

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**İÇTEN YANMALI MOTOR EGZOZ MANİFOLDUNUN SAYISAL
MODELLENMESİ VE İNCELENMESİ**

DOKTORA TEZİ

Görkem BENEK

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Anabilim Dalı

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Programı

HAZİRAN 2021

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**İÇTEN YANMALI MOTOR EGZOZ MANİFOLDUNUN SAYISAL
MODELLENMESİ VE İNCELENMESİ**

DOKTORA TEZİ

**Görkem BENEK
(508132003)**

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Anabilim Dalı

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Osman Azmi ÖZSOYSAL

HAZİRAN 2021

İTÜ, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'nün 508132003 numaralı Yüksek Lisans / Doktora Öğrencisi Görkem BENEK, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “İÇTEN YANMALI MOTOR EGZOZ MANİFOLDUNUN SAYISAL MODELLENMESİ VE İNCELENMESİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Osman Azmi ÖZSOYSAL**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Oğuz Salim SÖĞÜT**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Nurten VARDAR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Cengiz DENİZ
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Yasin ÜST
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **07 Haziran 2021**
Savunma Tarihi : **28 Haziran 2021**





Ailem ve Arkadaşılarım,



ÖNSÖZ

Uzun ve zorlu doktora süreci insanın hayatında büyük yer tutmakta ve bu süreci yaşayan herkesi geliştirmekte ve değiştirmektedir. Doktora sürecinde karşılaştığım zorluklarda beni seven ve destek veren bir çok insanın olması bana güç verdi. Doktora süresince bana destek olan herkese – burada isimlerini anmayı unutmaya olasılığına karşı – şükranlarımı sunarım.

İTÜ’de yüksek lisans eğitimine başladığım andan itibaren bana güvenen, daima yanımda olan, bilgi ve birikimlerini içtenlikle benimle paylaşan, birlikte çalışmaktan onur duyduğum saygıdeğer hocam Prof. Dr. Osman Azmi ÖZSOYSAL’a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Üniversite hayatına başladığım ilk yıldan itibaren yükseköğrenim hayatımın her kademesinde vermiş olduğu fikirler ve yapmış olduğu yönlendirmelerle bana destek olan saygıdeğer hocam Prof. Dr. Nurten VARDAR’a teşekkürlerimi sunarım. Lisansüstü eğitimimde verdiği tavsiyeler ve yol göstericiliğiyle bana destek olan saygıdeğer hocam Prof. Dr. Oğuz Salim SÖĞÜT’e teşekkürlerimi sunarım.

Araştırma görevliliğim, yüksek lisans ve doktora tez süreçlerim boyunca verdiği tavsiyeler ve güler yüzüyle bana destek olan saygıdeğer hocam Dr. Reyhan Özsoysal’a teşekkürü bir borç bilirim.

Doktora sürecinde çalışmalarımnda laboratuvar imkanlarını kullanmam konusunda destek olan değerli hocam Prof. Dr. Ömer GÖREN’e teşekkür ederim.

Gece gündüz demeden sorularımı cevaplayan ve birlikte çalıştığımız Gürbüz BİLİCİ’ye sonsuz teşekkürler. Bu çalışma süresince büyük destek ve cesaret veren değerli arkadaşlarım Dr. Deniz BAYRAKTAR BURAL, Dr. Gökhan BUDAK, Cumhur İNCEKARA, Hayriye PEHLİVAN SOLAK, Nagihan TÜRKOĞLU ve Mert Yahya BEKTAŞ’a yanımda oldukları için teşekkür ederim.

Tüm hayatım boyunca yanımda olan, karşılaştığım tüm zorluklarda bana güç veren ve destek olan anneme, babama ve kardeşime sonsuz teşekkürler.

Haziran 2021

Görkem Benek
(Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Yük. Mühendisi)



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ	xv
ŞEKİL LİSTESİ	xvii
ÖZET	xix
SUMMARY	xxiii
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı ve Kapsamı	5
1.2 Özgün Değer ve Yaygın Etki	7
1.3 Literatür Araştırması	8
2. MANİFOLD İÇİNDEKİ EGZOZ AKIŞININ HAD İLE MODELLENMESİ	23
2.1 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD)	23
2.2 Sonlu Hacimler Yöntemi (SHY)	24
2.3 Sıkıştırılabilir Akışın Çözümünde Kullanılan Temel Denklemler	24
2.4 Türbülanslı Akışın Modellenmesinde Kullanılan Denklemler	25
2.4.1 SST (Shear Stress Transport) Modeli	26
3. EGZOZ MANİFOLDUNDAKİ AKIŞIN MODELLENMESİ	29
3.1 OpenFOAM (Open Field Operation and Manipulation)	29
3.1.1 Problemin Çözümünde Kullanılan Algoritma	30
3.2 Gemi Dizel Motoru Özellikleri	34
3.2.1 Egzoz manifoldunun geometrisi	35
3.2.2 Egzoz manifoldunun ağ örgüsünün oluşturulması	36
3.2.3 Sınır koşullarının belirlenmesi	38
4. GEMİ DİZEL MOTORU EGZOZ MANİFOLDUNDAKİ AKIŞIN İNCELENMESİ	41
4.1 Egzoz Manifoldunun Kör Ucuna Hacim Eklenmesi	41
5. SONUÇLAR	49
KAYNAKLAR	51
ÖZGEÇMİŞ	57



KISALTMALAR

1D	: One Dimensional (Bir Boyutlu)
3D	: Three Dimensional (Üç Boyutlu)
CFD	: Computational Fluid Dynamics
CFX	: Combined Field Exercises
DNS	: Doğrudan Nümerik Analiz
DPF	: Diesel Particulate Filter (Dizel Partikül Filtresi)
EGR	: Exhaust Gas Recirculation (Egzoz Gazı Sirkülasyonu)
FEA	: Finite Element Analysis (Sonlu Elemanlar Analizi)
GASDYN	: Gas Dynamic (Gas Dinamiği)
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
janaf	: Joint Army, Navy Air Force
k- ε	: k epsilon
LES	: Large Eddy Simulation (Büyük Girdap Simülasyonu)
NIST	: Uluslararası Standart ve Teknoloji Enstitüsü
OpenFOAM	: Open Field Operation and Manipulation
RANS	: Reynolds Avarage Navier Stokes
RNG	: Re-Normalisation Group (Yeniden Normalize Edilmiş Grup)
RST	: Reynolds Gerilmeleri Transport
SA	: Spalart Allmaras
SCR	: Selective Catalytic Reduction (Seçici Katalitik İndirgeme)
SHY	: Sonlu Hacimler Yöntemi
SST	: Shear Stress Transport (Kayma Gerilmeleri Transport)
TVD	: Total Variation Diminishing (Toplam Değişim Azaltımı)
URANS	: Değişken (Unsteady) Reynolds Avarage Navier Stokes



SEMBOLLER

p	: Basınç
v	: Hacim
t	: Zaman
R	: Gaz Sabiti
T	: Sıcaklık
U	: Hız
ρ	: Yoğunluk
Ψ	: Dağılım Oranı
Φ	: Dağılım Oranı
F_1	: Karıştırma Fonksiyonu
As	: Sutherland Katsayısı
T_s	: Sutherland Sıcaklığı
c_p	: Özgül Isı
K_p	: Basınç Kayıp Katsayısı
f_B	: Bünye Kuvvetleri



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1 : İçten yanmalı bir motorun hesaplamalarında kullanılan matematik modeller.....	3
Çizelge 2.1 : SST k-Omega Model Katsayıları.....	27
Çizelge 3.1 : fvSchemes kütüphanelerinde kullanılan anahtar sözcükler.....	32
Çizelge 3.2 : Gemi Dizel Motorunun Özellikleri.....	35
Çizelge 3.3 : Ateşleme sırasına göre egzoz valflerinin açılıp kapandığı krank açıları.....	39



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Bir çevrim Süresince Manifold Boyunca Oluşan Statik Basınç Farklarının Bir Boyutlu ve Üç Boyutlu Hesaplarının Karşılaştırılması.	10
Şekil 1.2 : Birinci ve İkinci Kıvrımlarda Oluşan Statik Basınç Düşüşünün Bir Boyutlu ve Üç Boyutlu Hesaplanması.	10
Şekil 3.1 : (3.3) Diferansiyel Denkleminin C++ (OpenFOAM) programlama dilinde yazılışı.	31
Şekil 3.2 : fvSchemes Tablosu ve Kullanılan Çözüm Yöntemleri.	33
Şekil 3.3 : thermoType Kütüphanesi ve Kullanılan Katsayılar.	34
Şekil 3.4 : Gemi Dizel Motoru Egzoz Manifoldu.....	35
Şekil 3.5 : Egzoz Manifoldu Ağ Örgüsü yapısı (a. genel görünüm, b. detay görünüm).	37
Şekil 3.6 : Egzoz Manifoldu içindeki Basınç Dağılımının Hücre Sayısına göre Değişimi.	38
Şekil 3.7 : Egzoz Manifoldu içindeki Basınç Dağılımının Karşılaştırılması.....	39
Şekil 4.1 : 480° Krank Açısındaki Manifold içindeki Basınç Dağılımı.....	41
Şekil 4.2 : Uzatılmış Egzoz Manifoldu Boyutları.	41
Şekil 4.3 : 252° Krank Açısındaki Basınç Dağılımı (a. Hacim Eklenmemiş (Orijinal) Egzoz Manifoldu, b. Hacim Eklenmiş Egzoz Manifoldu).	42
Şekil 4.4 : 256° Krank Açısındaki Basınç Dağılımı (a. Hacim Eklenmemiş (Orijinal) Egzoz Manifoldu, b. Hacim Eklenmiş Egzoz Manifoldu).	43
Şekil 4.5 : 261° Krank Açısındaki Basınç Dağılımı (a. Hacim Eklenmemiş (Orijinal) Egzoz Manifoldu, b. Hacim Eklenmiş Egzoz Manifoldu).	43
Şekil 4.6 : 331° Krank Açısındaki Basınç Dağılımı (a. Hacim Eklenmemiş (Orijinal) Egzoz Manifoldu, b. Hacim Eklenmiş Egzoz Manifoldu).	44
Şekil 4.7 : 331° Krank Açısındaki Türbülans Kinetik Enerji Dağılımı (a. Hacim Eklenmemiş (Orijinal) Egzoz Manifoldu, b. Hacim Eklenmiş Egzoz Manifoldu).....	45
Şekil 4.8 : 419° Krank Açısındaki Türbülans Kinetik Enerji Dağılımı (a. Hacim Eklenmemiş (Orijinal) Egzoz Manifoldu, b. Hacim Eklenmiş Egzoz Manifoldu).....	45
Şekil 4.9 : 210° Krank Açısındaki Egzoz Gazı Hız Dağılımı (a. Hacim Eklenmemiş (Orijinal) Egzoz Manifoldu, b. Hacim Eklenmiş Egzoz Manifoldu).	46
Şekil 4.10 : 210° Krank Açısındaki Egzoz Manifoldu Çıkışındaki Hız Dağılımı (a.Hacim Eklenmemiş (Orijinal) Egzoz Manifoldu, b. Hacim Eklenmiş Egzoz Manifoldu).....	46



