içi akış ve yanma analizleri yapmıştır. Mevcut yanma odası şekli numerik analizleri deneysel veriler ile doğrulanmıştır. Püskürtme deliği çapı, açısı, spray açısının silindir kafasına göre durumu gibi enjeksiyon sistemi konfigürasyonlarının, basınç diyagramı, NO<sub>x</sub>, is gibi çıktı değerlerine etkisi ortaya konulmuştur. Ortak yakıt hattı (Common-rail) sistemine daha uygun olacak şekilde piston üst yüzey şekli Şekil 1.9'daki gibi revize edilmiş, kase çapı arttırılmıştır.



**Şekil 1.9 :** Değişiklik önce ve sonrasına ait piston üst yüzey kesitleri.

Analiz çalışmasında k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Yakıt enjeksiyonu modeli olarak Reitz ve Diwakarın “blob” enjeksiyon metodu kullanılmıştır. Atomizasyon modeli olarak Huh ve Gosman modeli kullanılmıştır.

Sonuç olarak Ortak yakıt hatlı enjeksiyon sisteminin türbülans seviyesini swirl ve squish hareketlerine göre daha fazla etkilediği görülmüştür. Yeni piston şekli sayesinde daha az olan yakıt duvar çarpma olayı orijinal tasarımdakine göre is emisyonunu daha düşük olmasını sağlamaktadır. Ortak yakıt hattı sayesinde hava yakıt karışımı için daha düşük swirl değeri (1,8’den 0,5’e indi) uygulanabilmekte bu da Şekil 1.10’da görüldüğü gibi daha düşük NO<sub>x</sub> emisyon değerine ulaşılmasını sağlamaktadır.



**Şekil 1.10:** NO<sub>x</sub> ve is emisyonunun farklı konfigürasyonunda karşılaştırılması.

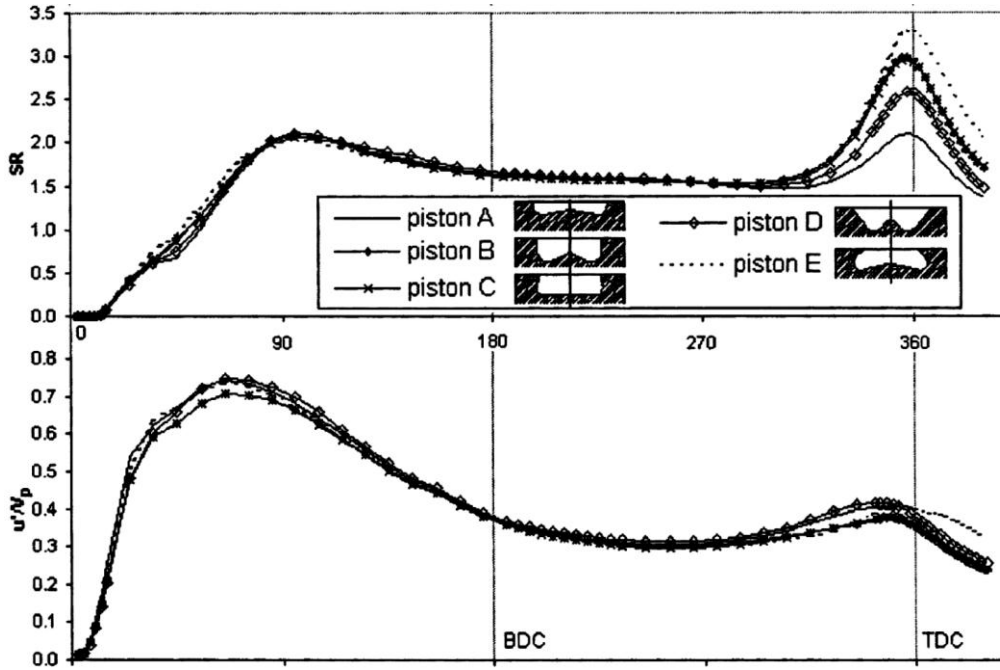
Payri ve arkadaşları [9] iki emme supaplı direkt enjeksiyonlu dizel motor üzerine araştırmalar yapmıştır. Farklı piston üst yüzey şekilli yanma odalarının akış alanı incelemiştir.

Akış üzerinde emme işleminde piston üst yüzey şeklinin önemli bir etkisi bulunmadığı görülmüştür. Emme işleminde birbirine çarpan ve silindir duvarına çarpan konik akış jetleri, özellikle silindir kafasına yakın olmak üzere yanma odasının üst kısmında homojen olmayan katmanlı akış alanı oluşturur. Bu alanda, swirl seviyesi ve türbülans değerleri maksimum supap açıklığında elde edilmiştir. Üst bölgede supap kapanırken swirl hızlı şekilde düşmüştür.

Sıkıştırma işleminde 5 farklı piston üst şekli için akış hesaplanmış, özellikle ÜÖN civarında LDV ile valide edilmiştir. Sıkıştırma işleminin ilk başlarında etkisi olmamasına rağmen ÜÖN'ya yaklaşıldığında piston üst yüzey şeklinin kayda değer etkisi görülmüştür.

Şekil 1.11'de görüldüğü üzere sıkıştırmanın başlarında piston yukarıya çıkarken, swirl hız alanı silindir içerisinde homojen olmaktadır. Türbülans hızı, emme supaplarının kapanmasından sonra dağılmaya başlar. Farklı piston kasesi şekillerine göre ÜÖN civarında farklı akış alanları gözlenmiştir. Silindirik ve re-entrant tip piston kaselerinde sıkışma swirl etkileşimi iki simetrik halka şeklinde vorteksler oluşturur. Tahminlere göre emme işlemindeki asimetric akış, piston kasesi daha

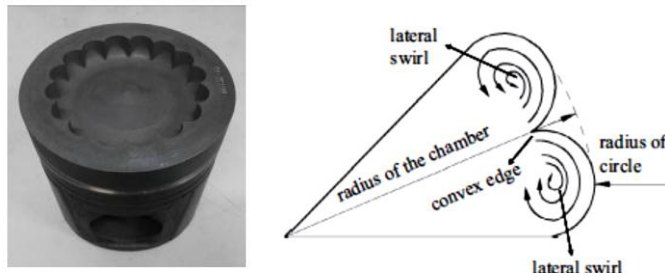
geniş olduğu durumda halka şeklindeki bu iki vorteksin asimetrik olmasına sebep olmaktadır.



Şekil 1.11 : Swirl oranı ve türbülansın KMA'na göre farklı pistonlarda değişimi.

Zhu ve arkadaşlarının [10] yüksek hızlı direkt enjeksiyonlu dizel motor üzerine yaptığı nümerik çalışmada KIVA3V kullanılmış, farklı piston kase radyuslu tasarımlarının karşılaştırmalarında geniş çaplı radyusa sahip piston kaseli yanma odasının daha iyi bir yanma performansı gösterdiği görülmüştür. Ayrıca geniş kaseli tasarımın is emisyonu ve yakıt tüketim verimi bakımından daha iyi sonuçlar verdiği görülmüştür.

XiangRong ve arkadaşları [11] direkt enjeksiyonlu bir dizel motorda hava fazlalık katsayısını 1.6'dan 1.3'e düşürmüş ve yeni yanma odası tasarımı ile güç yoğunluğu arttırılmış, yakıt tüketimi azaltılmıştır. Buna ek olarak emisyon performansı yüksek rakımlarda iyileştiği görülmüştür.



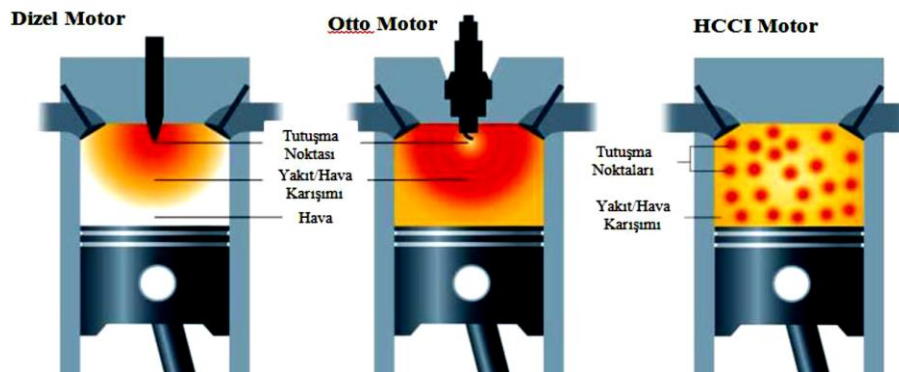
Şekil 1.12 : LSCS tipi pistonun görünüşü ve çalışma sistemi.

Şekil 1.12’de görülen yanal swirl yanmalı bu sistem (LSCS) deneysel olarak tek silindirli bir motor üzerinde denenmiştir. Bu yeni yanma odasında piston üst yüzeyinde yakıt spreyi konvex kenara çarptığında iki yanal swirl döngüleri oluşur, yakıt-hava karışım oluşumu hızlanmaktadır.

AVL-FIRE’da silindir içi akış ve yanma analizleri yanma odası aksenal simetrik olması sayesinde 1/8’lik kesit model üzerinden yürütülmüştür. Silindir içi akışta k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Nümerik sonuçlar, silindir içi basınç ölçümleri ile doğrulanmıştır. Sonuç olarak klasik kaseli pistonlu yanma odasına göre özgül yakıt tüketiminde 4-5g/kWh kadar azalma görülmüştür. Ayrıca 60% civarında is emisyonu oluşumu azalmıştır.

Geleceğin ultra düşük emisyon standartlarına ulaşabilmek için Dizel Oksidasyon Katalizörü (DOC), Dizel Partikül Filtresi, Egzoz Gaz Resirkülasyonu (EGR) ve Seçici Katalitik Düşürücü (SCR) gibi egzoz gazları son işlem araçlarına gerek duyulacaktır. Fakat bu araçların kullanılması üretim maliyetlerini arttırmakta ve sistemi karmaşıktır ve aynı zamanda bu araçların dayanım problemleri olduğu görülmektedir [12].

Günümüzde ağır iş dizel motorlarında son işlem araçları haricinde güncel çalışma alanlarından öne çıkan konulardan biri Homojen Şarjlı Sıkıştırma ile Ateşlemeli Motor’dur (HCCI). HCCI yanma teorisi, benzin motorlarındaki gibi sıkıştırma zamanından önce hava/yakıt/artık gaz karışımının homojen olarak hazırlanması ve sonrasında dizel motorlarındaki gibi sıkıştırılarak kendiliğinden tutuşması prensibine dayanmaktadır [33,34].



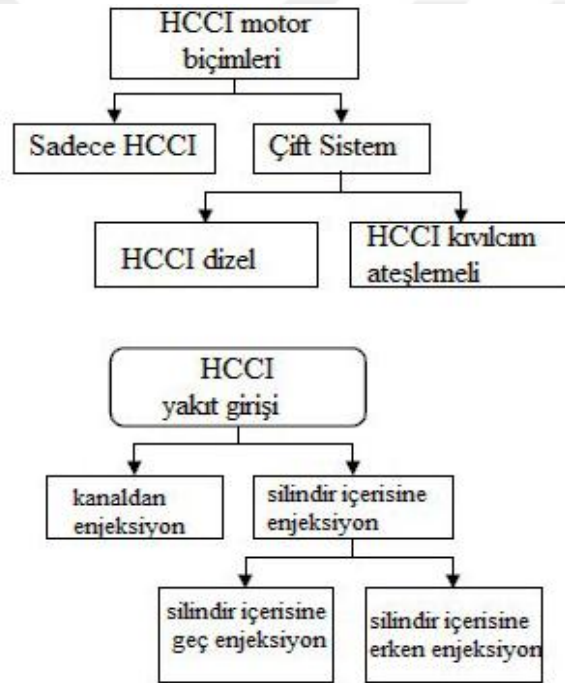
Şekil 1.13 : HCCI tipi yanma ile otto ve dizel motor arasındaki fark.

Şekil 1.13’de görüldüğü gibi fakir ve homojen karışım hazırlandıktan sonra yanma odası içerisinde birçok tutuşma noktası oluşur. Oluşan tutuşma noktalarında yanma

aynı anda gerçekleşir ve büyük çapta bir alev yayılmaz. Bu yüzden alev sıcaklığı düşük olacağından dolayı yanma süreci düşük sıcaklıkta gerçekleşerek benzin vedizel motorlarına göre daha düşük NO<sub>x</sub> emisyonu üretilecektir [12].

Bu yanma konseptinde düşük yanma sıcaklığı sayesinde NO<sub>x</sub> emisyonu düşük seviyede tutulabilir ve önkarişim ayrıca partikül oluşumunu engeller [13].

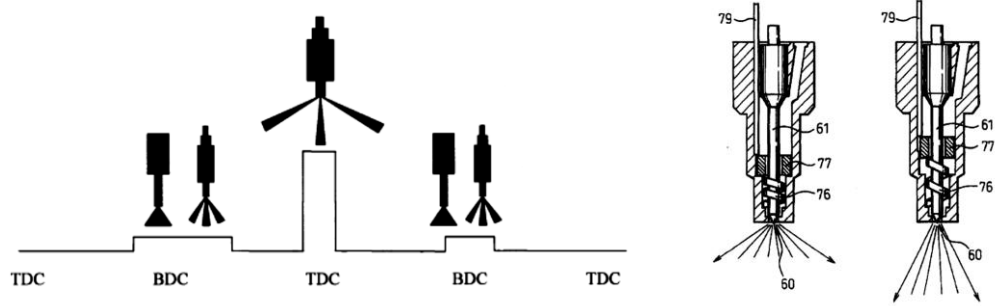
Şekil 1.14'de görüldüğü gibi HCCI başlığı altında pek çok motor geliştirilmiştir. Tam zamanlı HCCI ve çift yanmalı mod olarak ikiye ayrılmaktadır. Tam zamanlılarda en fazla fayda sağlanırken bu tip motorlar santral tipi veya denizcilik uygulamalarına yöneliktir. Çift yanmalı modda ise düşük ve kısmi yüklerde HCCI, tam yüklerde ise kıvılcım ateşleme veya dizel yanma sistemi kullanılmaktadır [13].



Şekil 1.14 : HCCI motor tipleri.

Ağır iş dizel motorlarında son yıllarda çalışılan bir diğer konu da uyarlanabilir enjeksiyon stratejisi'dir (AIS). Günümüz teknolojisinde ortak hatlı yakıt sisteminin gelişimiyle daha iyi emisyon ve yakıt tüketim değerlerinin sağlanabilmesi için çoklu yakıt püskürtme uygulanabilir olmuştur. Özellikle HCCI tipi motorlarda emme işleminin ön safhalarında homojen karışım oluşturmak amacıyla yakıt püskürtülmek istendiğinde yakıt-duvar çarpma olayı fazlaca oluşur. Bu olayın sebebi yüksek basınçlı yakıt ile düşük yoğunluklu havanın karşılaşmasıdır ki bu durum uzun sprej penetrasyonuna sebep olmaktadır [14]. Aynı durum geç enjeksiyon için de geçerlidir.

Bu yüzden enjektör üreticileri Şekil 1.15’te görülen tipte farklı spray açılı enjeksiyon yapabilen değişken geometrili enjektör gelişimi üzerinde çalışmaktadırlar [14].



Şekil 1.15 : Uyarlanabilir enjeksiyon strateji planı ve değişken geometrili enjektör.

## 1.2 Tezin Amacı

Bu çalışmanın amacı, ön yanma odalı yanma odasına sahip dizel motorun emme ve sıkıştırma işlemleri esnasında oluşan hava hareketlerini incelemek, emisyon değerlerine etkisi hakkında fikir sahibi olmaktır.

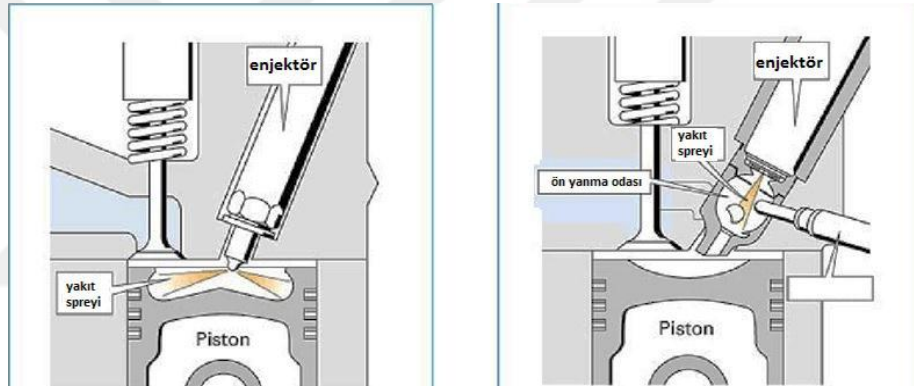


## 2. MOTORLARDA YANMA ODASI

### 2.1 Yanma Odası Tipleri

Yanma odası silindir başlığı, piston, emme-egzoz supapları ve silindir gömleği arasındaki hacimden oluşmaktadır.

Dizel motorlar yanma odası tipine göre direkt enjeksiyonlu ve indirekt enjeksiyonlu yanma odası olmak üzere iki guruba ayrılmaktadır. Şekil 2.1’de direkt ve indirekt enjeksiyonlu yanma odaları karakteristik şekli verilmiştir.



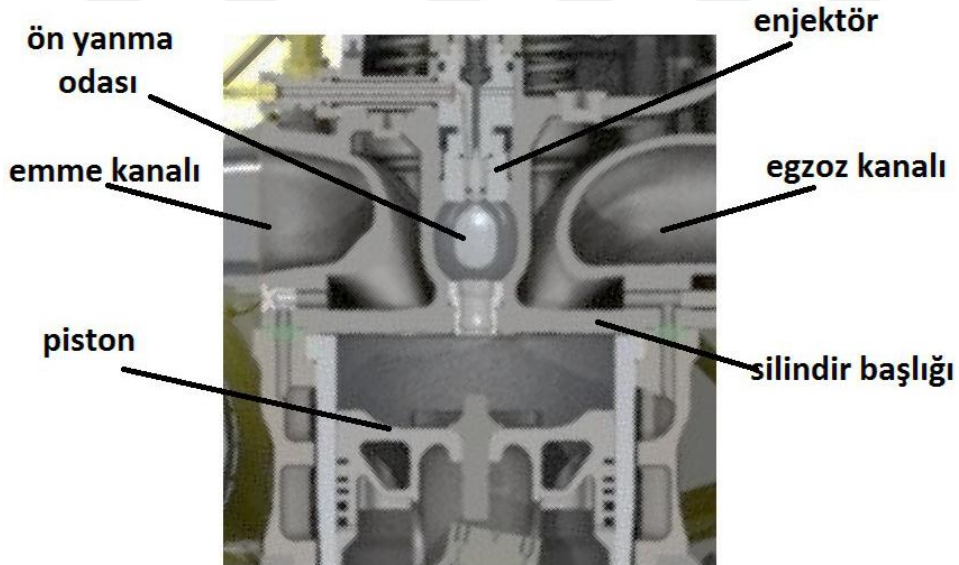
Şekil 2.1 : Direkt ve indirekt enjeksiyonlu yanma odalarının görünüşleri [23].

Direkt enjeksiyonlu sistemlerde yakıt, yanma odasındaki sıkıştırılmış hava dolgusuna direkt püskürtülür. Motor tipine göre dolgu türbülanslı veya sakin olabilir. Yakıt hava dolgusu benzinli motorlardaki gibi önceden karışmadığı için, etkin yanma yakıtın yeterli oksijen almasına bağlıdır. yakıt yanma odası boyunca dağılılabilmesi için direk enjeksiyonlu sistemde bu durum yüksek basınçlı (1000 bar gibi) yakıt enjeksiyonuna bağlıdır. Direk olmayan enjeksiyonlu sistemli motorların yanma odasında bir veya daha fazla dar bağlantılı ayrık ön yanma odası kullanılmaktadır. Sıkıştırma prosesinde türbülanslı ve/veya girdaba sahip hava hareketi ön yanma odasında oluşur. Yakıt ön yanma odasına düşük basınçta (300bar) enjekte edilir ve türbülanslı hava iyi bir hava yakıt karışımını destekler. Direkt enjeksiyonlu sistemler kamyon otobüs ve enerji üretim uygulamalarının çoğunda kullanılmaktadır. Yakın zamana kadar gürültü ve emisyon konusundaki avantajdan dolayı tüm yüksek dizel motorlar indirekt enjeksiyon sistemini kullanmaktaydı [24].

Ortak hatlı yakıt sistemlerinin ve silindir içi akış-yanma çözücülerinin gelişmesi ile indirekt enjeksiyonlu ön yanma odalı sistemlerin kullanım alanları azalmıştır.

Günümüzde motorlarda kirli ve parafinli yakıt kullanılması, çok noktadan delikli tip enjektörlerin tıkanması sorunu ile karşılaşılmasına sebep olduğundan bu gibi durumlarda pinli nozül “pintle” tip enjektörler kullanılmaya devam etmektedir. Fakat bu enjektörler yüksek basınçta yakıtı püskürtemediğinden yakıt hava karışımı başarımının sağlanabilmesi için bu gibi durumlarda ön yanma odalı sistem kullanılması zorunludur.

TÜLOMSAŞ tarafından üretilmekte olan TLM16V185 tipi motorlar da pinli nozül “pintle” tip enjektörler kullanmakta ve yanma odası hacmi ön yanma odasına sahiptir. Şekil 2.2’de dizel motorun yanma odası kesiti görülmektedir.



Şekil 2.2 : TLM16V185 tipi motorun yanma odası kesiti.

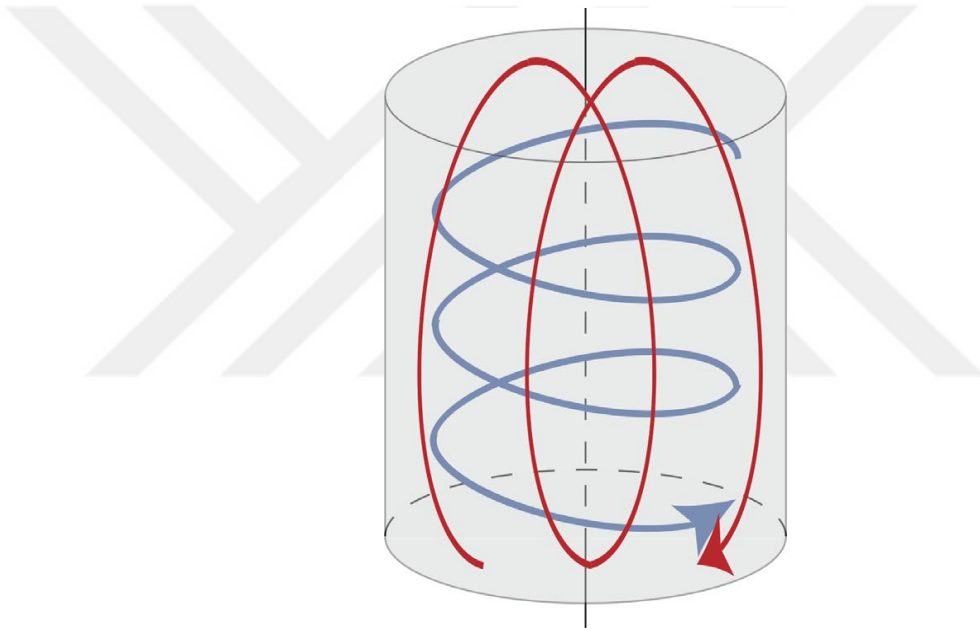
Bu yanma odası şekli sayesinde sıkıştırma işleminde ön yanma odasında havanın daha çalkantılı bir şekilde dönmesi sağlanarak yakıtla daha iyi bir karışım oluşması sağlanmaktadır. Yanma bu ikincil odada başlayarak ana yanma odasına geçer [2].

Direkt olmayan enjeksiyonlu sistemde yanma mekanizmasında sıkıştırma esnasında hava ön yanma odasına girmeye zorlanarak burada türbülanslı veya swirle (döngü) sahip akışa dönüşür. Motor soğukta ilk çalıştırılırken sıkıştırma işlemi esnasında silindir hacminin boğaz kısmına olan ısı kaybı yüzünden üreticileri ön yanma odası içerisine kızdırma bujisi kullanmaya zorlamıştır. Motor normal çalışma koşullarında çalışırken herangi kızdırma işlemine gerek kalmamaktadır [25].

## 2.2 Yanma Odası İçi Hava Hareketleri

Silindir içi yanma olayını optimize etmek zor bir iştir çünkü bu işin fiziği karmaşık olmakla beraber ve pek çok parametreye bağlıdır. Yakıt basıncı ve yakıt damlacık boyutu yanma veriminde kritik rol üstlenmektedir. Yanma kalitesini etkileyen diğer bir diğer etken sıkıştırma işlemi sonundaki silindir içerisindeki akış yapısıdır. Akış yapısı havanın girişi anında başlamaktadır ve sıkıştırma işleminde bu akış yapısı evrilir.

İki tip akış yapısı havanın silindir içerisine alımında oluşur. Birincisi swirl (döngü), ve tumble 'dır. Şekil 2.3'te görülen mavi hat swirl hareketini, kırmızı hat ise tumble hareketini temsil etmektedir.



**Şekil 2.3 :** Silindir içi swirl ve tumble akışları [26].

Swirl (döngü) hareketi silindir eksenine etrafında akışkanın dönel hareketine, tumble ise silindir eksenine paralel dönel harekete tekabül etmektedir. Tumble hareketi sıkıştırma işleminde türbülansa dönüşürken swirl hareketi sıkıştırma işleminde de devam eder toplu bir akış yapısı yakıt enjekte edilirken de devam eder. Sonuç olarak tumble hareketi üretimi otto (benzinli) motorlarında alevin dağılımını garanti ettiği için önemlidir. Swirl hareketi ise dizel motorlarda kullanılan akış yapısıdır. Dizel motorlarda özellikle direkt enjeksiyonlu sistemlerde türbülans çoğu zaman yakıt spreyi tarafından üretilmektedirler. Aralarındaki farka rağmen benzinli ve dizel motor tasarımlarında yanma olayı öncesi ana akış özellikler benzerlik gösterir. Motor üreticileri farklı tasarım felsefelerine sahip olmasına rağmen gerekli yanma kalitesini

elde edebilmek için silindir içerisine hava dolumu esnasında swirl hareketi adapte edilmelidir.

Dizel motorlarda karakteristik silindir içi akış değerlerinde iki karakteristik değer kullanılmaktadır. Bunlardan biri swirl oranı (SR), diğeri ise türbülans kinetik enerjisidir (TKE). Bu değerlerin yüksekliği sayesinde hava yakıt karışımının daha başarılı bir şekilde oluşması düşük yakıt püskürtme basınçları ile birlikte bile sağlanabilmektedir. Fakat bu değerlerin aşırı yüksekliği yanma odasında termal kayıpları arttırmaktadır. Swirl oranı aşağıdaki denklem 2.1'deki gibi ifade edilmektedir:

$$SR = \frac{w_s}{2\pi N} \quad (2.1)$$

Burada  $w_s$  dönel akışın hızını,  $N$  ise krank mili hızını ifade etmektedir.

Türbülans kinetik enerjisi gösterimi:

$$TKE = \frac{1}{2} \rho (u_{RMS}^2 + v_{RMS}^2 + w_{RMS}^2) \quad (2.2)$$

Denklem 2.2'de RMS işareti kare ortalamanın kökünü ifade etmektedir.

Emme işleminde akış öneminin sonucu olarak pek çok deneysel çalışmalar test ortamında, soğuk döndürülerek çalıştırılan piston silindir montajında ve optik olarak gözlenebilen motorlarda yürütülmüştür. Swirl (döngü) yoğunluğu ve kütleli debi gibi bütünleşik özellikler uzun zamandır araştırılmaktadır. Optik olarak gözlemlenebilen motorlar ile silindir içerisine müdahale etmeden silindir içerisinden hız ölçümleri alınabilir oldu. Lazer dopler hızölçeri (LDV), Partikül izleme hızölçeri (PIV) gibi yöntemler silindir içi akışlar için kullanılan optik yöntemlerdir [26].

### 3. MATEMATİKSEL MODELLEME

#### 3.1 Korunum Denklemleri

Tüm nümerik hesaplama yöntemlerinin temelinde matematiksel model diğer bir deyişle kısmi farklar veya integral denklemler ve sınır koşulları bütününden oluşur. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) uygulamalarında bir dizi denklemler akış tahmini için kullanılır. Çözüm yöntemi genellikle belli denklemler grubu için tasarlanmıştır. Genel bir çözüm yöntemi çözümleri akışkanlar mekaniği temeli gereği kütle, momentum ve enerji korunum denklemlerini sağlamak zorundadır.