İÇTEN YANMALI MOTOR EGZOZ MANİFOLDUNUN SAYISAL MODELLENMESİ VE İNCELENMESİ

ÖZET

Dünya ticaret hacmini oluşturan insan ve yük taşımacılığında kullanılan araçların büyük çoğunluğunda içten yanmalı motorlar kullanılmaktadır. İçten yanmalı motorların geniş bir kullanım alanına sahip olmasının nedeni olarak bu motorlardan geniş bir yelpazede güç elde edilmesi ve performanslarının yüksek olması gösterilebilir.

İçten yanmalı motorlarda alt ısı değeri yüksek olan fosil yakıtlar, biyodizeller ve hidrojen bazlı yakıtlar kullanılabilir. Fakat tedarik zinciri ve üretim maliyetleri ele alındığından içten yanmalı motorlarda en fazla fosil yakıtlar kullanılmaktadır.

İçten yanmalı motorlarda kullanılan yakıtlar ele alındığında, bu motorlar karbon başta olmak üzere yüksek emisyon oranlarına sahiptir. İçten yanmalı motorlardan kaynaklanan emisyonlar sera gazı etkisine neden olmakta ve küresel ısınmanın en önemli etkenlerinden biri sayılmaktadır. Günümüzde yakıt verimliliğinin artması dolayısıyla yakıt tüketiminin azalması oldukça büyük önem kazanmıştır.

Çevreye verilen zararların azaltılması için, hem hidrojen tabanlı yakıtlar üzerine çalışmalar hem de içten yanmalı motorların ısı ve mekanik verimlerini yükseltmeye yönelik çalışmalar güncel şekilde devam etmektedir.

Gelişen bilgisayar teknolojisi ile içten yanmalı motorların enerji verimliliğini arttırmaya yönelik çalışmalar, bilgisayar ortamında model oluşturularak yapılmaya başlanmıştır. Bu sayede yapılan geliştirme çalışmaların, hızlı, pratik, ucuz ve çevreye verdikleri zararın minimum olması amaçlarına gelmiştir.

İçten yanmalı motorların çalışma çevriminde gaz akışı ve yanma olayları gerçekleşmektedir. Basit bir şekilde anlatılacak olursa motorun giriş kısmından hava emilir, emilen havanın silindir içerisinde yakıt ile karışmasıyla yanma olayı gerçekleşir. Yanma olayından elde edilen enerji silindir vasıtasıyla hareket enerjisine dönüştürülür. Yanma sonrasında açığa çıkan egzoz gazları da içten yanmalı motorun dışına egzoz sistemi yardımıyla atılır.

İçten yanmalı motorlar bilgisayar ortamında modellenirken akış ve yanma olayları modellenmektedir. Bu motorların çalışma çevrimi karışık olduğundan emme, yanma ve egzoz adımlarının ayrı ayrı incelenmesi modelleme çalışmalarına hız ve pratiklik getirmektedir.

İçten yanmalı motor içindeki gaz akışı modellenirken akış, sıkıştırılabilir akış olarak kabul edilir. Sıkıştırılabilir akış modellenirken Navier Stokes denklemleri kullanılır. Fakat kullanılan bu denklemler analitik olarak çözülemeyen veya çözülmesi zor olan diferansiyel denklemlerdir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği modellerinde bu denklemleri çözmek için farklı yaklaşımlar ve basitleştirmeler kullanılır. Akış koşulları ve sınır şartları belirlenerek oluşturulan model bu çalışmada sonlu hacimler

yöntemi kullanarak çözülmüştür. Sonlu hacimler yöntemi kapsamında oluşturulan model çok küçük hacimlere bölünmüş ve bu hacimlerde Navier Stokes denklemleri çözülmüştür.

Bilgisayar ortamında oluşturulan akış probleminin çözümünde çeşitli paket programlar kullanılmaktadır. Genel olarak bu paket programlara, kullanıcı dostu olması açısından müdahale imkanı kısıtlıdır. Bu programlarda model oluşturulur, sınır şartları girilir. Programa tanımlanmış olan çözüm yöntemlerinin içinden uygun olan seçilerek programdan sonuçlar elde edilir. Bu çalışma da ise OpenFOAM (Open Field Operation and Manipulation) programı kullanılmıştır. Bu program açık kaynaklı olup isteyen herkesin ulaşımına açık bir programdır. Bu program kapsamında belirli bir algoritma oluşturulmuş ve programın kodları herkesin paylaşımına açılmıştır. Modele ait geometri ve sınır şartlarının yanı sıra çözüm yöntemleri de dahil olmak üzere her koda müdahale imkanı verilmiştir. Uygun sınır koşullarını veya çözüm yöntemlerini programın içine aktararak kendi probleminize ait düzenlemeleri rahatlıkla uygulama imkanı sunmaktadır. Programın bu imkanları ve açık kaynak olması ele alındığında bu tez çalışmasında kullanılması uygun görülmüştür.

Bu tez çalışmasında gemi dizel motorunun egzoz manifold içindeki egzoz gazlarının hız ve basınç dağılımları ve türbülans karakteristikleri incelenmiştir. Gemi dizel motorunun egzoz valfleri ve manifoldu içindeki değerleri kullanılarak manifold içindeki gaz akışı modellenmiştir.

Bu çalışmada 3.96 litre hacminde 16 silindire sahip V tipi gemi dizel motorunun egzoz manifoldu kullanılmıştır. Gemi dizel motoru dört stroklu olup türboşarjlıdır. İncelenmek için seçilen motor bloğundaki ateşleme sırası 5-2-8-3-4-6-1-7 şeklindedir. Manifold içindeki akış modellenirken, egzoz valflerinden manifolda doğru giren egzoz gaz akışı sırası ve zamanlaması bu ateşleme sırasına göre oluşturulmuştur.

Gemi dizel motorunun manifoldu modellenirken 1:1 ölçek kullanılmıştır. Manifoldun geometrisi, egzoz gazlarının hız ve basınç değerleri, egzoz valflerinin açılma zamanlaması ve ısı transferi ele alındığında egzoz manifoldu modellenirken belirli bir ölçek kullanarak boyutların küçülmesi sağlanamamıştır.

Modellenen egzoz manifoldu 1820 mm uzunluğunda, 130 mm çapındadır. Egzoz valfi ile manifold arasındaki bağlantı borularının uzunluğu 145 mm'dir. Bağlantı borularının egzoz valfi tarafındaki çapı 80 mm, manifolda bağlandığı noktalardaki çapı 50 mmdir. Manifoldun boyutlarını ölçeklendirerek küçültemediğimizden sonlu hacimler metodunu uygulamak için oluşturulan hücre sayılarında yüksek adetlere çıkılmak zorunda kalınmıştır.

Oluşturulan modelin hücre sayısından bağımsızlığını gösterebilmek için model ağ örgüsü kaba (coarse), orta (medium) ve sık (fine) olmak üzere üç farklı sıklıkta hücre sayısına bölünmüştür. Bunlardan kaba olan ağ örgüsü 1.3 milyon hücre, orta olan ağ örgüsü 1.8 milyon hücre ve sık olan ağ örgüsü 2.3 milyondan oluşmaktadır. Oluşturulan problemde çözülecek olan denklem sayısının fazlalığı, zamana bağlı değişimler ve hücre sayısı göz önünde bulundurulduğunda çözüm süresinin uzun olduğu bilinmektedir.

Egzoz manifold modeli uygun denklemler ve sınır şartları kullanılarak zamana bağlı olarak çözüldüğünde elde edilen verilerin, gerçek gemi dizel motoru üzerinden alınan değerlerle uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde manifold içinde türbülansın ve basınç dalgalanmalarının olduğu gözlemlenmiştir. Oluşan bu basınç dalgalanmasının, manifold çıkışında bulunan türbine akışın lineer

girememesi ve türbin veriminin düşmesine neden olduğu görülmüştür. Ayrıca egzoz valflerinin açılması esnasında valf civarında yüksek basınç olduğu gözlemlenmiştir. Bu durum manifold içinde basınç kayıplarına yol açmakta ve süpürme veriminin düşmesine yol açmaktadır.

Egzoz manifoldu içindeki basınç kayıplarını, türbülansı ve basınç dalgalanmasını azaltmak için manifoldun kapalı ucuna kör boru eklenmiştir. Kör boru eklenmesi ile oluşan yeni egzoz manifold modeli çözülerek manifold içindeki basınç dağılımı ve türbülans değerleri incelenmiştir.

Eklenen bu hacim özellikle kör uca yakın bulunan silindir bağlantı borularındaki basınç değerlerini azaltarak egzoz manifoldu içindeki basınç dağılımının düzenlenmesini önemli ölçüde etkilediği gözlemlenmiştir. Ayrıca duvarlardan gelen basınç dalgalarını yansıtarak akışı zayıflatarak manifold ve ara bağlantı boruları boyunca daha yumuşak basınç değişimlerine neden olduğu ve özellikle kör uç tarafında türbülansın azaltılmasına yardımcı olduğu görülmüştür.