Silindir içerisinde türbülanslı akış olduğundan korunum denklemleri türbülans korunum denklemlerine göre verilmiştir. Türbülanslı akışlarda hız, basınç ve sıcaklık türleri ortalama değer ve salınımların toplamı şeklinde sırasıyla denklem 3.1, 3.2, 3.3, 3.4 ve 3.5'deki gibi ifade edilmektedir.

$$u = \bar{u} + u' \quad (3.1)$$

$$v = \bar{v} + v' \quad (3.2)$$

$$w = \bar{w} + w' \quad (3.3)$$

$$P = \bar{P} + P' \quad (3.4)$$

$$T = \bar{T} + T' \quad (3.5)$$

##### 3.1.1 Kütle korunum denklemi

Kütle korunum denklemi, denklem 3.6'daki gibi yazılabilir:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\bar{u} + u') + \frac{\partial}{\partial y}(\bar{v} + v') + \frac{\partial}{\partial z}(\bar{w} + w') = 0 \quad (3.6)$$

##### 3.1.2 Momentum korunum denklemi

Türbülanslı akışlarda laminar akışlardaki momentum denkleminin sonuna denklem 3.7, 3.8 ve 3.9'da görülen salınım terimleri ilave edilmektedir.

x yönünde momentum denklemi:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} = \\ -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial z^2} \right) - \left( \frac{\partial \overline{u'^2}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v'u'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{w'u'}}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (3.7)$$

y yönünde momentum denklemi:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} = \\ -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial z^2} \right) - \left( \frac{\partial \overline{v'u'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v'^2}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{w'v'}}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (3.8)$$

z yönünde momentum denklemi:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{w}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = \\ -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \nu \left( \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial z^2} \right) - \left( \frac{\partial \overline{w'u'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{w'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{w'^2}}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (3.9)$$

### 3.1.3 Enerji korunum denklemi

Enerji korunum denklemi denklem 3.10'daki gibidir.

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{T}}{\partial z} = \alpha \left( \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial z^2} \right) - \left( \frac{\partial \overline{T'u'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{T'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{T'w'}}{\partial z} \right) \quad (3.10)$$

Burada  $\rho$  akışkanın yoğunluğunu,  $T$  sıcaklığı,  $\nu$  kinematik viskoziteyi,  $\alpha$  termal iletim katsayısını,  $u$ ,  $v$  ve  $w$  sırasıyla  $x$ ,  $y$  ve  $z$  yönündeki hızları simgelemektedir [32].

### 3.2 Türbülans Modelleri

Türbülans modellemesi içten yanmalı motorlar için önemlidir çünkü türbülans, motorda sprey karışım ve yanma olayını direkt olarak etkilemektedir. Türbülans davranışını yeterli derecede tahmin etmek motor performans ve emisyonunu geliştirmek için gereklidir. Şimdiye kadar ileri sürülen nümerik kodlarda pek çok anahtar karakteristik olan hız uzunluk ve zaman skalaları direkt olarak sprey yanma

ve ısı transferindeki türbülans skalaları ile alakalıdır [15]. Bu yüzden bu işlemlerin doğru şekilde modellenenilmesi, türbülans tahmininin doğruluğuna bağlıdır.

İçten yanmalı motorlarda silindir içi akış oldukça türbülanslı, yoğunluk değişimine, ayrılmalara, resirkülasyonlu akışa ve durağanlığa maruz kalmaktadır. Pek çok türbülans modeli yayımlandı ve motor türbülans modellemede kullanılmıştır [15]. Bunlardan bazıları:  $k-\epsilon$ /Chen,  $k-\omega$ /standart,  $k-\epsilon$ /yüksek Reynolds, RNG  $k-\epsilon$ 'dir. Yapılan karşılaştırmalar, HAD çözümlerine uygulanan beş türbülans modeli için 1800 rpm motor hızlarında yapılmış ve sonuç olarak RNG  $k-\epsilon$  modelinin en uygun türbülans modeli olduğu kanaati oluşmuştur ki bu literatürle de uyum içindedir [9,16,17]. Literatürde standart  $k-\epsilon$ 'un sıkça kullanıldığı görülmesine rağmen Patterson ve arkadaşları [17] dizel motor üzerinde farklı işletme koşullarında yaptığı çalışmada standart  $k-\epsilon$ 'un  $\text{NO}_x$  emisyonunu düşük tahmin ettiğini ortaya koymuştur. Ayrıca Dillies ve arkadaşlarının [18] çalışmalarında standart  $k-\epsilon$ 'un silindir içi swirl hareketini düşük tahmin ettiği görülmüştür. Bunun yanında, genel olarak türbülans modelleri sıkıştırma zamanı içerisindeki türbülans sönümlenmesini (turbulence decay) doğru olarak tahmin etmekte zorlanmaktadırlar [19].

Türbülanslı akış hesaplamalarında ağ üretimi ve türbülans model seçimi hayati öneme sahiptir. Öncelikle ana akış ile türbülans arasındaki kuvvetli ilişkiden dolayı, türbülanslı akışlarda nümerik çözümler laminer akışlardakine göre ağ yapısına daha duyarlıdır. Bu yüzden ince ağı yapı ortalama hızın değiştiği yerlerde tavsiye edilmektedir [20].

Tüm bu değerlendirmeler sonucunda STAR-CD yazılımıyla yapacağımız soğuk akış modellemede türbülans modeli olarak RNG  $k-\epsilon$  seçilmiştir. Bu model STAR-CD'ye açık literatürden adapte edilmiştir [21].

RNG  $k-\epsilon$  türbülans modeli renormalize grup teorisi adı altındaki istatistiksel teknik ile oluşturulmuştur. Standart  $k-\epsilon$  formundadır ancak aşağıdaki iyileştirmeleri içermektedir:

- RNG modeli  $\epsilon$  teriminde hızla gerilen akımlarda doğruluğu arttıran ek bir terime sahiptir.
- Swirlin türbülans üzerine etkisi RNG  $k-\epsilon$  modeline dahil edilmiştir. Bu da swirl akışına sahip akışlarda doğruluğu arttırmaktadır.

- RNG k-ε modeli teorisi, türbülanslı Prandtl sayısı üzerine analitik çeşit bir formülü bulunmaktadır. Buna rağmen standart k-ε modeli burada kullanıcı tarafından tanımlanmış sabit değerler kullanmaktadır.
- Standart k-ε yüksek reynolds sayı modeli olmaksızın, RNG k-ε teorisi düşük reynolds etkilerine açıklama getiren analitik olarak geliştirilmiş diferansiyel formüller sağlamaktadır. Bu özelliğin etkin kullanımı buna rağmen duvara yakın yerlerde uygun müdahalelere bağlıdır.

Bu özellikler RNG k-ε modelini standart k-ε modeline göre daha geniş sınıftaki akışlar için daha doğru ve güvenilir kılar.

RNG temelli k-ε türbülans modeli renormalize grup adındaki matematiksel teknik kullanılarak anlık Navier –Stokes denkleminde türetilmiştir. Analitik türetmeler standart k-ε modelindekinden farklı olan sabitler ve k-ε transport denklemlerindeki ek terimler- fonksiyonlar ile sonuçlanmaktadır [31].

Bu modelde türbülans kinetik enerjisi:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3.10)$$

Türbülans yitim oranı ise:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (3.11)$$

Denklem 3.10 ve 3.11’de  $G_k$ , ortalama hız gradyanları kaynaklı türbülans kinetik enerjisi üretimini işaret etmektedir.  $G_b$  kaldırma sebebiyle oluşan türbülans kinetik enerjisi üretimini işaret etmektedir.  $Y_M$  çalkantılı dilatasyonun sıkıştırılabilir türbülanstaki bütün yitimin oranındaki katkısını işaret etmektedir.  $\alpha_k$  ve  $\alpha_\varepsilon$ , sırasıyla  $k$  ve  $\varepsilon$  için ters etkili Prandtl sayılarıdır.  $S_k$  ve  $S_\varepsilon$  kullanıcı tanımlı kaynak terimleridir. Kullanılan katsayılar Çizelge 3.1’de verilmektedir.

$\mu_{eff}$  için

$$\mu_{eff} = \mu \hat{\nu} \quad (3.12)$$

Burada

$$d\left(\frac{\rho^2 k}{\sqrt{\varepsilon\mu}}\right) = 1.72 \frac{\hat{v}}{\sqrt{\hat{v}^3 - 1 + C_v}} d\hat{v} \quad (3.13)$$

$R_\varepsilon$  için

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta / \eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.14)$$

Burada

$$\eta \equiv S \frac{k}{\varepsilon} \quad (3.15)$$

**Çizelge 3.1 :** RNG k- $\varepsilon$  türbülans modeli katsayıları.

$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	$\alpha_k$	$\alpha_\varepsilon$	$\eta_0$	$\beta$	$C_\mu$
1,42	1,68	1,393	1,393	4,38	0,012	0,0845

Orjinal önerilen RNG modelinde sıkıştırılabilirlik veya kaldırma etkisini açıkça hesaba katmaz. Buna rağmen STAR-CD yazılımında bu etkiler standart k- $\varepsilon$  modeldeki gibi modellenir. Gerekirse ilgili terimler kullanıcı arayüzü vasıtasıyla çıkartılabilir [22].



#### 4. SAYISAL ÇALIŞMA

Nümerik çalışma, TÜLOMSAŞ tarafından üretilmekte olan, özellikle TCDD DE24000 serisi lokomotiflerde kullanılmakta olan ağır iş tipi dizel motorun yanma odası üzerinedir. Dizel motor teknik özellikleri Çizelge 4.1'deki gibidir.

**Çizelge 4.1 : Dizel motor teknik özellikleri.**

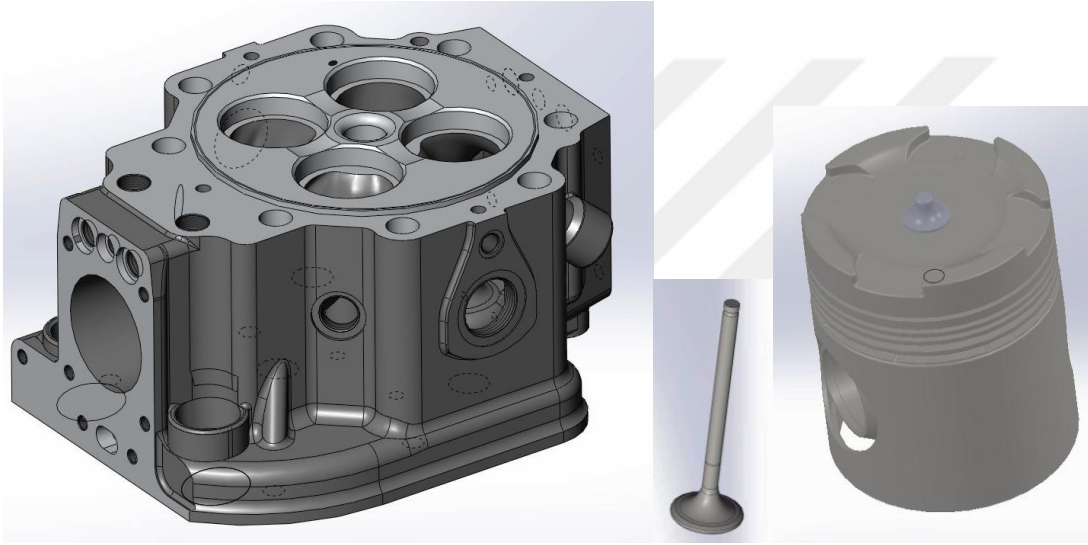
Dizel motor kodu	TLM16V185
Silindir sayısı	16
Silindir çapı	185mm
Kurs	210mm
Silindir hacmi	5,65lt (toplam 90,4lt )
Silindir ölü hacmi	0,452lt
Biyel kolu uzunluğu	410mm
Nominal devir	1500rpm
Nominal güç	2400hp
Sıkıştırma oranı (SO)	13,5/1
Emme supap açılışı	52° ÜÖN'dan önce
Emme supap kapanışı	34° AÖN'dan sonra
Egzoz supap açılışı	58° AÖN'dan önce
Egzoz supap kapanışı	64° ÜÖN'dan sonra
Emme supabı maksimum açıklık	15mm
Egzoz supabı maksimum açıklık	15mm
Yanma odası tipi	ön yanma odalı
Enjektör tipi	iğne nozüllü
Enjeksiyon basıncı	240bar

Bu sayısal çalışmada yanma odası içerisinde oluşan akışın soğuk akış modellemesi yapılmıştır. Bu bölümde soğuk akış modellemesinde STAR-CD yazılımı kullanılmıştır.

## 4.1 Ön İşlem

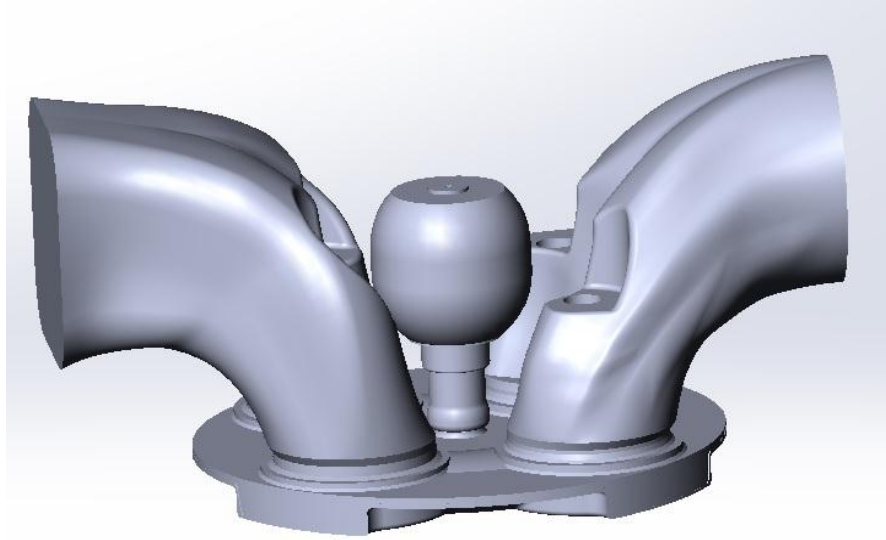
### 4.1.1 CAD modelin hazırlanması

İçten Yanmalı Motor HAD analizlerinde ilk adım olarak hava yakıt karışımı akışkan yapıyı temsil edecek şekilde geometrinin elde edilmesi gerekmektedir. Öncelikle Şekil 4.1’de görüldüğü gibi sırasıyla TLM16V185 tipi motorun ilgili elemanları olan silindir başlığı, piston, emme ve egzoz supaplarının katı modellemesi için TÜLOMSAŞ’dan edinilen ilgili teknik resimlere göre Solidworks ortamında sldprt formatında katı modeller oluşturulmuştur.



**Şekil 4.1** : Silindir başlığı, supap ve pistonun katı modelleri.

Daha sonra bu elemanlar ilgili montaj resimlerine göre Solidworks ortamında montajlanan katı modelin akış hacminin çıkartılabilmesi için yine Solidworks ortamında ters modelleme yapılmış ve dosya Prosurf yazılımında kullanılabilmesi için Parasolid (x.t.) formatına dönüştürülmüştür. Katı modelleme esnasında supap ile supap yuvaları arasında 0,04mm’lik boşluk bırakılmıştır. Bu boşluğun bırakılmasındaki sebep çözüm ağı oluşturulması esnasında supap en üst noktaya geldiğinde ağı elemanlarının yok olmaması içindir. Tasarım aşamasında bu çalışmada olduğu gibi valflerin de dahil olduğu emme ve egzoz kanallarının da katı modelinin oluşturulması swirl, squish ve tumble hareketlerinin yakalanması açısından daha gerçekçi sonuçlar verecektir. Sonuç olarak akış hacmi CAD modeli Şekil 4.2’de görüldüğü gibidir.



**Şekil 4.2 :** ÜÖN’da yanma odası akış hacmi.

CAD geometrisinin HAD tekniklerine uygun olarak tasarımı bir sonraki adım için önem arz etmektedir. Bu noktada keskin yüzeylerin ve boşlukların yeniden tasarlanması analizlerin sürdürülebilmesi açısından gereklidir. Aksi takdirde analizler safhasında zaman adımları boyunca artık değerler artacağından ıraksama (diverge) olma ihtimali yüksek olacaktır. HAD çözümlerinin CAD üretme modülleri olsa da bu aşamada tasarımların CAD yazılımlarında yapılması daha etkindir. Hazırlanan CAD geometrisi HAD çözümlerinin alt bileşeni olan CAD repair modülünde tolerans değerleri girilerek yüzey ağ yapısının oluşturulmasına yönelik hazırlanmıştır.

#### **4.1.2 Ağ yapısının oluşturulması**

Projenin yürütülmesi aşamasında çözüm aşaması öncesinde geometri Solidworks ticari yazılım ile katı model olarak düzenlenmiştir. Ancak yüzey bazlı çalışmalarda genellikle toleranslar nedeniyle ortaya çıkan geometrik açıklıklar HAD çözümlerinde STAR-CD’nin yüzey ağı oluşturma yazılımında alt bileşeni olan Prosurf ile düzeltilmiştir. Ayrıca geometride valf yüzeyleri ile valf yatak yüzeyleri arasındaki mesafe CAD modelde sıfır olarak tanımlandığından yüzey ağı oluşturulurken sorunlar ortaya çıkmıştır. Bu problemlerin çözümü için CAD modelde yüzey çalışması gerçekleştirilmiştir.

Bu çalışmada yüzey çözüm ağı oluşturulurken kalite ve çarpıklık (skewness) kriterleri kontrol edilmesi gerekmektedir. Gerçekleştirilen çalışmada çözüm ağında

elemanların %80 inin kalitesi 0.75 ve üzerindedir. Yüzey ağı kalitesi ve çarpıklık oranı ileriki aşamalarda üretilecek hacim çözüm ağının kalitesinin doğrudan belirleyicisi ve kaynağıdır. Bu nedenle eleman sayısı ve kalitesi en önemli parametre olarak seçilmiştir. Bunun yanında karmaşık yapıya sahip bölgelerde eleman sayısı kontrolü olarak belirlenmiş ve bu bölgelerin daha fazla elemanla temsil edilmesi sağlanmıştır.

Tolerans değerleri ve yüzey temizliği gerçekleştirilen CAD geometrisi ön-işlem aşamasında STAR-CCM yazılımı ile yüzey çözüm ağı ile ayrıklaştırılır. Bu aşamada valf yüzeyleri gibi kritik bölgelerde kullanıcı ağ boyutuna müdahale ederek daha hassas ölçüm yüzeyi oluşturur. Şekil 4.3'te STAR CCM'de hazırlanmış yüzey çözüm ağı görülmektedir.

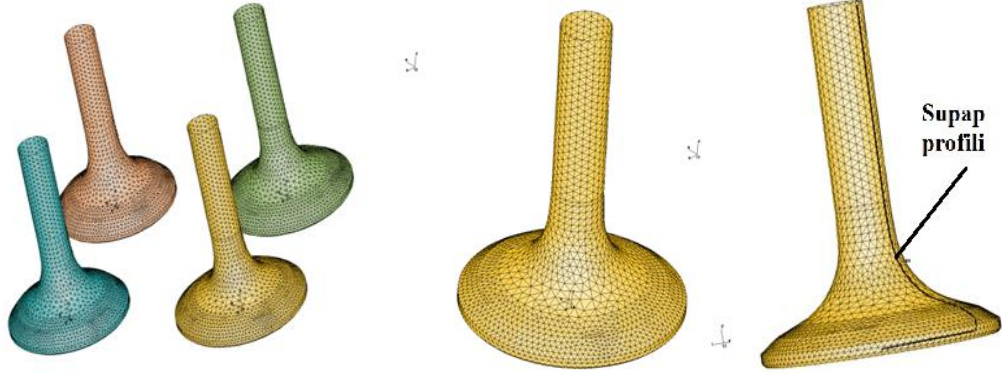


**Şekil 4.3 :** STAR CCM'de hazırlanmış yüzey çözüm ağı.

#### **4.1.2.1 Bölgelerin tanıtılması**

Çalışmamızın bu adımında port girişleri, valf yüzeylerinin, çanak yapısının, silindir duvarının, silindir kafasının, port bağlantılarının ve valf yapılarının 27 derecelik spline araçları ile tanıtılması gerçekleştirilmiştir. Valf profili 6 adet noktanın seçilip bir spline oluşturmasıyla olur. Tüm bu yapıların hacimsel çözüm ağına geçmeden önce manuel olarak iş istasyonunda tanıtımı yapılmıştır. Ayrılan bu bölgelere göre ön-işlem adımında farklı metotlar ile hacimsel çözüm ağı oluşturulacaktır. Ayrıca bu aşamada içten yanmalı motor parametrelerinin bir kısmının belirlenmesi gerekmektedir. Özellikle hareketli geometride hacimsel ağ üretimi gerçekleştirileceğinden ayrı dosyalar halinde valf hareketlerini, açılma miktarlarını

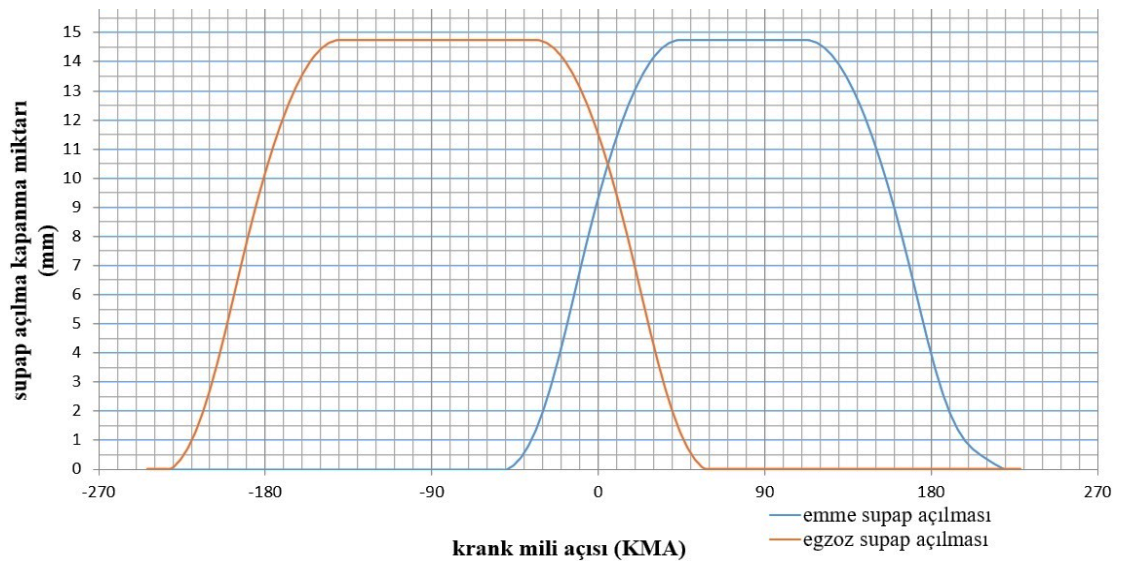
krank açısına bağlı olarak yazılıma okutulması gerekmektedir. Yaptığımız bu çalışmada literatürdeki bilgilerden yola çıkılarak valf hareket dosyaları tasarlanmış ve yazılıma tanıtılmıştır. Şekil 4.4'te supaplar üzerindeki kritik bölgeler gösterilmiştir.



Şekil 4.4 : HAD bölgelerinin supaplar üzerinde belirlenmesi.

#### 4.1.2.2 Supap hareketlerinin tanımlanması

Supapların açılma ve kapanma zamanlamaları ve açığa göre açılma kurslarının oluşturulabilmesi için ilgili teknik resimler kullanılarak kam profili elde edilmiştir. Daha sonra bu profil külbütörün oranları ve külbütör-supap aralarındaki boşluklar da hesaba katılarak gerçek supap kurs değerleri elde edilmiştir. Emme ve egzoz supapları için kurs değerleri Şekil 4.5'te verilmiştir. Kırmızı eğri egzoz, mavi eğri emme supap kursunu vermektedir.



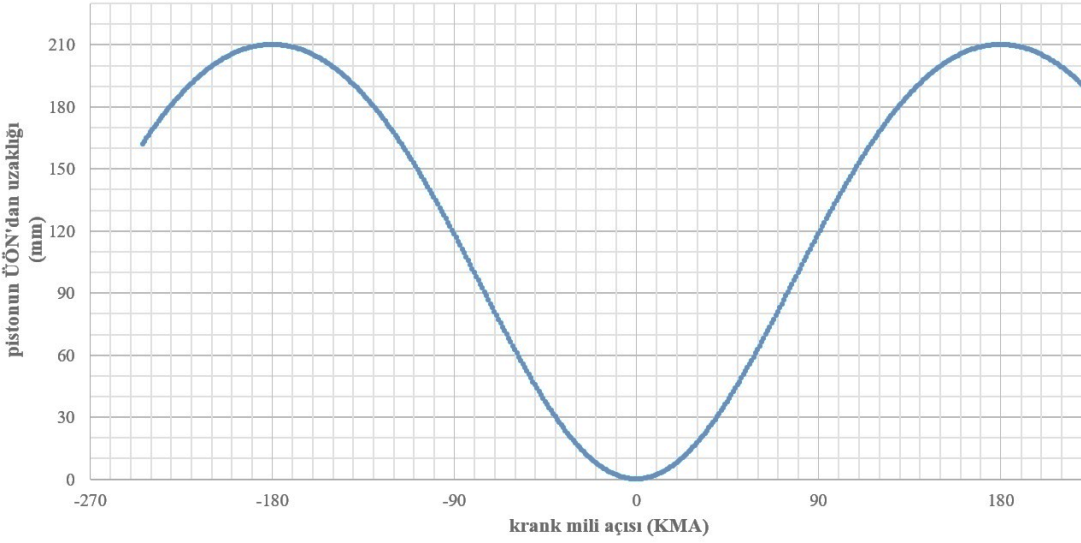
Şekil 4.5 : Emme ve egzoz supaplarının KMA'na göre açılma miktarları.

#### 4.1.2.3 Piston hareketlerinin tanımlanması

Pistonun pozisyonu krank mili açısına göre belirlenir. Piston sinüsoidal eğri üzerinde denklem 4.1'deki gibi hareket etmektedir.

$$x = r \left( 1 - \cos\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin^2\alpha \right) \quad (4.1)$$

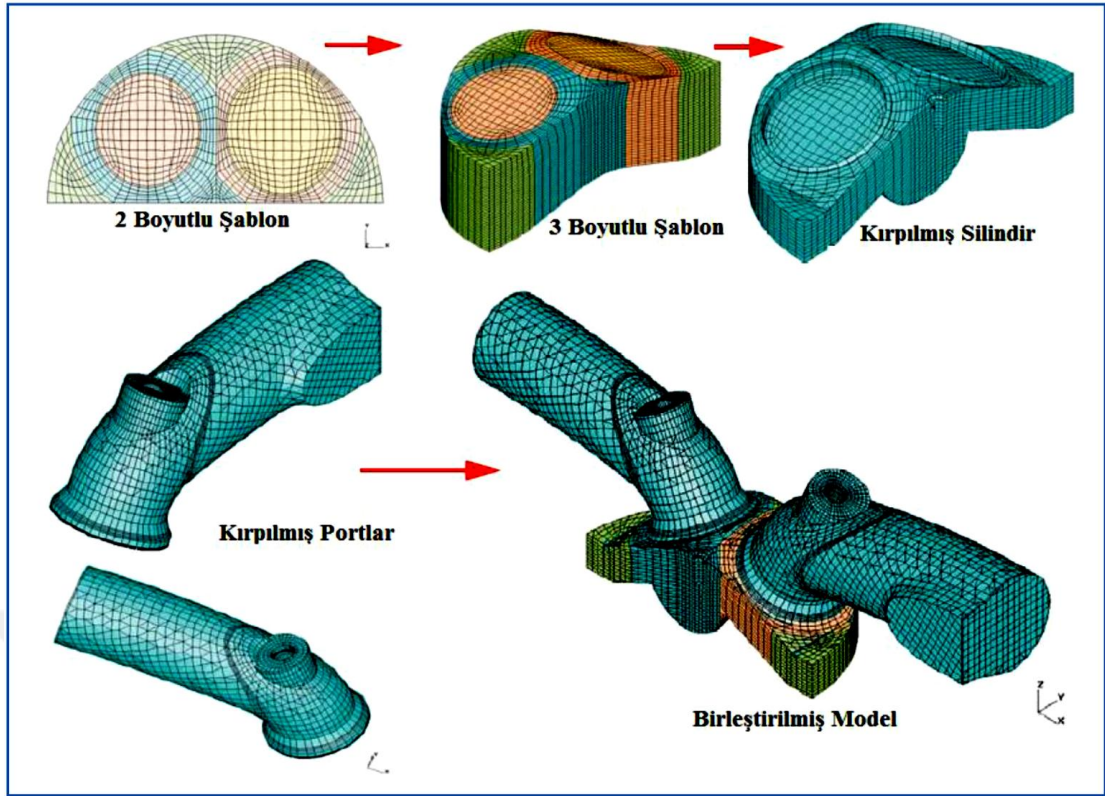
$r/l = \lambda$ (biyel oranı)'dır.  $r$  krank mili eksantrikliği,  $l$  ise biyel kolu uzunluğudur.  $\alpha$  ise krank mili açısıdır.  $x$  pistonun ÜÖN'dan uzaklığını ifade eder [27]. Şekil 4.6'da pistonun krank mili açısına göre ÜÖN'dan olan mesafesi verilmiştir.



Şekil 4.6 : Piston pozisyonu KMA arasındaki ilişki.

#### 4.1.2.4 Hacim ağ yapısının üretilmesi

Hacimsel ağ yapısı üretimi sürecinde öncelikle bir şablon oluşturulmuştur. İlk olarak es-ICE kütüphanesinde bulunan şablonlardan uygun olanı belirlenir ve valf çaplarına uygun bir şekilde  $z=0$  düzleminde 2 boyutlu bir şablon yaratılır. Bu şablon üzerinde, valf çapı üzerinde ve çevresinde ne kadar katmanlı bir sayısal ağ oluşturulacağı belirtilir. Gerekli hassasiyet ve eş dağılımın elde edilmesi için belirtilen seçim noktalarından katman artırma, sıklaştırma, şablonu çekiştirme işlemleri manuel olarak yapılır. Daha sonra bu yapı baz alınarak hexahedral hücre yapılarına sahip hacimsel çözüm ağı kesme (trimming) yöntemi ile tamamlanmıştır. Burada gerekli görüldüğü takdirde kritik bölgelere ekstra yüzey atılabilmektedir. Şekil 4.7'de 2 boyutlu şablon ve kesme (trimming) işlemi işlem sırası örnek görsel ile verilmiştir.