Sonuç olarak manifold içindeki basınç dağılımı ve türbülans değerlerinde kayıpların azaldığı yönünde değişimler görülmüştür. Bu çalışmanın devamında optimize edilmiş herhangi bir ek hacim geometrinin, silindirlerin performans özelliklerini daha da iyileştireceği düşünülmektedir.



NUMERICAL MODELING AND INVESTIGATION OF THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE EXHAUST MANIFOLD

SUMMARY

Internal combustion engines are used in the vast majority of vehicles used in human and freight transportation, which make up the world trade volume. The reason why internal combustion engines have a wide range of use can be shown to be that they get a wide range of power and their performance is high.

Fossil fuels, biodiesel and hydrogen-based fuels which has high lower calorific value can be used in internal combustion engines. However, as the supply chain and production costs are considered, the most fossil fuels are used in internal combustion engines.

Considering the fuels used in internal combustion engines, these engines have high emission rates, especially carbon. Emissions from internal combustion engines cause greenhouse gas effects and are considered to be one of the most important factors of global warming. Nowadays, the decrease in fuel consumption has gained great importance due to the increase in fuel efficiency.

In order to reduce the damage to the environment, both studies on hydrogen-based fuels and efforts to increase the thermal and mechanical efficiency of internal combustion engines are continuing .

With the developing computer technology, studies to increase the energy efficiency of internal combustion engines have begun to be made by creating a model in computer environment. In this way, it has been tried to ensure that the development works carried out are fast, practical, cheap and the damage they cause to the environment is at a minimum level.

Gas flow and combustion occur in the operating cycle of internal combustion engines. In simple terms, air is sucked in from the inlet of the engine, and the combustion occurs when the aspirated air mixes with the fuel in the cylinder. The energy obtained from combustion is converted into motion energy by means of the cylinder. In addition, the exhaust gases released after combustion are discharged from the internal combustion engine with the help of the exhaust system.

While internal combustion engines are modeled in computer environment, flow and combustion phenomena are modeled. Since the working cycle of these engines is complex, examining the intake, combustion and exhaust steps separately brings speed and practicality to the modeling studies.

When modeling the gas flow within the internal combustion engine, the flow is considered to be compressible flow. Navier Stokes equations are used when modeling compressible flow. However, the differential equations that cannot be solved analytically or are difficult to solve are used in these problems. Computational fluid dynamics models use different approaches and simplifications to solve these

equations. In this study, the model created by determining the flow conditions and boundary conditions has been solved by using the finite volume method. The model created within the scope of finite volume method was divided into very small volumes and Navier Stokes equations were solved in these volumes.

Various commercial CFD programs are used to solve the flow problem which is generated in the computer environment. In general, the opportunity to interfere with these commercial programs is limited in terms of user-friendliness. In these programs, a model is created and boundary conditions are entered. The results are obtained from the program by choosing the appropriate solution among the solution methods defined in the program. In this study, OpenFOAM (Open Field Operation and Manipulation) program is used. This program is open source and accessible to anyone who wants to. Within the scope of this program, a specific algorithm has been created and the codes of the program are made available to everyone. In addition to the geometry and boundary conditions of the model, it is possible to intervene in every code, including solution methods. By editing the appropriate boundary conditions or solution methods into the program code, it provides the opportunity to easily apply the regulations of your own problem. Considering these possibilities of the program and its open source code, it was deemed appropriate to be used in this thesis study.

In this thesis, the turbulence characteristics and the velocity and pressure distribution of the exhaust gases in the exhaust manifold of the vessel diesel engine have been investigated. The gas flow in the manifold was modeled using the values around the exhaust valves and in the manifold of the ship's diesel engine.

In this study, the exhaust manifold of a 3.96 liter V-type 16 cylinders vessel diesel engine was used. The ship's diesel engine has four strokes and is turbocharged. The firing order in the engine block selected for inspection is 5-2-8-3-4-6-1-7. When modeling the flow through the manifold, the sequence and timing of the exhaust gas flow entering the manifold through the exhaust valves was established according to this firing sequence.

1:1 scale was used when modeling the manifold of vessel diesel engine. Considering the geometry of the manifold, the velocity and pressure values of the exhaust gases, the opening timing of the exhaust valves and the heat transfer, the size of the exhaust manifold could not be reduced by using a certain scale .

The modeled exhaust manifold is 1820 mm long, 130 mm in diameter. The length of the connection pipes between the exhaust valve and the manifold is 145 mm. The diameter of the connection pipes on the exhaust valve side is 80 mm, and the diameters at the areas where they are connected to the manifold are 50 mm. We had to increase the number of cells generated in order to apply the finite volume method, as we could not scale down the dimensions of the manifold.

In order to show the independence of the model created from the number of cells, the model mesh is divided into three different cell numbers as coarse, medium and fine. Of these, the coarse mesh consists of 1.3 million cells, the medium mesh consists of 1.8 million cells, and the fine mesh consists of 2.3 million cells. It is known that the solution time is long considering the excess number of equations to be solved in the created problem, time-dependent changes and the number of cells.

When the exhaust manifold model is solved depending on time using appropriate equations and boundary conditions, it has been observed that the data obtained are compatible with the values obtained from the real vessel diesel engine. When the

results obtained were examined, it was observed that turbulence and pressure fluctuations occurred in the manifold. It has been observed that this pressure fluctuation caused the turbine flow at the outlet of the manifold to not enter linearly and the turbine efficiency to decrease. It has also been observed that during the opening of the exhaust valves, high pressure is generated around the exhaust valve. This situation causes pressure losses in the manifold and leads to a decrease in scavenging efficiency.

A dead end has been added to the closed end of the manifold to reduce pressure losses, turbulence and pressure fluctuation within the exhaust manifold. The pressure distribution and turbulence values in the manifold have been investigated by solving the new exhaust manifold model formed by adding a dead end.

It has been observed that this added volume significantly affects the regulation of the pressure distribution in the exhaust manifold by decreasing the pressure values in the cylinder connection pipes located close to the blind end. In addition, it has been observed that by reflecting the pressure waves coming from the walls, it causes smoother pressure changes along the manifold and interconnection pipes by weakening the flow and helps to reduce turbulence, especially at the blind end.

As a result, changes in the direction of decrease in pressure distribution and turbulence values in the manifold were observed. In the continuation of this work, it is thought that any additional optimized volume geometry will further improve the performance characteristics of the cylinders.



1. GİRİŞ

Dünya ticaretinde insan ve yüklerin transferinde, deniz, hava ve karada olmak üzere çeşitli taşıma araçları kullanılmaktadır. Dayanıklılık, verim ve kullanılan yakıt ele alındığında bu araçların büyük bir çoğunluğunda içten yanmalı motorlar kullanılmaktadır.

İçten yanmalı motorlar, yakıtın motor içinde yanma odası adı verilen sınırlanmış bir hacim içinde yakılması ile enerji elde edilen motorlardır. Bu motorlarda yanma sonucu elde edilmiş yüksek basınç ve sıcaklıktaki gazlar piston yüzeyine etki eder ve pistonu harekete geçirir. Bu gruba dâhil olan Otto ve Diesel motorlarında piston hareketi doğrusaldır ve krank – biyel mekanizması yardımı ile dönme hareketi elde edilir. Wankel motorlarında ise piston (rotor) hareketi döneldir.

İçten yanmalı motorlar geniş bir uygulama alanına sahiptir, bunun nedeni ise bu motorlardan geniş bir yelpazede güç elde edilmesi ve performanslarının yüksek olmasıdır. Güç çevrimi, yakıtın silindir içinde yanması ve pistonun silindir içinde hareket etmesiyle oluşur. Silindir sayıları ve hacimleri farklı boyutlarda kullanılabildiği için çeşitli güç ihtiyaçlarını rahatlıkla karşılayabilirler. İçten yanmalı motorlarda alt ısı değeri yüksek olan fosil yakıtlar, biyodizeller ve hidrojen bazlı yakıtlar kullanılabilir. Fakat fosil yakıtların kullanımı karbon salınımı arttırdığı ve yenilenebilir olmadığı için çevresel zararları oldukça fazladır. Karbon salınımının artmasıyla sera gazı etkisi yaratarak küresel ısınmanın temel sebeplerinden birini oluştururlar. Çevreye verilen zararların azaltılması için biyodizel ve pirolitik yakıtların kullanımı artmaktadır. Çevreye verilen zararların azaltılması için hem hidrojen tabanlı yakıtlar üzerine çalışmalar hem de içten yanmalı motorların ısı ve mekanik verimlerini yükseltmeye yönelik çalışmalar güncel şekilde devam etmektedir.

Bilgisayar ve yazılım teknolojisindeki gelişmeyle motorlarda kullanılan elektronik kontrol üniteleri silindir hareketi, gaz akışı, yakıtın buharlaşması ve yanma ile ilgili daha fazla veri toplanmasına ve bu parametrelere müdahale edilmesine imkan sağlamıştır. Yazılım ve bilgisayar alanındaki gelişmelerin içten yanmalı motor

teknolojisine uyumlu hale getirilmesiyle daha iyi bir karışım oluşumu ve daha iyi bir yanma ile çevrim parametrelerinin yükseltilmesi olasıdır. Bunun sonucunda daha az yakıt tüketimi ile yüksek güç elde edilecektir. Egzoz gazların enerjisinden yararlanarak ekonomikliğı arttırmak, devir sayılarının yükseltilmesi sonucunda boyutların küçültülmesi, yeni ve daha hafif malzemeler kullanılması ile çevreye daha az zarar veren alternatif yakıtların kullanılması gibi problemler de halen çözüm beklemektedir.