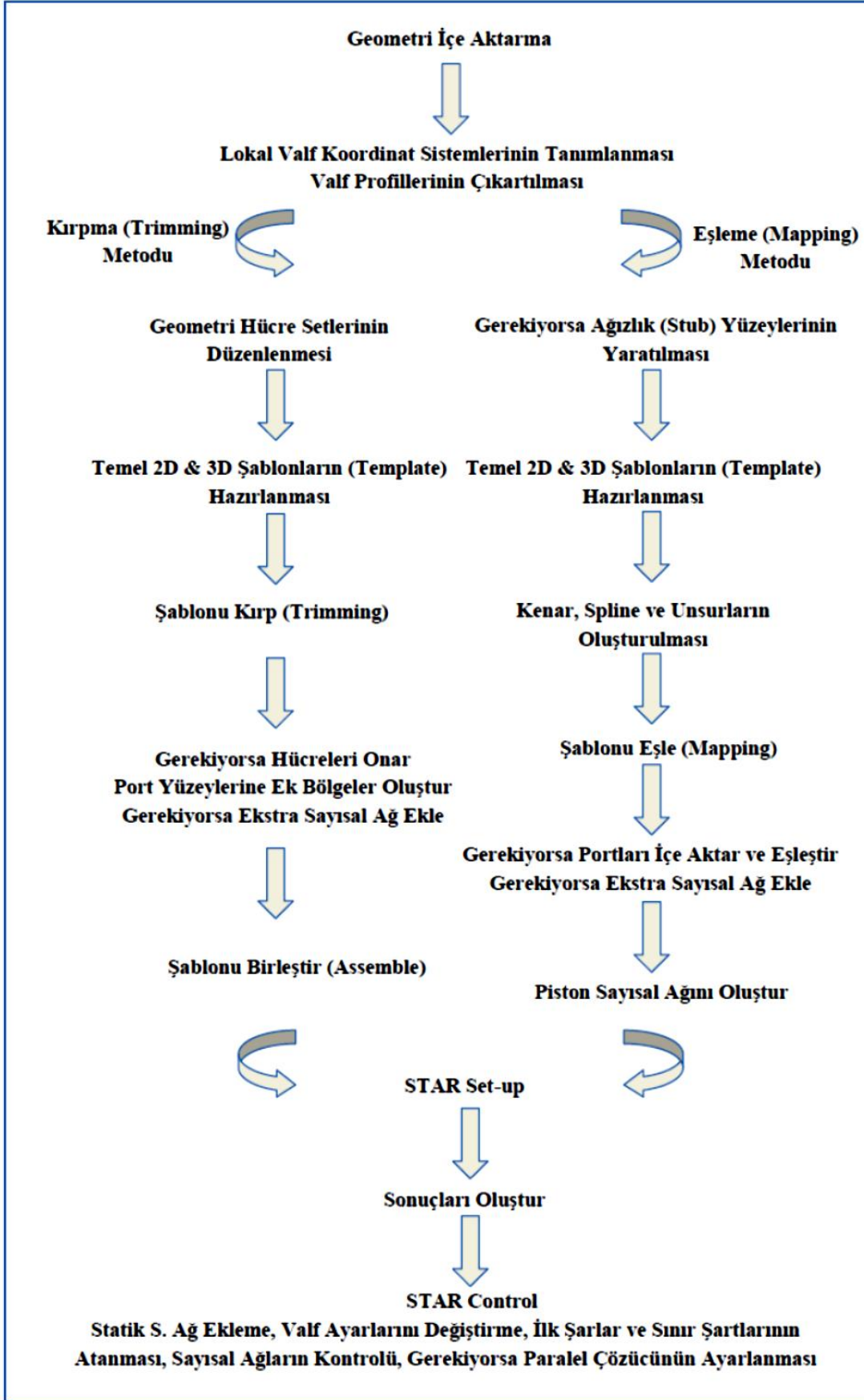


**Şekil 4.7 :** 2 boyutlu şablon ve kesme metodu örnek gösterimi [28].

Bu çalışmada model çözüm ağı oluşturulurken altı yüzlü (hexahedral) elemanlar kullanılmıştır. Daha önceki tecrübeler ve literatürdeki çalışmalara bakıldığında altı yüzlü elemanlar dört yüzlü elemanlarla karşılaştırıldığında altı yüzlü elemanlar daha kısa hesaplama süresinde daha kararlı ve doğru sonuçlar vermektedir. Bu çalışmada emme ve egzoz kanalları, supapları, silindir kafası ve piston kâsesini kapsamaktadır. Oluşturulan hücre sayısı, üst ölü noktada çözüm ağı için 1250.000, alt ölü noktada çözüm ağı için 1750.000 civarındadır. Bu kadar yüksek ağ örgüsü kullanılmasındaki sebep çözüm esnasında stabilite bakımından sorunu yaşamamaktır. Çalışmada motor kafası, egzoz kanalları ve piston kâsesinde çözüm ağı oluşturulurken hücre kalitesi ve makul hesaplama zamanı dikkate alınmıştır.

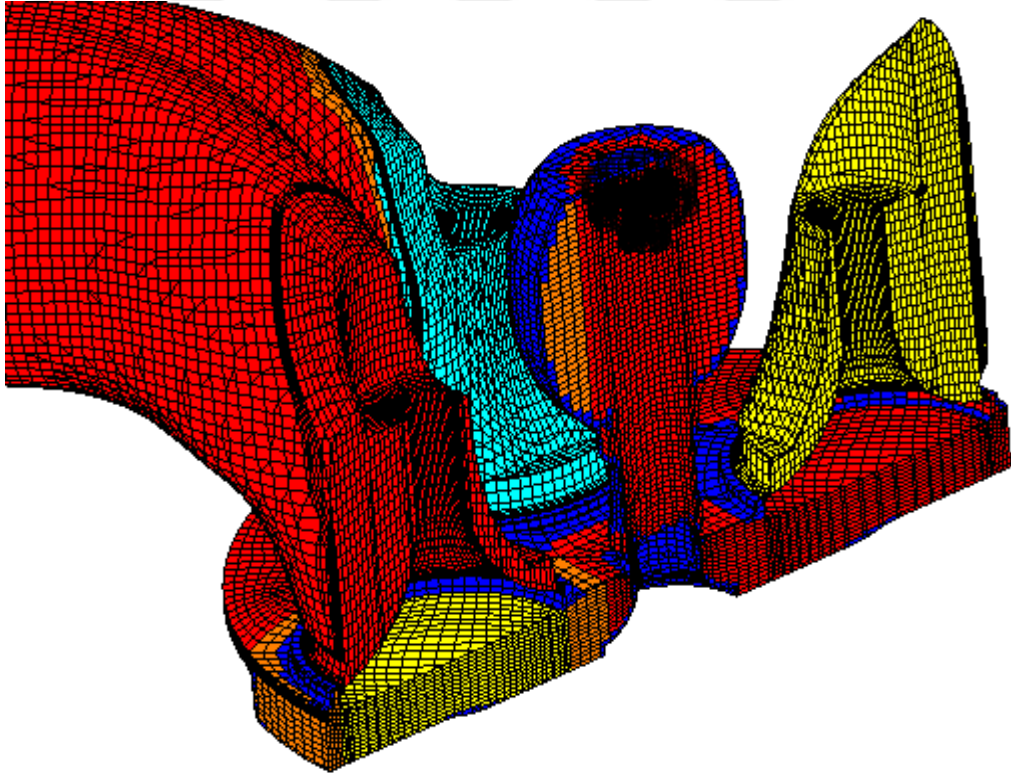
Çözüm modelinin karmaşık yapısı nedeniyle çözüm ağı farklı topolijilerde 3 ana bölgeye ayrılmış ve her bir bölgede ayrı bağımsız çözüm ağları türetilmiştir. Bu HAD çözücünün çözüm modeli içerisindeki hız faktörü ile kalitenin artırılmasına yönelik algoritmik bir uygulamadır. Bu farklı bölgeler oluşturulan ara yüzlerle birbiri ile etkileşim halindedirler.

Şekil 4.8’de STAR-CD ve es-ICE yazılımının temel iş akışı görülmektedir.



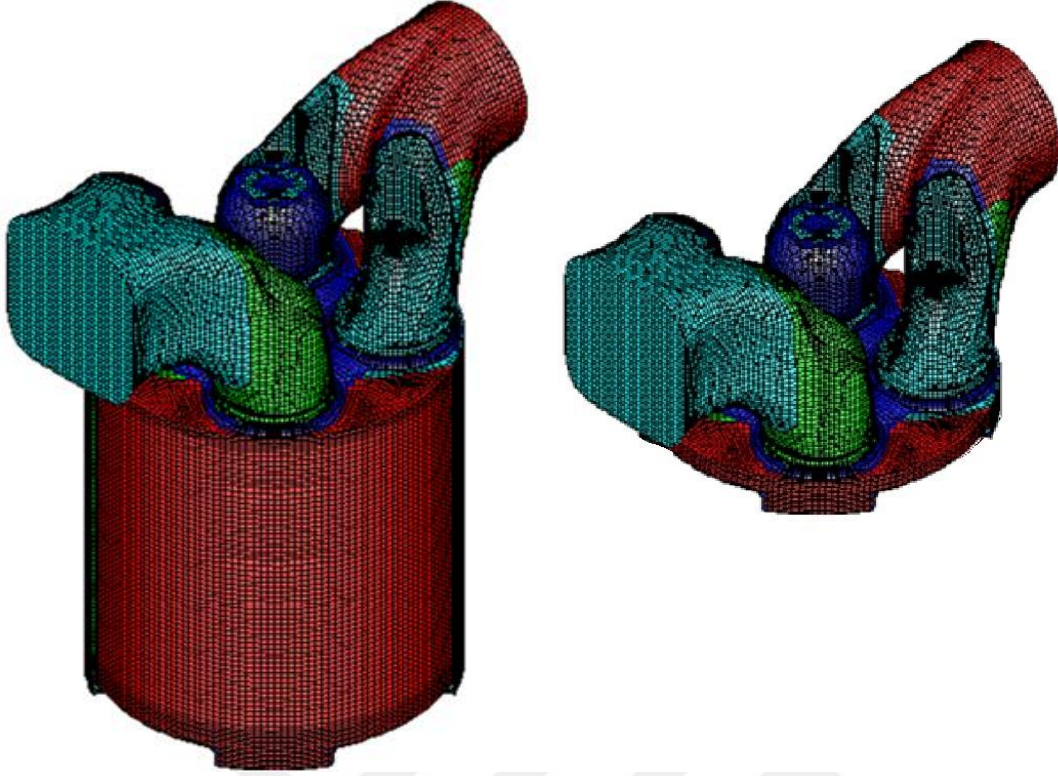
Şekil 4.8 : STAR-CD ve es-ICE yazılımının temel iş akışı [28].

Çözüm ağı geometri yapısındaki farklı renkler ile gösterilmesinin sebebi farklı bölgelere ayrılmasıdır. Şekil 4.9’da silindir ekseninden çapraz kesildiğinde ayrıklaştırılmış bölgeler görülmektedir. Silindir yapısındaki çözüm ağı hexahedral yapılu hücrelerin aşağı doğru üretilmesiyle oluşturulmuştur. Bu sayede farklı renkteki bölgelerde hesaplamalar birbirinden bağımsız şekilde ilerlemektedir. Hareketli çözüm ağı probleminde hesaplama hareket doğrultusu boyunca hücrelerin aktif ve pasif hale getirilmesiyle ilerler. Bu tür problemlerde başlangıç ve sınır koşullarından elde edilen basınç, sıcaklık, kütle, momentum, entalpi, vb. değerlerin komşu elemanlara aktarılmasını içerir. İş istasyonunda gerçekleştirilen hesaplama düzlemindeki eleman sayısı 1.000.000 üzerinde olduğunda, emme ve sıkıştırma hareketlerinin analizinde (sadece soğuk akış), 20 işlemcili, 128 GB RAM hafızasına sahip HP Z640iş istasyonunda toplam işlem zamanı yaklaşık 50 saat olmaktadır.



**Şekil 4.9 :** 340 KMA emme zamanında silindir ekseninden alınan çözüm ağı kesit.

Daimi olmayan çözümlerde hareketli geometrilerde her zaman adımında hacim yeniden oluşturulmaktadır. Bu çalışmada yapıldığı gibi modelin üst ölü noktadaki ve alt ölü noktadaki durumları çözücüye tanıtılması gerekmektedir. Tam geometrinin hexahedral hacimsel ağ yapısı Şekil 4.10’da görülmektedir. AÖN’da 1750000 civarında, ÜÖN’da ise 1250000 civarında eleman bulunmaktadır.



**Şekil 4.10 :** Tam geometrinin AÖN ve ÜÖN'daki hexahedral hacimsel ağ yapısı.

#### 4.1.2.5 Başlangıç ve sınır koşulları

Silindir duvarlarında öteleme ve dönme hareketi olmadığından burada hareketli sınır koşullar kullanılmamış, durağan duvar olarak kabul edilmiştir.

Emme kanalının her ikisinde de başlangıç değerler sabit basınç ve sıcaklık değerleri kullanılmıştır, emme kanalındaki dinamik etki ihmal edilmiştir. Ölçülebilen değerler TÜLOMSAŞ Motor Test Hücresi'nden alınmış diğer değerler ise (silindir duvarı, silindir başlığı, piston üst yüzeyi sıcaklıkları) Torregrosa ve arkadaşlarının [29] çalışmalarından alınmıştır. Bu sıcaklık değerleri zamanla değişmeyen, sabit kabul edilmiştir. Emme-egzoz duvarları, silindir başlığı duvarları, piston üst yüzeyi, silindir yan yüzeyleri başlangıç çalışmalarında adyabatik duvar sınır koşulu seçilmiştir. Başlangıç ve sınır koşulları Çizelge 4.2 ve 4.3'deki gibidir.

**Çizelge 4.2 :** Analizlerde kullanılan yanma odası başlangıç şartları.

Başlangıç koşulları		
Konum	Sıcaklık	Basınç
Emme kanalı (100%)	40 °C	2,5bar (mutlak)
Emme kanalı (boşta çevirme)	20 °C	0,9bar (mutlak)

**Çizelge 4.3 :** Analizlerde kullanılan yanma odası sınır şartları.

Sınır koşulları	
Konum	Sıcaklık (Sabit)
Silindir duvarı	150°C
Silindir başlığı	150°C
Piston üst yüzeyi	200°C

## 4.2. Soğuk Akış Analizi

Temel denklemlerinin çözümünde MARS yöntemi (Monoton Adveksiyon ve Yeniden Yapılanma Şeması – Monotone Advection and Reconstruction Scheme) kullanılmıştır.