Taşıtlarda kullanılmakta olan içten yanmalı motorlarda tasarım ve performans geliştirme amacı ile yapılan deneysel çalışmalar hem çok yüksek maliyetlere ulaşmakta, hem de çok zaman almaktadır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğı (HAD) (computational fluid dynamics-CFD) için geliştirilmiş yazılım ve kodlar son zamanlarda içten yanmalı motorlardaki akış, ısı transferi, yanma ve emisyon problemlerinin çözümü için matematiksel modelleme sırasında sıklıkla kullanılmaktadır. Böylece daha tasarım aşamasındayken olası hatalar ve hataların nedenleri görülerek deneme yanılma sürecine girilmeden çözümler geliştirilip tasarım süreci kısaltılmakta ve optimize edilmiş ürünler piyasaya sürülerek rekabet şansı artırılmaktadır [1].

Motor oluşumlarının modellenmesi fizik ve kimyanın temel anlayışı olarak giderek genişlemekle birlikte geliştirilmeye devam edilmektedir. Bu yüzden bilgisayarla karmaşık denklemleri çözmek için yeni yazılımlar çıkmaktadır.

Enerji korunum denklemleri sayısal çözümü ile motor içinde akım alanının tahmini detayları, ısı transferi ve bu akış alanlarına bağı yanma süreçleri gerçekleştirilebilirliğı hedef haline gelmiştir. Bu tür yöntemler belirli yıllar içinde sürekli, gerçekçi motor geometrilerinde analiz yapılarak geliştirilmiştir. Ancak yine de gerçek motor analiz süreçlerinin tüm özelliklerini elde etmek mümkün değildir.

Bilgisayar teknolojilerinin gelişmesi, motor çevrimlerinin teorik hesaplarının daha kolay ve daha hızlı yapılmasına imkan sağlamıştır. Bu amaçla son yıllarda motor çevrimini hesaplayan çeşitli bilgisayar modelleri ve sayısal yöntemleri geliştirilmektedir. Aşağıdaki çizelgede içten yanmalı motorlarda geliştirilen modeller ve bu modellerde emeğı geçen bilim adamları görülmektedir [2].

Çizelge 1.1: İçten yanmalı bir motorun hesaplamalarında kullanılan matematik modeller.

Modelin Uygulama Alanı	Geliştirilen Matematik Modeller
Gazların Termodinamik Özellikleri	• Olikara & Borman Kanunu [3] • Newall & Starkman Kanunu [4] • Keenan & Keyes Kanunu [5]
Silindir İçinde Isı Transferi	• Woschni Modeli [6] • Hohenberg Modeli [7] • Eichelberg Modeli [8] • Annand Modeli [9]
Akışkan Akımı	• Karakteristikler Metodu [10] • Barre de Saint Venant Modeli [11]
Yanma	• Vibe Fonksiyonu [12] • Whitehouse & Way Modeli [13]
Sürtünme Kaybı	• Chen & Flynn Modeli [14]
Egzoz ve Emme Devrelerinde Isı Transferi	• Zapf Eşitliği [15]

İçten yanmalı motorlar için yapılan optimizasyon çalışmalarında en çok üzerinde düşünülen konulardan biri kayıpların azaltılmasıdır. Silindire hava emilmesi ve egzoz gazlarının dışarı atılması sırasında karşılaşılan dirençler enerji kaybına neden olmaktadır. Manifoldların ve hava kanallarının şekil yapısı yanında iç yüzlerinin şekli, pürüzlüğü, malzemesi ve hava akışının normal veya türbülanslı oluşu bu direncin miktarını etkilemektedir [16].

Egzoz sistemleri her ne kadar yanma ürünlerinin çevreye atılmasını sağlayan basit bir devre olarak görülüyorsa da gerçekte, içten yanmalı motorlarda motor verimlerini, çevre kirlenmesini etkileyen önemli devrelerden biridir [17].

İyi dizayn edilmiş bir egzoz sistemi; motor termik ve mekanik veriminin iyileşmesine yardımcı olacağı gibi, motorun rahat, gürültüsüz çalışmasına ve egzoz emisyonlarının çevreyi daha az kirlenmesini sağlayacaktır.

Egzoz sistemindeki yüksek hızlı ve dalgalı gaz akışı nedeniyle meydana gelen basınç kaybı, motorun faydalı gücünü düşürmekte, supap bindirmesi sırasında silindirlere egzoz gazlarının geri dönmesine neden olarak yanma verimini ve dolayısıyla emisyon oranlarını kötüleştirmektedir. Bununla birlikte emisyon oranlarını düşürmek için

günümüz araçlarında standart olarak kullanılan katalitik dönüştürücülerin performansları, egzoz sistemindeki konumlarına ve sıcaklık dağılımlarına bağlıdır.

Silindirde yanma sonucu meydana gelen artık gazların silindirden boşaltma esnasında ilk önce egzoz supabı devreye girer. Egzoz supabı motor devrine göre iyi ayarlanmadığı takdirde silindirde meydana gelecek basınç dalgalanmalarına uygun bir şekilde çalışmayacağından silindir içinde ve piston yüzeyindeki basıncı arttıracak ve bu durum, motor performansını düşürecektir. Egzoz supabından çıkan gazlar geniş hacimli bir manifolda girmektedir. Manifold sürtünmesi ve manifold çapının büyüklüğü motor performansını etkileyecektir. Egzoz gazlarının son devresi olan egzoz borusunun boyutları, akışkanın basınç dalgalanmalarına uygun olarak dizayn edilmezse, akışın hızı, sıcaklığı, yoğunluğu, yerel ses hızı ve basıncı üzerinde bir etkiye sahip olacaktır [18].

Emme manifoldunun ana görevi yanma için gerekli karışımı (direkt enjeksiyonlu motorlarda sadece havayı) silindir başındaki her bir emme kanalına dağıtmaktır. Dağıtım motor verimi ve performansı için çok önemlidir.

Havanın, motora girişini optimum kayıplarla sağlamak, motorun güç üretiminin artışı için çok önemli olup, hava miktarının artırılmasının çeşitli yolları bulunmaktadır. Havayı artırmanın üç yolu bulunmaktadır. İlki bilindiği gibi daha iyi geçiş kanalları ve supap geometrileridir. İkincisi ve az uygulanan yöntem ise havanın silindirleri daha iyi doldurması için havaya hareket verilmesidir. Eğer bütün emme sistemi elemanları uyumlu bir şekilde çalışırsa, hava, piston ÜÖN 'ya doğru harekete başladığı durumda bile bir miktar dolmaya devam eder. Bu durum içeri alınan akışkanın, akış hızına bağlı olarak bir noktada, geriye doğru akışa direncidir. Üçüncüsü ve en az bilinen yöntem ise emme supabının çalışma ayarıdır. Bu belirli bir devir aralığı için çok kompleks ve zor olup zamanlamanın doğru yapılması gereklidir [19].

Emme manifoldu içerisindeki havaya türbülans hareketinin verilmesi daha çok dizel motorlarda arzu edilen bir durumdur. Emme penceresinden silindir içerisine alınan hava ne kadar dönme hareketi yaparsa, o kadar çok püskürtülen yakıt partikülleri ile yan yana gelecek ve yanma verimi o kadar artacaktır. Bu durum direkt püskürtmeli Otto motorlar içinde geçerlidir. Fakat diğer durumlarda Otto motorlarda emme manifoldu kanalları mümkün olduğu kadar az eğimle imal edilir, bunun nedeni ise

hava ve yakıtın akış esnasında farklı özgül kütleleri olduğundan ayrışmasını önlemektir.

Bir motorun volumetrik veriminde emme manifoldu dizaynı çok önemli bir faktördür. Ani şekil değişiklikleri basınç düşümlerine neden olur ve bu durum daha az havanın (ya da hava yakıt karışımının) yanma odasına girmesine neden olur.

Modern emme manifoldlarında genellikle emme kanalları kullanılmaktadır, bunlar tüplerden oluşur ve manifoldu her bir silindirdeki emme portuna bağlar. Bu kanalların kullanılmasındaki amaç havanın Helmholtz rezonansı özelliğinden faydalanmaktır. Hava açık olan supaptan belirli bir hız ile geçerken, kapandığı durumda, havanın halen belirli bir momentumu ve basıncı olduğundan bu durum supap üzerinde yüksek bir basınç oluşmasına sebep olur.

Bu durumda, supap üzerindeki yüksek hava basıncı ile manifold içerisindeki düşük hava basıncı eşitlenmeye başlar, fakat havanın hareketsizliğinden dolayı bu durum hava içerisinde bir basınç dalgalanması yaratır. İlk olarak emme kanalının içerisindeki hava basıncı, manifold basıncından düşük olur, daha sonra manifolddaki hava basıncı, kendini kanalın içerisindeki hava basıncı ile eşitlemeye başlar ve dalgalanma tekrar başlar. Bu işlem ses hızında gerçekleşir ve çoğu manifoldda, kanal içerisindeki dalgalanmalar, supap tekrar açılana kadar aşağı ve yukarı yönde birçok defa tekrarlanır.

Bu genel bilgiler ışığında, silindir içine taze havanın alınması ve yanma sonu atık gazların atılması esnasında görev alan manifoldların motor verimliliği ve çevre kirliliğine olan etkisinden bahsedilmiştir.

1.1 Tezin Amacı ve Kapsamı

İçten yanmalı motorların icadından günümüze kadar geliştirilmesi sürecinde yüksek performans ve daha iyi yakıt ekonomisinin sağlanması değişmeyen kuraldır. İleri taşıt performansının gereklerini karşılayan günümüz motorları, doğal kaynakların ve özellikle çevrenin korunması bakımından da gerekli şartları yerine getirmelidir [6].

Günümüzde motorların ısı ve mekanik verimlerinin artırılması, çevreye verdiği zararların azaltılması amacıyla çalışmalar devam etmektedir. Deneysel çalışmalar yüksek maliyet ve uzun süre gerektirdikleri için geliştirme ve optimizasyon çalışmaları

özellikle bilgisayarların gelişmesiyle hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleri kullanılarak yapılmaya başlanmıştır.

Manifold sistemlerinin performans analizinde kullanılan akışkanlar dinamiği modelleri, bir boyutlu gaz dinamiği ve üç boyutlu akışkanlar dinamiği modelleri olarak ikiye ayrılmaktadır. Yapılan sayısal çalışmalarda ağırlıklı olarak tek boyutlu modeller kullanılmıştır, bu modellerin kullanılmasının nedeni basit, kullanışlı ve hesap edilebilir olmasıdır.