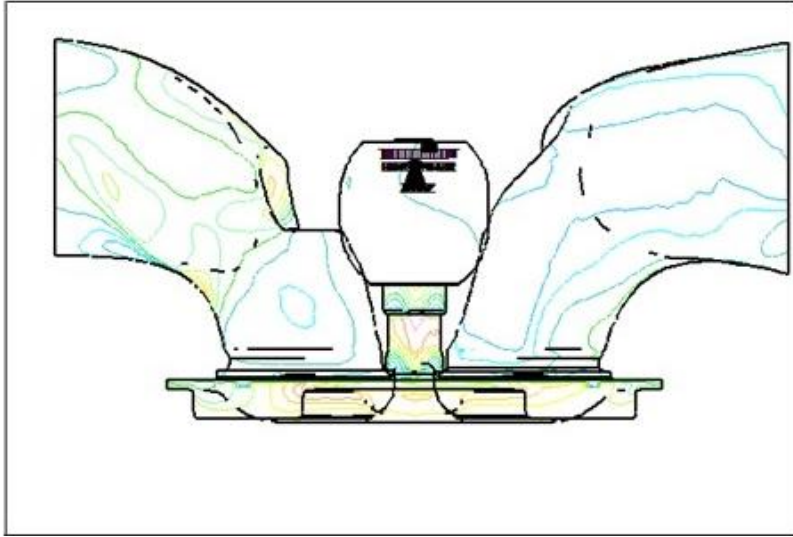
Çözülen temel denklemlerde ve algoritma olarak ise PISO kullanılmıştır [30]. Zaman adımı olarak fizik duruma göre 0.1 KMA seçilmiştir. Fakat analizin stabilitesi için, supap açılma ve kapanmalarında 0.05 KMA seçilmiştir.

Soğuk akış analizinde yanma işlemi incelenmediğinden -26 KMA'na kadar inceleme yapılmıştır.

### 4.2.1. Emme zamanı

İçten yanmalı motor analizinde motor içinde akış özelliklerini görebilmek için dik ekseninde, farklı krank açılarında kesitler alınarak vektör alanları görüntülenmiştir. Emme kanalı tarafında emme işlemi sırasında, silindir içindeki vorteksin büyüklüğü emme manifoldunun şeklinden dolayı artmaktadır ve her iki valf kapanırken jet akışının ortadan kaybolduğu görülmektedir. Şekil 4.11'de x-y ekseninde silindir ekseninden geçen düzlemde hız kontürleri m/s cinsinden verilmiştir.

Şekil 4.11(a)'da 360° krank açısı üst ölü noktada (ÜÖN) silindir içi akış alanında girdap yapıları görülmektedir. Üst ölü noktaya doğru ilerlendiğinde girdap yapıları daha büyük hal almaktadır. Bu durum özellikle ön yanma odası ile ana yanma odası arasındaki geçiş bölgesinde daha fazla olduğu görülmektedir. Bu durum istenen bir durumdur çünkü bu sayede enjektörden püskürtülen yakıt uç kısmı girdapların en yüksek olduğu yere denk gelmektedir bu da yakıt hava karışımının başarılı olması için istenen bir durumdur. Emme zamanında daha küçük girdap yapıları tespit edilirken silindir kafasına doğru bu yapıların kaybolduğu söylenebilir.

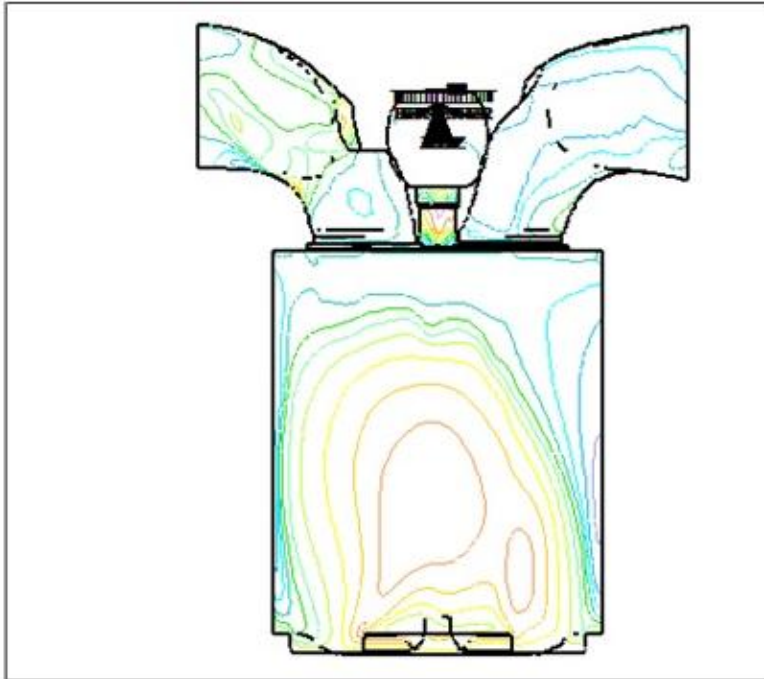


Velocity Magnitude  
m/s  
DEGCA = 360.00  
TIME = 0.241667E-01  
LOCAL MX= 73.47  
LOCAL MN= 0.3695E-01

73.47  
67.08  
60.70  
54.31  
47.93  
41.54  
35.16  
28.77  
22.39  
16.00  
9.615  
3.230

Z  
X Y

(a) 360 KMA, ÜÖN



Velocity Magnitude  
m/s  
DEGCA = 540.00  
TIME = 0.258333E-01  
LOCAL MX= 47.48  
LOCAL MN= 0.6917E-01

47.48  
40.19  
32.89  
25.60  
18.30  
11.01  
3.716  
2.075  
1.249  
0.1046

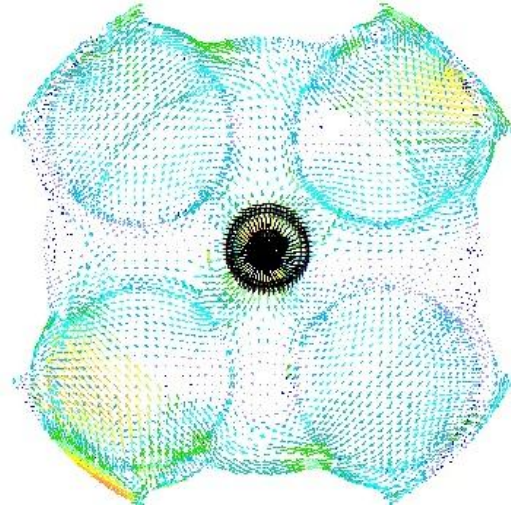
Z  
X Y

(b) 540 KMA, AÖN

**Şekil 4.11** : Farklı krank açılarındaki silindir içi x-y düzleminde hız kontürleri.

Emme hareketinin etkisiyle piston alt ölü noktaya ilerlerken (Şekil 4.11 (b)) silindir içi akış hareketlerinin girdap yapılarını silindir merkezine göre alt tarafa yönelmeye zorladığı görülmektedir.

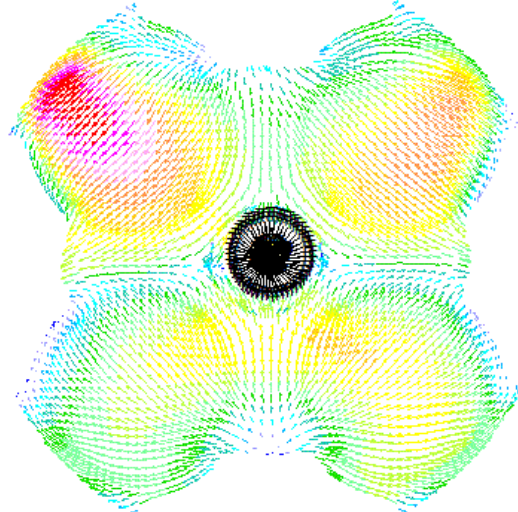
Hız vektörleri incelenecek olursa, Şekil 4.12’de görüldüğü gibi akış yapılarının ve hızlarının AÖN’a doğru azaldığı görülmektedir. Yine vektörel büyüklüklerden silindir duvarına yakın bölgelerde hız büyüklüklerinin daha fazla olduğu tespit edilmiştir.



VEL. COMP U V  
M/S  
DEGCA = 360.00  
TIME = 0.323333E-01  
LOCAL MX = 14.67  
LOCAL MN = 0.2059E-01

14.67
13.63
12.58
11.53
10.49
9.44
8.39
7.34
6.30
5.25
4.20
3.16
2.11
1.07
0.2059E-01

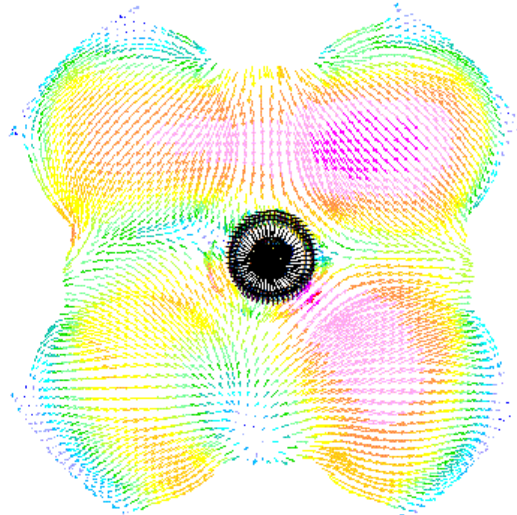
(a) 360 KMA, ÜÖN



VEL. COMP U V  
M/S  
DEGCA = 500.00  
TIME = 0.140000E-01  
LOCAL MX = 76.15  
LOCAL MN = 0.9968

76.15
70.78
65.42
60.06
54.68
49.31
43.94
38.57
33.21
27.84
22.47
17.10
11.73
6.36
0.9968

(b) 500 KMA (140ÜÖN'dan sonra)



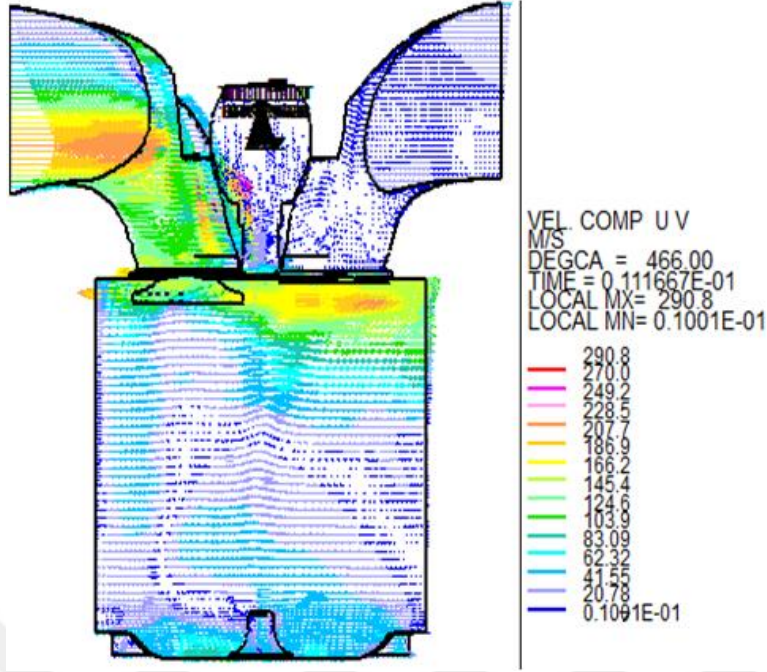
VEL. COMP U V  
M/S  
DEGCA = 540.00  
TIME = 0.173333E-01  
LOCAL MX = 37.31  
LOCAL MN = 0.1046

37.31
34.66
32.00
29.34
26.68
24.03
21.37
18.71
16.05
13.39
10.74
8.07
5.42
2.76
0.1046

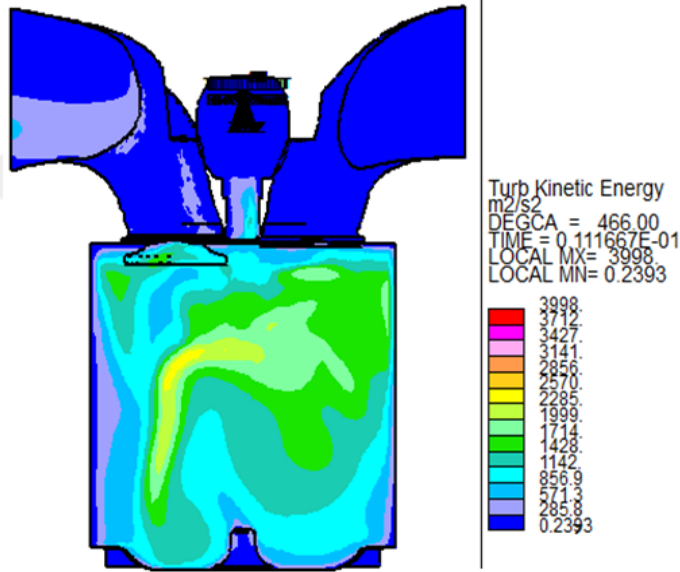
(c) 540 KMA AÖN

Şekil 4.12 : Emme zamanı farklı zamanlarda m/s cinsinden hız vektörleri.

Şekil 4.13'te 466KMA hız vektörü ve Şekil 4.14'te TKE alanları verilmiştir.



Şekil 4.13 : 466KMA’da hız vektörü.

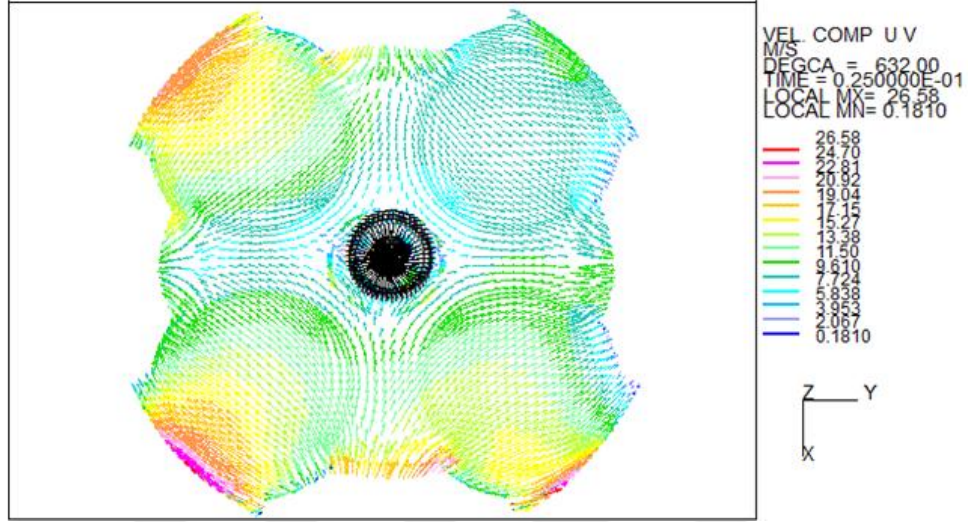


Şekil 4.14 :  $m^2/s^2$  cinsinden TKE alanları.