Egzoz sistemindeki yüksek hızlı ve dalgalı gaz akışı nedeniyle meydana gelen basınç kaybı, motorun faydalı gücünü düşürmekte, supap bindirmesi sırasında silindirlere egzoz gazlarının geri dönmesine neden olarak yanma verimini ve dolayısıyla emisyon oranlarını kötüleştirmektedir. Bununla birlikte emisyon oranlarını düşürmek için günümüz araçlarında standart olarak kullanılan katalitik dönüştürücülerin performansları, egzoz sistemindeki konumlarına ve sıcaklık dağılımlarına bağlıdır.

Bir boyutlu gaz dinamiği modelleriyle motorun volumetrik verimi, egzoz gürültüsü, basınç kaybı, egzoz sistemindeki şok dalgalarının oluşumu, eksenel sıcaklık dağılımı, eksenel basınç dağılımı, iç ve dış Nusselt sayıları hesaplanabilmektedir. Ancak tek boyutlu gaz dinamiği modellerinin tek boyutluluktan kaynaklanan olumsuzlukları vardır. Boşaltım katsayıları, cidar sürtünme katsayıları, dirsek kayıpları, genişleyen ve daralan kesitlerdeki kayıp katsayılarının bilinmesi gerekmektedir. Bu katsayılarda belli konfigürasyon ve daimi akış koşulları için deneysel yöntemlerle elde edilmektedir. Gerçek sistemin üç boyutlu ve akışın zamana bağlı olması tek boyutlu modelleri gerçekten uzaklaştırmaktadır [20].

Bu tez çalışmasında, tek boyutlu gaz dinamiği modellerinin yukarıda belirtilen olumsuzlukları nedeniyle, özellikle son zamanlarda artan bilgisayar hesaplama gücüyle beraber üç boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği denklemleri kullanılarak bir gemi dizel motorunun egzoz manifoldu modellenmiştir.

Gemi dizel motoru egzoz manifoldundan alınan debi, basınç ve sıcaklık verileri kullanılarak oluşturulan gerçek zamanlı modelin çalıştığı doğrulanmıştır. Sonrasında egzoz manifoldunun geometrisi değiştirilerek manifold içindeki akışın değişimi ve geometrinin basınç ve sıcaklık üzerindeki etkisi incelenmiştir. Egzoz manifoldu geometrisinde yapılan değişikliklerin egzoz gaz akışına, manifold içi basınç ve sıcaklık dağılımına etkileri hakkında bilgi edinilmeye çalışılmıştır.

1.2 Özgün Değer ve Yaygın Etki

İçten yanmalı motorların çok geniş bir kullanım alanı olmasına karşın fosil yakıt kullanımı karbon salınımına yol açtığı için çevreye verdiği zararlar da oldukça fazladır. Son dönemde enerji verimliliği ve çevreye verilen önemin artmasıyla, içten yanmalı motorların geliştirilmesi ve optimizasyon çalışmaları daha da fazla önem kazanmıştır.

İçten yanmalı motorların enerji verimliliğini arttırmaya yönelik yapılan çalışmaların da hızlı, pratik, ucuz ve çevreye verdikleri zararın az olmasına öncelik verilmektedir. Bu kapsamda gelişen bilgisayar teknolojisi ile içten yanmalı motorlar için oluşturulan modellerden daha hızlı ve daha doğru sonuçlar alabilmek için yapılan çalışmalar ön plana çıkmaktadır.

Bu tez çalışmasında gemi dizel motorunun egzoz manifold içindeki egzoz gazlarının hız ve basınç dağılımları ve türbülans karakteristikleri incelenmiştir. Gemi dizel motorunun egzoz valfleri ve manifoldu içindeki değerleri kullanılarak manifold içindeki gaz akışı modellenmiştir. Manifoldun geometrisi, egzoz gazlarının hız ve basınç değerleri, egzoz valflerinin açılma zamanlaması ve ısı transferi ele alındığında egzoz manifoldu modellenirken belirli bir ölçek kullanarak boyutların küçülmesi sağlanamamıştır. Uygun denklemler ve sınır şartları kullanılarak oluşturulan egzoz manifold modeli zamana bağlı olarak çözüldüğünde, gerçek gemi dizel motoru üzerinden alınan değerlerle uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde manifold içinde türbülansın ve basınç dalgalanmalarının olduğu görülmüştür. Oluşan bu basınç dalgalanması manifold çıkışında bulunan türbine akışın lineer girememesi ve türbin veriminin düşmesine neden olduğu görülmüştür. Ayrıca egzoz valflerinin açılması esnasında valf civarında yüksek basınç olduğu gözlemlenmiştir. Bu durum manifold içinde basınç kayıplarına yol açmakta ve süpürme veriminin düşmesine yol açmaktadır. Egzoz manifoldu içindeki basınç kayıplarını, türbülansı ve basınç dalgalanmasını azaltmak için manifoldun kapalı ucuna kör boru eklenmiştir. Kör boru eklenmesi ile oluşan yeni egzoz manifold modeli çözülerek manifold içindeki basınç dağılımı ve türbülans değerleri incelenmiştir. Yapılan geometrik düzenlemeyle egzoz valflerinin civarında oluşan yüksek basınç ve türbülans azalmış ve gaz basıncının düşmesiyle silindirin süpürme ve volümetrik veriminin artacağı gösterilmiştir. Manifold içindeki basınç dalgalanmasının

azalmasıyla türbün girişindeki gaz akışı lineer hale gelmiş ve türbin veriminin artacağı görülmüştür.

1.3 Literatür Araştırması

İçten yanmalı motorların egzoz sistemleri ile ilgili literatür incelendiğinde, egzoz sistemlerinin akış ve ısı transfer davranışları ve akustik konuları hakkında çalışmalara yer verildiği görülmektedir. Bu çalışmalarda egzoz sistemi bir bütün olarak ele alınmış ve yapılan sayısal çalışmalarda ağırlıklı gerçek bir egzoz sistemi yerine tek boyutlu basit sistemler üzerine çalışılmıştır. Deneysel çalışmalarda ise gerçek egzoz sistemi üzerine çalışılmıştır.

Egzoz sistemlerinin performans analizinde kullanılan akışkanlar dinamiği modelleri, bir boyutlu gaz dinamiği ve üç boyutlu akışkanlar dinamiği modelleri olarak ikiye ayrılmaktadır. Yapılan sayısal çalışmalarda ağırlıklı olarak tek boyutlu modellerin kullanılmasının nedeni bu modellerin basit, kullanışlı ve hesap edilebilir olmasıdır.

Fakat, tek boyutlu gaz dinamiği modellerinin olumsuzlukları nedeniyle, özellikle son zamanlarda artan bilgisayar hesaplama gücüyle beraber üç boyutlu akışkanlar dinamiği modellerinin kullanılmasına başlanmıştır. Fakat yapılan bu çalışmalarda öncelikle susturucu bazında daha sonrada komple bir egzoz sistemi için sayısal çalışmalar yapılmıştır. Egzoz manifoldu ve bu manifold yapısının motor performansına etkisiyle ilgili deneysel ve sayısal çalışmaların sayısı azdır.

Bir boyutlu kodlar (analizler); makina performansını arttırmak için karmaşık manifold sistemlerin optimizasyonu yapılırken sık sık kullanılırlar, fakat bir boyutlu yaklaşımlar bu sistemlerin optimizasyonunda yeteri kadar doğru sonuç vermemektedir. Turboşarjlı makinaların bir boyutlu simülasyonlarının sonuç tahminlerinin kapasitesi sınırlıdır. Bu durum simülasyon sonuçlarının ölçüm (deney) sonuçlarına yakın sonuçlar olabilmesi için kullanılan özel verim ve kütle çarpanlarıyla hesaplanan türbin gücü için geçerlidir.

Turboşarjlılar için kullanılan yarı-kararsız, sanki dengede (quasi-steady) akış modelleri, ölçülen turboşarjır performans datalarıyla bütün operasyon süresinde örtüşmemektedir. Öngörülen türbin gücündeki bu uyumsuzluk egzoz manifold çıkışındaki simüle edilen durumların doğruluğuna da bağlıdır. Manifold boyunca olan akış çok boyutludur ve hız vektörlerinin eksenel olmayan bileşenleri, eksenel

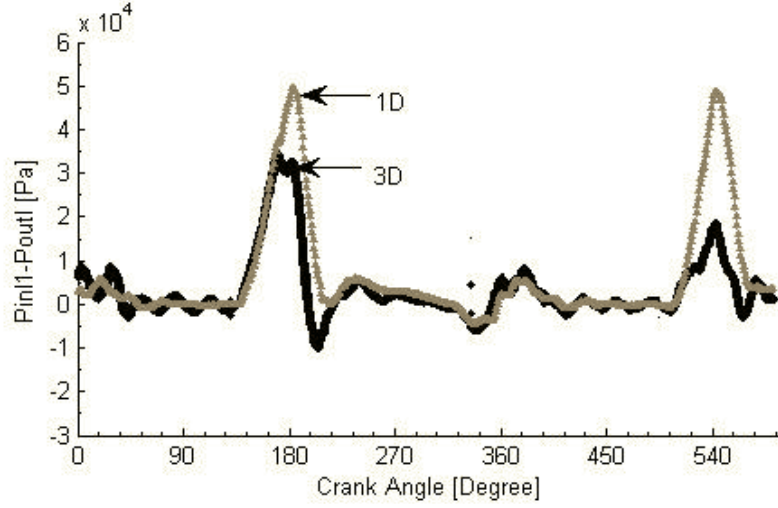
bileşenlerle kıyaslandığında daha önemli bir etkiye sahiptir. Birçok bir boyutlu model basınç kaybı ve akış deşarj (debi) katsayılarındaki üç boyutlu akışın etkilerini hesaba katmak için yarı ampirik korelasyonlar kullanırlar.