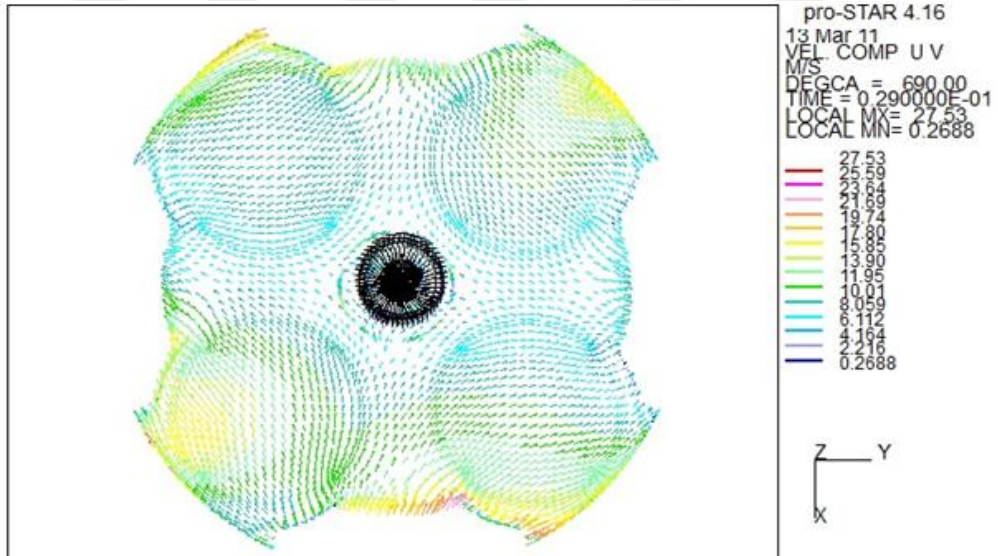
#### 4.2.2. Sıkıştırma zamanı

Sıkıştırma zamanı incelendiğinde emme zamanına göre akış yapıları birbirine daha yakın hal almaktadır. Şekil 4.15’te farklı bölgelerde swirl yapıları tespit edilse de geometrik yapı kaynaklı istenilen düzeyde büyüklükler elde edilememiştir. Sıkıştırma işlemi sırasında döngüsel yapıların azaldığı ve ÜÖN yakınlarında en az değerlere sahip olduğu görülmektedir. Sıkıştırma zamanında akış hızları diğer zamanlara göre en düşük değerlere sahiptir. Bu duruma sürtünme, sıcaklığın ve

karişim basıncının artması nedeni ile viskozite etkisiyle ortaya çıkmaktadır. Ayrıca sıkıştırma zamanı sonuna yaklaşırken hava yakıt karişımının istenilen mertebelerde elde edilebilmesi için yüksek türbülans kinetik enerjisi değerleri yakalanmalıdır. Bununla beraber yanma odası ile n yanma odası arasındaki bağlantı civarında çok daha yüksek mertebede hız büyüklüklerine ulaşılmıştır.



(a) 632 KMA

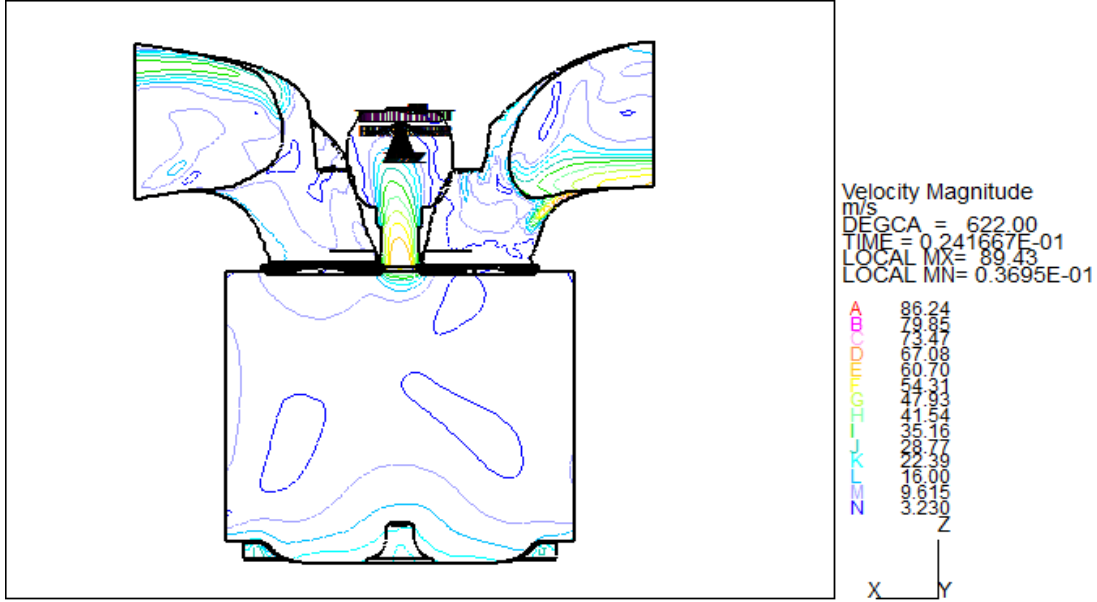


(b) 690 KMA

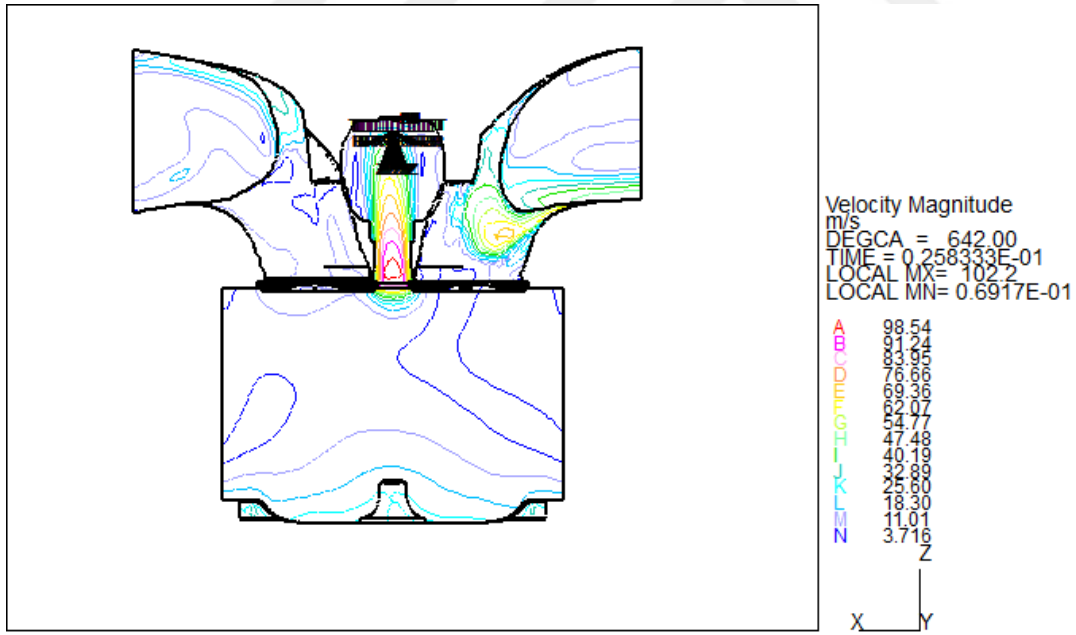
**şekil 4.15** : Sıkıştırma zamanı hız vektör alanları.

şekil 4.16'da dik ekseninde elde edilen hız haritaları gösterilmiştir. AN'dan sonraki adımların bir kısmında halen emme zamanının etkisi devam etmektedir. Bu adımlardan sonra genel itibarıyla akış piston hareketi ile yapılanmaktadır. N'ya kadar olan süreçte sıkıştırmanın etkisi ile hız değerleri artmaktadır.

Sıkıştırma zamanı sonuçları incelenirken yakıt hava karışımı olayı gerçekleştiğinden bazı hususların dikkate alınması gerekir. Bu noktada hız vektörlerini incelerken oluşan türbülans kinetik enerjisinin doğru yorumlanması gerekir.



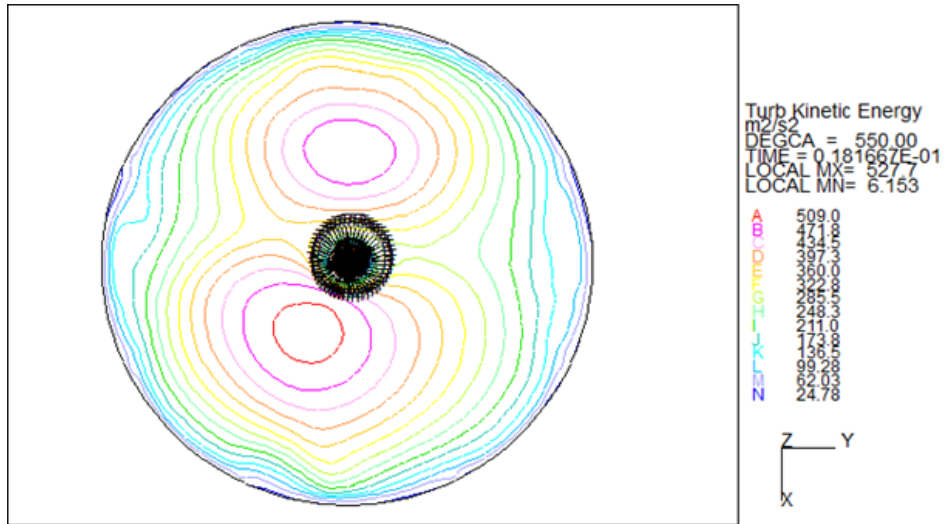
(a) 622 KMA



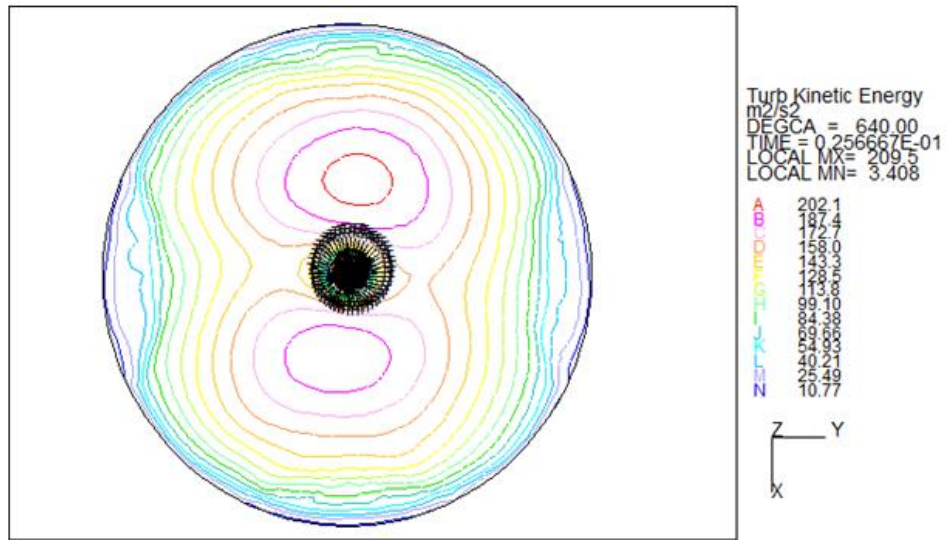
(b) 642 KMA

Şekil 4.16 : 622 ve 642 KMA için hız kontürleri.

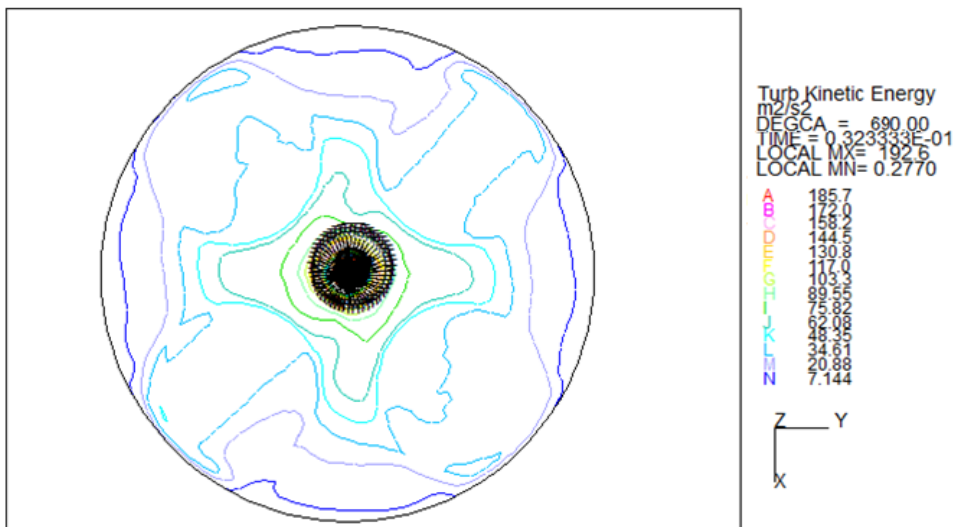
Şekil 4.17'de görülüyor ki artan krank açısı değerlerinde hız değerleri artmasına rağmen türbülans kinetik enerjisi (TKE) değerleri azalmaktadır. Bu durum yakıt hava karışımının istenen başarımda olamayacağını göstermektedir.



a) 550 KMA



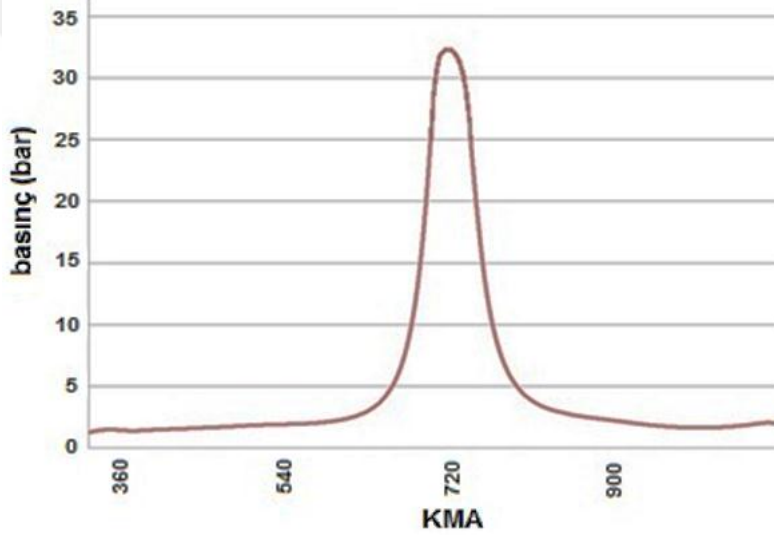
b) 640 KMA



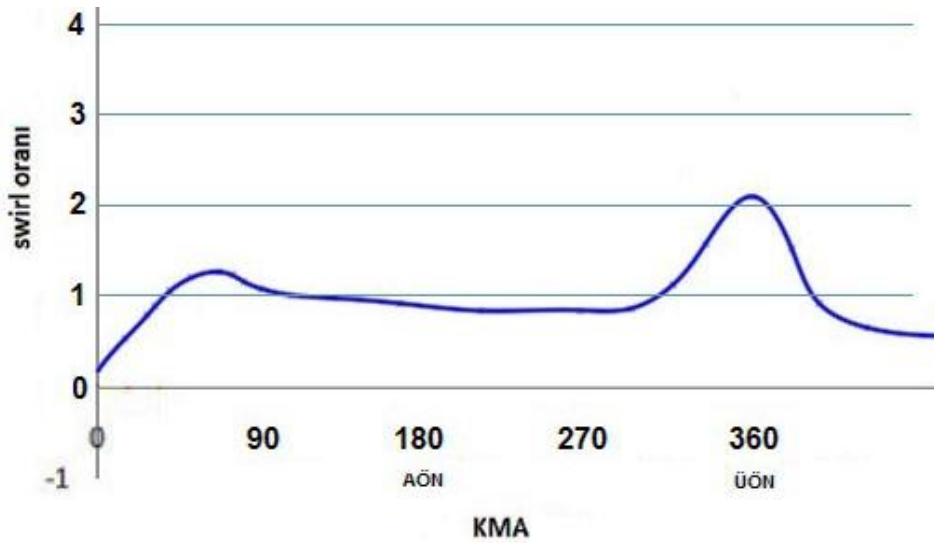
(c) 690 KMA

Şekil 4.17 : Sıkıştırma zamanında farklı KMA'nda m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup> cinsinden TKE değerleri.