Eğiklik derecesi ve dönme açısına bağlı olarak verilen akış ve boru için bir boyutlu basınç kaybı katsayısı değeri K_p olarak verilmektedir. Bu katsayılar; düzgün (steady-kararlı) akış deneylerinden elde edilir ve titreşimli akış durumlarındaki basınç kaybı katsayıları da kararlı akış durumu altındaki katsayılara eşit kabul edilir. Kayıpların büyük çoğunluğu bağlantı noktalarından sonra oluşan ve boru boyunca devam eden türbülanslı akımdan dolayı oluşmaktadır. Bu geometriler boyunca üç boyutlu olarak incelenen akış modelleri daha doğru sonuçlar vermektedir.

Türbülanslı akış devam edebilmek için sabit bir enerjiye ihtiyaç duymaktadır. Bu enerji basınç gradyanlarıyla muhafaza edilen ortalama akıştan sağlanmaktadır. Türbülans; ortalama-kayma (mean-shear) akış ve girdaplı dalgalanma arasındaki etkileşimden oluşmaktadır. Türbülansın enerji taşıyan büyük eddyleri, enerji kaybederek küçük eddyler oluştururlar. En küçük eddyler viskozitenin etkisiyle ısı çukuruna doğru yok olurlar. Borudaki kıvrımlar, türbülans oluşumunu artırıcı şekilde akışta daha büyük kayma oluştururlar ve dolaylı olarak boru içinde aynı akışın devam etmesi amacıyla gereken daha büyük basınç gradyanlarını sağlarlar.

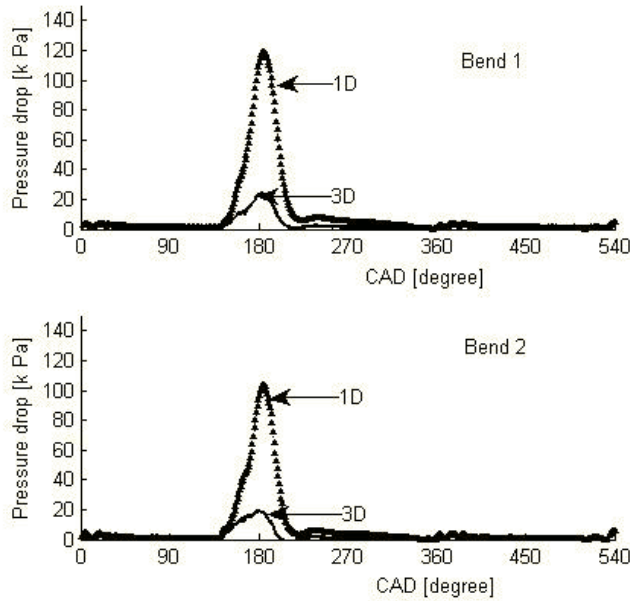
Günümüzün makina simülasyon tekniklerinin manifoldlardaki kayıpların analizleri için daha güvenilir bir araca (modele) ihtiyacı vardır. Egzoz manifoldu kıvrımlar (eğimler) ve bağlantı noktalarından oluşmaktadır. Bu problem, üç boyutlu türbülanslı akış ve buna bağlı tek veya çift kıvrımlı (eğimli) borular boyunca kayıplar üzerine çalışılarak daha basite indirgenebilir. Yapılan bu çalışmalar bir boyutlu modeller ile bulunan ilgili basınç kayıpları ile karşılaştırılmalıdır.

Renberg ve arkadaşlarının yapmış olduğu çalışmada kıvılcım ateşlemeli bir araba motorunun egzoz manifoldundaki basınç düşüşleri 1 boyutlu ve 3 boyutlu olarak hesaplanmıştır. Şekil 1’de görüleceği üzere, 1 boyutlu olarak yapılan hesaplamalarda bulunan manifold içindeki basınç düşüşleri 3 boyutlu olarak yapılan hesaplamalardaki basınç düşüşlerine göre daha fazla bulunmuştur. Özellikle yüksek kütle akış oranında bu fark oldukça belirgin bir şekilde gözlenmiştir [21].



Şekil 1.1: Bir Çevrim Süresince Manifold Boyunca Oluşan Statik Basınç Farklarının Bir Boyutlu ve Üç Boyutlu Hesaplarının Karşılaştırılması [8].

Boruların kesişim noktalarında oluşan asimetric eksenal hız profillerinin orta ve yüksek kütle akış oranlarında girdap hareketinin oluşmasına neden olduğu belirtilmiştir. Oluşan bu girdap hareketlerinin yüksek kinetik enerji içerdiğinden ek kayıplara neden olduğu vurgulanmıştır. Şekil 2’de görülebileceği üzere, 3 boyutlu hesaplamalarda düşük kütle akış oranı olduğunda manifold çıkış bölgelerinde ters akışların oluştuğu ve bu ters akışların nümerik problemler yarattığı belirtilmiştir. Nümerik problemleri çözmek için 1 boyutlu hesaplamalarda bulunan değerlerin çıkış sınır koşulu olarak kullanıldığı belirtilmiştir [21].



Şekil 1.2: Birinci ve İkinci Kıvrımlarda Oluşan Statik Basınç Düşüşünün Bir Boyutlu ve Üç Boyutlu Hesaplanması [8].

Riegler ve Bargende motordaki gaz akışını incelemek için 1D ve 3D analizi birleştirmişlerdir. Gaz akışının karakteristiğinin önemli olduğu bölgelerde 3D CFD analizi diğer kısımlarda 1D analiz yöntemini kullanmışlardır. 1D ve 3D kodlar arasındaki geçişi akışın neredeyse 1D davrandığı bölgelere koyarak aralarındaki korelasyonu sağlamışlardır. Böylece 1D analizin sonuçlarından 3D analizin sınır şartlarını belirlemişler ve daha hızlı ve yakınsayan sonuçlar elde etmişlerdir. İki analizi kullanmak tek tek kullanmaktan daha karmaşık olsa da analizlerde daha esnek davranılabilmektedir [22].

Gasser ve Rybicki çalışmalarında egzoz gaz dinamikleri ve çözüm yöntemlerini incelemişlerdir. Egzoz gaz dinamiklerini çözmek için asimptotik yöntem geliştirmişlerdir ve bu yöntemi tam Euler yöntemiyle kıyaslamışlardır. 1D olarak egzoz sistemi üzerinde çözüm yapmışlar ve upwind şemasını çözüm için kullanmışlardır. Ayrıca çözümü motorun çalıştırma zamanına gelen küçük Mach sayıları için yapmışlardır. Bu iki yöntemi karşılaştırdıklarında egzoz gaz akışı için birbirine çok yakın sonuçlar elde etmişlerdir. Fakat hesaplama zamanı olarak asimptotik yöntemin yaklaşık 130 kat daha hızlı olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca bu yöntemde basınç kaybı terimlerini de yöntemle ekleme imkanı sağlamışlardır [23].

Onorati ve arkadaşları egzoz gaz akışını incelemek için kullanılan 1D çözüm yapan GASDYN modeline kimyasal parçacık taşınımı ve düzensiz akışı tahmin edebilmek için geliştirmeler uygulamışlardır. Deneysel sonuçlarla karşılaştırdıklarında egzoz içi basınç değerlerinde yaklaşık sonuçlar elde etmişlerdir [24].

Onorati ve arkadaşları yaptıkları diğer bir çalışmada ise 4 silindirli dizel motoru için birleştirilmiş 1D - 3D termo-akışkan dinamik nümerik kod oluşturup motorun emme ve egzoz manifoldlarındaki gaz akışı ve dalga hareketini incelemişlerdir. 1D modelde sınır koşullarını belirlemek için tüm motor sisteminin analizini yapmışlardır. Daha sonra emme ve egzoz manifoldlarının 3D modelleri 1D sisteme entegre edilerek, emme ve egzoz sistemlerindeki basınç dalgaları ve akış karakteristikleri incelenmiştir [25].

Lujan ve arkadaşlarının yaptıkları çalışmada ticari motorlarda silindirlere gönderilen egzoz gaz miktarlarının belirlenmesi amaçlanmıştır. Yaptıkları deneylerde silindirlere giren egzoz gazının miktarını ölçmüşlerdir. Bu ölçümlerde buldukları sonuçları

kıyaslamak için 3 boyutlu model oluşturmışlardır. Uygun sonuçları bulabilmek için 1 boyutlu model oluşturmışlar ve bu modelden elde ettikleri sonuçları 3 boyutlu modelde sınır şartları olarak kullanmışlardır. CFD modelinde giriş sınır koşulu olarak egzoz gazı ve havanın kütle akış oranını kullanmışlardır. 3 boyutlu modelden elde ettikleri sonuçların deneylerden elde ettikleri sonuçlarla uyum sağladığı görülmüştür. CFD modelinde silindirlere giren egzoz gazı oranları da hesaplanmıştır. Silindirlere giren egzoz gazı miktarlarının; egzoz gazı borusunun emme manifolduna bağlandığı nokta, emme manifoldunun asimetrik yapısı ve emme zamanına göre farklılıklar gösterdiği belirtilmiştir. Ayrıca, bazı ölçüm yöntemlerinin bu durumlarda belirsizlik oranlarının arttığı belirtilmiştir [26].

David Tweddell ve arkadaşları egzoz manifoldu içindeki kararlı ve süreksiz durumlardaki gaz akışlarını incelemişlerdir. Ayrıca gaz akışının manifold sonundaki katalitik konvertöre olan etkilerini de incelemişlerdir. 3 boyutlu olarak yaptıkları CFD çalışmasında, ellerinde zamana bağlı motor verileri olmadığı için bir boyutlu olarak yapılan jenerik bir çalışmadan sınır şartlarını almışlardır. Süreksiz analizlerde zamana bağlı sınır koşulları gerektiği için bir boyutlu modelde zamanla değişen profiller oluşturarak bu durumu çözmüşlerdir. Kararlı ve süreksiz durumları kıyasladıklarında sonuçların birbirini tamamladığını görmüşlerdir. Ayrıca süreksiz durumlarda manifold içindeki gaz akış homojenliği hakkında da fikirler elde etmişlerdir. Manifold içindeki gaz akışı hakkında yapılan çalışmalarda elde edilen bilgilerle egzoz manifoldu ve katalitik konvertörde iyileştirmeler yapılabileceği vurgulanmıştır [27].