Şekil 4.18 ve 4.19’de sırasıyla silindir içerisinde oluşan basıncın ve swirl (döngü) oranının krank mili açısına bağlı olarak değişimi verilmiştir. Bu çalışmada sprej ve yanma modellemesi yapılmayıp sadece motorun boşta çevirme şartlarındaki durumu incelendiğinden silindir içi maksimum basınç değeri 32,8 bar görülmüştür. Daha sonra bu durum TULOMSAŞ motor test ünitesinde basınç transdücerleri ile motor yanma odası üzerinden ölçülen değerler ile karşılaştırılacaktır. Şekil 4.19’deki grafik incelendiğinde havanın silindir içerisine ilk kabulünde emme supapları etrafında oluşan kısıntılı akış sayesinde swirl değeri 70 KMA’na kadar artmaktayken daha sonra akışın çalkantısı ve silindir duvarlarına olan sürtmesi sonucu swirl değeri azalmaya başlamış, sıkıştırma işlemine başlamasıyla beraber swirl değerinin 2 civarlarına kadar yükseldiği görülmektedir.



Şekil 4.18 : Silindir içerisindeki basınç –KMA ilişkisi.



Şekil 4.18 : Swirl oranı (SR) – KMA ilişkisi.

## 5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada TÜLOMSAŞ tarafından üretilmekte olan, özellikle TCDD DE24000 serisi lokomotiflerde kullanılmakta olan ağır iş tipi dizel motorun emme ve sıkıştırma işlemlerinde yanma odası içerisinde oluşan hava hareketleri incelenmiştir.

Emme işleminde piston AÖN'ya ilerlerken silindir içi akış hareketlerinin girdap yapılarının silindir merkezinden aşağıya doğru toplandığı görülmüştür. Bununla beraber emme işleminde bile ön yanma ile ana yanma odası arasındaki geçiş bölgesinde yanma odasının diğer bölgelerine göre daha yüksek hız büyüklükleri ile karşılaşmıştır. Ayrıca duvar kısımlarına doğru hız büyüklüklerinin daha fazla olduğu görülmüştür. Bu durum silindir içerisindeki kinetik enerjinin azalmasına sebep olacağından istenmeyen bir durumdur. Şekil'4.12 ye bakıldığında bu hız değerlerinin arttığı bölgenin piston üzerinde supap oyuntularına denk geldiği görülmektedir.

Sıkıştırma işleminde sıkıştırma sonuna doğru hava yakıt karışımının başarılı olabilmesi için türbülans kinetik enerjisinin (TKE) veya swirl (döngü) oranının yüksek olması gerekmesine rağmen sıkıştırma sonuna doğru ana yanma odasında yakıt püskürtülmeden önce (TKE) zayıfladığı görülmüştür. Emme işleminde de görüldüğü gibi piston üstünden bakıldığında hız değerlerinin arttığı bölgenin supap oyuntularına denk geldiği görülmektedir. Bu da sıkıştırma işlemi esnasında TKE 'nin zayıflamasını açıklar niteliktedir. Ayrıca motor tasarımında pistonlarda 5 adet gibi fazla miktarda segmanın kullanılmasının da bu durum olduğu düşünülmektedir.

Swirl (döngü) oranı (SR) değerlerine bakıldığında özellikle sıkıştırma işlemi sonunda swirl (döngü) oranının yeterince artmadığı görülmüştür. Öte yandan sıkıştırma sonunda ön yanma odası içerisinde ana yanma odasına göre çok daha yüksek hız büyüklüklerine ulaşılmıştır. Fakat bu hız büyüklükleri, TLM 16V185 motorunda kullanılan enjeksiyon sisteminin "pintle" tipte olduğu ve de 250 bar gibi düşük bir basınçta yakıtı püskürttüğü düşünülürse yakıt püskürtmenin son anlarında yakıtın bozunmaya uğramasını engelleyemeyecektir. Bu da TÜLOMSAŞ'dan alınan

emisyön ölçümlerinde NO<sub>x</sub> bakımından iyi değerler alınmasına rağmen HC, CO ve is emisyönlerinin yüksekliğini açıklar niteliktedir.

TÜLOMSAŞ'dan alınan katalog değerlerine göre TLM16V185 motorunda elde edilen emisyön değerlerine göre motorun emisyön sınıfı Tier 1'dir. Eğer silindir içerisinde swirl değeri arttırılabilecek düzenlemeler yapılırsa (emme kanalının yerleşimini silindir kafasında eğimli hale getirmek, teğetsel ve helisel tip emme kanalı tiplerini denemek) HC, CO ve is emisyönlerinin düşürölmesi sağlanabilir. Fakat swirl değerinin çok yükseltilmesi durumunda NO<sub>x</sub> değerinde de kötölüşme görölüleceği için bu konuda farklı swirl değerine sahip yanma odası tiplerinin denenmesi gerekmektedir.

Ön yanma odalı tip motorlarda silindir içerisinde kurum oluşumunu önlemek için supap bindirme süresi uzun tutulmakta bu da motorun hava tüketim değerinin benzer güçteki bir direkt yanma odalı bir motora göre daha yüksek olmasına sebep olmaktadır. Yukarıdaki değişiklikler ile emisyön değerlerinde başarıım sağlanması durumunda yanma odası içerisindeki yanma sonucu oluşan gazları tahliye için gerekli olan supap bindirme süresi azaltılabilir, böylece piston üzerinde supaplardan kaynaklanan oyuntu derinliği de azaltılabilir, bu da türbölans kinetik enerjisi (TKE) arttırımını sağlayarak hava yakıt karışımının başarıımı daha da arttırılabilir.

Bundan sonraki aşamada elde edilen sayısal çözümlerdeki silindir içi basınç ve debi değerleri TÜLOMSAŞ motor test ünitesinde yapılacak testlerdeki değerler ile karşılaştırılacaktır.

## KAYNAKLAR

- [1] **Url-1** <<https://www.dieselnet.com/standards/tr/nonroad.php>>, erişim tarihi 03.05.2017.
- [2] **Heywood, J. B.** (1988). Internal Combustion Engine Fundamentals.
- [3] **Basha, S.A. & Gopal, K.R.** (2008). In-cylinder fluid flow, turbulence and spray models-A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13, 1620–1627.
- [4] **Prasad, B.V.V.S.U., Sharma, C.S., Anand, T.N.C., Ravikrishna, R.V.** (2011). High swirl-inducing piston bowls in small diesel engines for emission reduction , *Elsevier*, 2355-2367.
- [5] **Wei, S., Wang, F., Leng, X., Liu, X. & Ji, K.** (2013). Numerical analysis on the effect of swirl ratios on swirl chamber combustion system of DI diesel engines, *Elsevier*, 184-190.
- [6] **Raj, A.R.G.S., Mallikarjuna, J.M. & Ganesan, V.** (2012). Energy efficient piston configuration for effective air motion – A CFD study, *Elsevier*, 347-354.
- [7] **Krishna, M.B. & Mallikarjuna, J.M.** (2015). Experimental investigations of in-cylinder flows of Engine with Intake Shrouded Valve, *International Journal of Engineering Technology, Management and Applied Sciences*, 2349-4476.
- [8] **Pelloni, P., Bianchi, G.M., Corcione, F.E., Mattarelli, E. & Bertoni F.L.** (2000). Numerical Study of the Combustion Chamber Shape for Common Rail H.S.D.I. Diesel Engines, *SAE Paper*, 2000-01-1179.
- [9] **Payri, F., Benajes, J., Margot, X. & Gil, A.** (2004). CFD modeling of the in-cylinder flow in direct-injection Diesel engines, *Computers & Fluids*, 995-1021.
- [10] **Zhu, Y., Zhao, H. & Ladommatos, N.** (2005). Computational fluid dynamics study of the effects of the re-entrant lip shape and toroidal radii of piston bowl on a high-speed direct-injection diesel engine's performance and emissions, *J. Automobile Engineering*, Vol. 219 Part D.
- [11] **Li, X., Zhou, H., Su, L., Chen, Y., Qiao, Z. & Liu, F.** (2016). Combustion and emission characteristics of a lateral swirl combustion system for DI diesel engines under low excess air ratio conditions, *Elsevier*, 672-680.
- [12] **Türkcan, A.** (2013). *Direkt püskürtmeli HCCI bir motorda püskürtme parametrelerinin yanma ve emisyon karakteristiklerine etkisinin incelenmesi.* (Doktora tezi). Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli.

- [13] **Stanglmaier, R. & Roberts, C.** (1999). Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI): Benefits, Compromises, and Future Engine Applications, *SAE Technical Paper*, 1999-01-3682.
- [14] **Sun, Y.** (2007). *Diesel combustion optimization and emissions reduction using adaptive injection strategies (AIS) with improved numerical models.* (Doctoral dissertation). University of Wisconsin, Madison.
- [15] **Han, Z. & Reitz, R.D.** (1995). Turbulence Modeling of Internal Combustion Engines Using RNG k- $\epsilon$  Models, *Combustion Science and Technology*, Vol.106, pp267-295.
- [16] **Belardini, P. & Bertolli, C.** (1999). Multi - Dimensional Modeling of Combustion and Pollutants Formation of New Technology Light Duty Diesel Engines, *Oil & Gas Science and Technology D Rev. IFP*, Vol. 54, No. 2, pp. 251-257.
- [17] **Patterson, M., Kong, S., Hampson, G., & Reitz, R.** (1994). Modeling the Effects of Fuel Injection Characteristics on Diesel Engine Soot and NO<sub>x</sub> Emissions, *SAE Technical Paper*, 940523.
- [18] **Dillies, B., Ducamin, A., Lebrere, L., & Neveu, F.** (1997). Direct Injection Diesel Engine Simulation: A Combined Numerical and Experimental Approach from Aerodynamics to Combustion, *SAE Technical Paper*, 970880
- [19] **Gül, M.Z.** (1994). *Prediction of In-Cylinder Flow By Use of a Multiple Time Scale Turbulence Models.* (Doctoral dissertation). University of Manchester, Dept. of Mechanical Engineering, Manchester.
- [20] **Köten, H.** (2009). *Comparison of various combustion models within a multidimensional framework applied to heavy duty CI engine.* (M.Sc thesis). Marmara University, İstanbul.
- [21] **Yakhot, V., Orszag, S.A., Thangam, S., Gatski, T.B. & Speziale, C.G.** (1992). Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique, *Phys.Fluids*, A4(7).pp.1510-1520.
- [22] **CD-adapco Inc.** (2006). *Star-CD Methodology Manual.*
- [23] **Url-2** <<http://www.car-engineer.com/introduction-to-engine-fuelling-systems/>>, erişim tarihi 03.05.2017.
- [24] **Somerville, B.** (1993). *A study of air motion and combustion in the IDI diesel engine.* (Doctoral dissertation). University of Bath.
- [25] **French, G. & Scott, W.** (1985). Giving the IDI Diesel a Fresh Start, *SAE Technical Paper*, 850452
- [26] **Rabault, J., Vernet, J.A., Lindgren, B. & Alfredsson, P.H.** (2016). A study using PIV of the intake flow in a diesel engine cylinder, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 1-12
- [27] **Url-3** <<http://www.yildiz.edu.tr/~odeniz/Ders%20Kitabi.pdf>>, erişim tarihi 03.05.2017.
- [28] **Hepkaya, E.** (2013). *Ricardo araştırma motorunda silindir içi akış ve yanmanın STAR-CD/es-ICE yazılımı ile sayısal simülasyonu.* (Yüksek lisans tezi) Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

- [29] **Torregrosa, A., Olmeda, P., Degraeuwe, B. & Reyes M.** (2006). A concise wall temperature model for DI Diesel engines, *Applied Thermal Engineering*, 1320-1327.
- [30] **Issa, R.I.** (1986). Solution of the implicitly discretised fluid flow equations by operator-splitting, *Journal of Computational Physics*, Vol.62, pp. 40–65.
- [31] **ANSYS Inc.** (2013). *ANSYS Fluent Theory Guide*.
- [32] **Url-4** <[https://www.thermalfluidscentral.org/encyclopedia/index.php/Time-averaged\\_governing\\_equations\\_for\\_turbulence](https://www.thermalfluidscentral.org/encyclopedia/index.php/Time-averaged_governing_equations_for_turbulence)>, erişim tarihi 04.05.2017.
- [33] **Koten, H., Yilmaz, M. & Gul, M.Z.** (2014). Compressed Biogas-Diesel Dual-Fuel Engine Optimization Study for Ultra Low Emission, *SAGE Publications*, 571063.
- [34] **Yilmaz, M., Köten, H. & Gul, M.Z.** (2012). Effects of the injection parameters and compression ratio on the emissions of a heavy-duty diesel engine, *International Journal of Vehicle Design*, 59 (2/3), 147-163.



## ÖZGEÇMİŞ

**Ad-Soyad** : Emrah AYZAZ  
**Doğum Tarihi ve Yeri** : 31.07.1986 / İSTANBUL  
**E-posta** : mrhayaz@hotmail.com

## ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2010, Yıldız Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü

## MESLEKİ DENEYİM

- 2014-2015 yılları arasında MKE Silah Fabrikası Arge Mühendisi olarak çalıştı.
- 2015'den beri TÜLOMSAŞ Dizel Motor Arge Mühendisi olarak çalışmaktadır.