Payri ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada egzoz manifoldunun birleşim noktalarındaki egzoz gazının akış dinamiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneysel olarak yaptıkları çalışmaları kullanarak boru içindeki basınç dalgalarının dinamik hareketlerini tek boyutlu modellerde öngörebilecek bir yöntem önermişlerdir. Bu yöntemi Y şeklindeki bir bağlantı parçasına uygulayarak bağlantının geometrisinin akış dinamiklerine olan etkisini incelemişlerdir. Bir boyutlu gaz dinamik modeline önerdikleri yöntemi ekleyerek deneysel sonuçlarla uyumlu sonuçlar almışlardır ve gaz akış dinamiklerini tahmin etmede geliştirdikleri yöntemin, bir boyutlu gaz dinamik modelinden elde edilen sonuçların deney sonuçlarına yaklaşmasında katkı sağladığını göstermişlerdir [28].

Park ve arkadaşları akış karakteristiklerini anlamak ve egzoz manifoldundaki gaz akış dağılımını geliştirmek için egzoz manifoldundaki sıkıştırılabilir akışı 3 boyutlu ve zamana bağlı olarak deneysel ve hesaplamalı olarak incelemişlerdir. Yaptıkları analizlerde egzoz gaz akışının manifold çıkışındaki katalitik konvertörle karşılaştığında ters akışlar oluşturduğunu görmüşlerdir. Oluşan bu ters akışları azaltmak için manifolddaki gaz akışını daha uniform bir hale getirmek gerektiğini öngörmüşler ve bunun için manifold geometrisini değiştirerek bunu sağlamışlardır [29].

Naemi ve arkadaşları, içten yanmalı motor egzoz manifoldunun bağlantı noktalarındaki basınç düşüş değerlerini hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemiyle incelemişlerdir. Egzoz manifoldunun bağlantı noktalarında oluşan basınç düşüş katsayılarını elde ederken hesaplamalı akışkan akış modelinde $k-\epsilon$ RNG türbülans modelini kullanmışlardır. Ayrıca total enerji kayıplarından sürtünme kayıplarını çıkararak bir boyutlu Fanno akış modelini de kullanmışlardır. Buldukları sonuçları deneysel sonuçlarla kıyaskadıklarında, kullandıkları model ve metodolojinin birleşen ve ayrılan akışlardaki basınç kayıplarının hesaplanmasında genellikle iyi sonuçlar verdiğini belirtmişlerdir. Fakat ayrılan akışlarda kütle akış oranının 0.6 değerini aşmadığı noktalara kadar sonuç alabilmişlerdir. Bu değer üzerinde kütle akış oranlarında akış boğulması görülmüştür [30].

Kim ve arkadaşları deneysel ve hesaplamalı olarak egzoz manifoldunda yapılan geometrik değişikliklerin egzoz gaz akış dağılımına olan etkisini ve akış uniformluğunun egzoz gaz akış yapısıyla olan ilgisini incelemişlerdir. Egzoz manifoldunun geometrisinde yaptıkları geliştirmeyle katalitik konvertöre giden gazın uniformluğunu geliştirmişlerdir. Böylece kayıpları azaltarak katalitik konvertörün daha verimli olmasını sağlamışlardır [31].

Hinterberger ve Olsen adjoint (eklenik) metodu taban alan otomatik geometri optimizasyonu yapan bir yaklaşım ortaya koymuşlardır. Bu yaklaşımı basınç kaybının ve akışın uniformluğunun önemli olduğu egzoz manifoldu ve katalitik konvertör sistemine uygulamışlardır. Akışın uniformluğunu ve basınç kaybının azaltılmasını kısıt fonksiyonları olarak belirlemişler ve OpenFOAM programında gaz akışını türbülanssız akış olarak kabul ederek egzoz manifoldunun optimum geometrisini belirlemişlerdir [32].

Kareem Emara ve arkadaşları, 6 silindirli bir dizel motorun egzoz manifoldunu CFD yöntemiyle sürekli bir hal için incelemişlerdir. Ateşleme sırasına göre egzoz valflerini ikişerli olarak açık kabul edip egzoz manifoldu içindeki akışın sıcaklık, basınç ve hız değerlerini bulmuşlardır. Buldukları bu değerlere göre manifold içindeki akışın uniformluğu, basınç düşüşünün azalması gibi parametreleri göz önüne alarak yeni bir egzoz manifoldu tasarlamışlardır. Tasarladıkları yeni egzoz manifoldunun CFD yöntemiyle analizlerini yaparak sonuçlar elde etmişlerdir. Yeni egzoz manifoldunun analizler sonucunda daha iyi sonuçlar verdiğini görmüşlerdir. Yeni manifoldu imal ederek motor üzerindeki testlerini de yapmışlar ve CFD analiz sonuçlarıyla benzer sonuçlar almışlardır. 3 boyutlu CFD yöntemiyle yapılan optimizasyon işleminin deneysel sonuçlarla kıyaslandığında doğru sonuçlar verdiği, aynı zamanda da daha ucuz ve hızlı olduğunu vurgulamışlardır [33].

Umesh ve arkadaşları, içten yanmalı motorun volümetrik verimini etkileyen egzoz manifoldunu sürekli durum için 3D CFD analizi ve deneysel olarak incelemişlerdir. Volümetrik verimi iyileştirmek için manifold geometrisinde değişiklikler yapmışlardır. 3D CFD analiziyle volümetrik verimin manifold geometrisinde yapılan optimizasyonla iyileştirildiğini göstermişlerdir. Ayrıca yeni geometriyi deneysel olarak da incelemişler ve 3D CFD sonuçlarıyla uyumunu göstermişlerdir. Yaptıkları çalışmayla 3D CFD analizle yapılan optimizasyon ve volümetrik verim artış çalışmalarının deneysel yöntemlerden daha hızlı ve ucuz olduğunu belirtmişlerdir [34].

Xu ve arkadaşları, benzin motorunun egzoz manifoldunun CFD analizini yapmışlardır. Egzoz manifoldunun analizlerinde akışın üniformluğunu ve basınç düşüşlerini hesaplamışlardır. Mevcut olan manifoldun analizleri sonucunda manifoldun dizaynında geliştirmeye ihtiyaç olduğunu belirtmişlerdir [35].

Umesh ve arkadaşları, yaptıkları çalışmada 8 farklı egzoz manifoldunun gaz akış analizini CFD yöntemiyle yapmışlardır. Yaptıkları analizlerde gazın akış hızını ve geri basıncı incelemişlerdir. Manifold geometrisinin gaz akış hızı ve geri basınç üzerinde olan etkisini göstermişlerdir [36].

Selvenathan ve arkadaşları CFD yöntemiyle 3 farklı egzoz manifoldu üzerinde hız vektörü statik basınç ve türbülans kinetik enerji değerlerini hesaplamışlardır. Bağlantı

uzunluğu, bağlantı hacmi, toplayıcı, geri basınç ve egzoz darbesinin egzoz gaz akış hızına etkilerinin göstermişlerdir. Sabit kesitli boru yerine konik yapılı boru kullanıldığında gaz akış hızının arttığını belirtmişlerdir [37].

Nursal ve arkadaşları 4 stroklu gemi dizel jeneratörünün egzoz sisteminin CFD analizini yapmışlardır. Egzoz borusu ve susturucunun yapısını değiştirerek egzoz geri basıncına etkilerini incelemişlerdir. Susturucunun egzoz çıkışına yakın olduğu durumda daha fazla egzoz geri basıncı oluştuğunu göstermişler, fakat atmosfere daha üniform bir akışın çıktığını belirtmişlerdir. Ayrıca egzoz boru sistemindeki toplam uzunluk ve dirsek sayısının artmasıyla geri basınçta artma olduğu ve bu durumun jeneratörden elde edilen güçte bir azalmaya sebep olduğu gösterilmiştir [38].

Lisbona yapmış olduğu çalışmada emme, yanma ve egzoz zamanlarını CFD yöntemiyle analiz etmiştir. Emme zamanının başlangıç koşullarını 1D analiz sonuçlarından almıştır. Yanma zamanında buharlaşma ve yanma bölümünü ampirik formüllerle modellemiştir. Egzoz zamanında ise yanma sonrası koşulları sınır koşulu olarak kullanmıştır. Emme zamanı için 1D analiz yöntemlerini de kullanarak 3D analizlerin geliştirilebileceğini belirtmiştir. Spray ve yanma analizinde özellikle silindir içine (direkt) enjeksiyon modellerinde daha fazla araştırmaya ihtiyaç olduğunu belirtmiştir. Egzoz zamanı için ise 3D analizin akış yapısını göstermek açısından kullanışlı olduğunu belirtmiştir [39].

Sampath ve arkadaşları ağır iş dizel motorlarının egzoz sistemlerini incelemişlerdir. Ağır iş dizel motorunda CFD ve deneysel yöntemlerle yaptıkları çalışmada egzoz manifoldunun SCR ve DPF gibi son işlem egzoz sistemlerini nasıl etkilediği ve akışın ve sıcaklığın dağılımına etkisi incelenmiştir. Bu incelemedeki amaç egzoz emisyonlarını azaltmada kullanılan sistemlerin çalışmasında egzoz gazlarının dağılımı ve sıcaklığın etkisidir. Farklı dizayn edilmiş yapıların analizleri yapılarak en iyi sıcaklık dağılımının ve kütle akış oranının olduğu yapılar belirlenmiştir [40].

Wang ve arkadaşları 6 silindirli bir dizel motorunda emme ve egzoz manifoldları ve EGR sistemini CFD yöntemiyle incelemişlerdir. EGR ve hava karışımının emme manifoldunda karışımını ve emme valflerinin krank mili açısına göre açılımına göre silindir içine beslemesini incelemişlerdir. Silindirlere gönderilen EGR miktarının manifold yapısına göre farklılık gösterdiği belirlenmiş ve hava - EGR oranı arasında

bir bağlantı olduğu görülmüştür. Silindirlere gönderilen hava kütle akış oranı düzenlendiği takdirde silindirlere gönderilen EGR miktarının da düzenleneceği vurgulanmıştır. Benzer şekilde egzoz manifoldunda da egzoz valflerinin açılmasına göre bir çevrim için analizler yapılmıştır. Manifoldda EGR ve egzoz kısmı olmak üzere iki çıkış incelenmiştir. Egzoz valflerinin açılmasına göre EGR ve egzoz borularında farklı hızlar oluşmuş ve EGR kısmında hızın yavaş olduğu ve türbülansların oluştuğu belirtilmiştir. Egzoz kütle akış oranı egzoz borusu kısmında EGR kısmına göre daha fazla olduğu görülmüş, ayrıca egzoz valflerinin kapandığı sırada en yüksek kütle akış oranının olduğu gösterilmiştir. Bu durumda EGR miktarındaki artışın emme manifoldundaki verimi azalttığı da belirtilmiştir [41].

Guhan ve arkadaşlarının yapmış olduğu çalışmada motorun verimini ve emisyon değerlerini etkileyen egzoz sistemi, katalitik konvertör ve susturucu incelenmiştir. Egzoz sisteminin toplamında ve ayrı ayrı parçalardaki basınç düşüşü ve akışın üniformluğu CFD yöntemiyle hesaplanmıştır. Buldukları değerlere göre sistemin iyileştirilmesi gerektiği belirtilmiştir [42].

Hopf ve arkadaşları çalışmalarında egzoz valflerinden çıkan kütle akış oranını iyileştirmek için optimizasyon çalışması yapmışlardır. Bu çalışmayı yapmaktaki amaçları yakıt ekonomisini ve emisyonları iyileştirmektir. Optimizasyon çalışmasında topoloji ve şekil optimizasyonunu birlikte uygulamışlardır. Fakat bu yöntemler sadece kararlı durumda tek fazlı, izotermal ve sıkıştırılmaz akışlar için geçerlidir. Buna rağmen bu yöntemler kullanılarak kütle akış oranında %18'e varan bir iyileştirme sağlanmıştır [43].

Al-Kayiem ve arkadaşları çalışmalarında tek silindirli 4 zamanlı kıvılcım ateşlemeli motorun emme ve egzoz manifoldlarındaki akış karakteristiğini incelemişlerdir. Basınç, sıcaklık ve hız değerlerini CFD yöntemiyle hesaplamışlar ve deney sonuçlarıyla benzer sonuçlar bulmuşlardır. Bu sonuçları kullanarak motorun volümetrik verimini arttırmak ve vuruntu riskini azaltmak için CFD yöntemiyle optimizasyon çalışması yapabileceğini belirtmişlerdir. Ayrıca akış karakteristiklerini inceleyerek emme ve egzoz manifoldlarında kritik noktalardaki geri basınç oluşumlarını da göstermişlerdir [44].

Zhang ve Romzek yapmış olduğu çalışmada egzoz gaz akış dağılımlı, basınç kayıp karakteristikleri, aracın egzoz bileşenlerinin sistemin termal ynetemini anlamak için 3D CFD methodu kullanılmıştır. Akış dağılımlı ve basınç kaybının motorun verimi ve emisyonlar hakkında ne kadar önemli olduğu vurgulanmış ve 3D CFD analizleri ile bulunan sonuçların kabul edilebilir seviyede olduğu gösterilmiştir. Ayrıca CFD methodunun ürün geliştirmede ve olan ürünlerin optimizasyonunda kullanılabileceği belirtilmiştir. Teknolojik gelişmeler ve bilgisayar glerinin artmasıyla, ayrıca emisyon standartlarındaki katı kurallarla birlikte egzoz sistemlerinin optimizasyonunda 3D CFD yönteminin önemli bir yere geldiği belirtilmiştir [45].

Galindo ve arkadaşları yaptıkları çalışmada motorun volümetrik ve ısıl verimini önemli ölçüde etkileyen egzoz manifoldunun optimizasyonu üzerinde durmuşlardır. Egzoz manifoldunun yapıldığı malzeme, iç hacim, geometrisindeki kıvrımlar ve ısıl kayıpları incelemişlerdir. Manifoldun ısıl ataletinin düşürüldüğü ve yalıtımının iyi yapıldığı durumlarda türbine giden gazların ısı kaybetmediği ve türbinden daha iyi verim alındığını göstermişlerdir. Trbın veriminin artmasıyla kompresör veriminin ve ktle akış oranının da artacağını belirtmişlerdir. Ayrıca geometride yapılan değişikliklerle dönüşleri azaltmışlar ve i hacmi arttırmışlardır. Böylece türbülansların oluşmasından ve titreşimli gazdan dolayı kaybedilecek enerji de azalarak motordan elde edilen tork miktarını arttırmışlardır [46].

Rajadurai ve arkadaşları motor veriminde önemli olan egzoz geri basıncını çalışmalarında ele almışlardır. Soğuk ve sıcak gaz akışlarında geri basınç değerleri arasında %60'a kadar farklılık olduğunu deneysel ve hesaplamalı olarak göstermişlerdir. Sıcak gaz akışının incelenmesi deneysel ve hesaplamalı açıdan daha zor olduğu için soğuk gaz ve sıcak gaz akış sonuçları arasında yoğunluk ve gaz sabitine bağlı bir bağıntı kurmuşlardır. Kurdukları bu bağıntı sayesinde analiz sonuçları arasındaki farkı %5'e kadar düşürmüşlerdir [47].

Liang ve arkadaşları egzoz gaz akış problemine etkili bir nümerik yaklaşım çalışması yapmışlardır. Yarı tek boyutlu Euler denklemlerine sürtünme ve ısı kaybı etkilerini de ekleyerek boru içi gaz akışını çözmüşlerdir. alışmalarında türbülans etkisini hariç tutmuşlardır. Kararlı durum için yaptıkları mlerde deneysel sonuçlarla uyumlu sonuçlar bulmuşlardır. Titreşimli akışta ise egzoz borusu sonunda farklı olmakla

birlikte kabul edilebilir sonuçlar bulmuşlardır. Egzoz borusunun çıkışında negatif basınç gözlemlemişler ve bunu geri basınç olarak nitelemişlerdir [48].

Zhong ve arkadaşları yaptıkları çalışmada 8 silindirli bir dizel motorun egzoz manifoldunun sekizinci ve birinci silindirlerle olan bağlantı yerindeki gaz akışının 3D CFD analizini yapmışlardır. Bağlantı borusunun geometrik optimizasyonu için eğimi 30° ve 15° olarak denemişler, ayrıca boruların içine akışı yönlendirici perdeler (baffle) koyarak akışın üniformluğunu sağlamak istemişlerdir. 30° eğimli ve perdeli çalışmada basınç kaybının en az olduğunu ve akışın daha üniform olduğunu göstermişlerdir [49].

Wang ve arkadaşları akış hesaplarında LES ve URANS (k-epsilon) yöntemlerini kullanarak ağır iş dizel makinası egzoz çıkışındaki toplam basınç kaybını hesaplamışlardır. LES, URANS ve deneysel sonuçları kıyasladıklarında LES yönteminin URANS yöntemine kıyasla deney sonuçlarına daha yakın sonuçlar verdiği, fakat çözüm süresinin daha uzun olduğu belirtilmiştir. Toplam basınç kaybının yaklaşık %80 oranının egzoz borusunun daralan veya genişleyen kısımlarında oluştuğunu gözlemlemişlerdir. Toplam basınç kaybının ana kaynağının akış ayrılımlarında enerjinin dağılımı ve indüklenen ikincil akış hareketi olduğu belirtilmiştir. Keskin dönüşlerin ve köşelerin azaltılması gibi egzoz manifoldunda yapılacak egzoz geometri optimizasyonu ile toplam basınç kaybının azaltılabileceği vurgulanmıştır [50].

Haga ve arkadaşları egzoz manifoldundaki akışın yapısını incelemek için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında parçacık görüntü hızı (particle image velocimetry) ve lazer çoğaltıcı anemometre (laser doppler anemometer) kullanarak gaz akış hızını ve oluşan türbülansları incelemişlerdir. Egzoz borusundaki dönüşler ve eğimlerin türbülans oluşturduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca egzoz sistemine eklenen katalistin gaz akış hızını düşürdüğünü göstermişlerdir [51].

Pogorevc ve Kegl çalışmalarında bir yarış motorunun emme sistemini geliştirmek amacıyla CFD yöntemini kullanmışlardır. Motorun emme manifoldunu geometrik olarak değiştirerek kütle akış oranını incelemişlerdir. Kararlı durumlar için emme manifoldunun ve boruların yapısını değiştirerek geometrinin kütle akış oranına etkisi ve dolayısıyla motorun gücüne etkisini göstermişlerdir. Yaptıkları deneysel çalışmalarla da analiz sonuçlarını kıyaslamışlar ve sonuçların uyumlu olduğunu

belirtmişlerdir. Fakat gerçek durum simülasyonları için bu analizlerin daha da geliştirilmesi gerektiğini belirtmişlerdir [52].

Bodin ve arkadaşları egzoz valfi ve egzoz manifoldundaki gaz akışını ve akışın yapısını LES yöntemini kullanarak incelemişlerdir. Literatürde kullanılan RANS k-epsilon yöntemiyle karşılaştırmışlardır. LES yönteminin türbülansı ve akım ayrılmalarını daha iyi yakaladığını belirtmişlerdir [53].

Zhang ve Assanis tek silindirli motorun emme ve egzoz manifoldlarında bir boyutlu kararsız gaz dinamiklerini incelemişlerdir. Çalışmalarında sonlu hacimler formüllerinin açık şeklini ve şok yakalayan TVD (total variation diminishing) yöntemlerini kullanmışlardır [54].

Hellstrom ve Fuchs 4 silindirli bir motorun egzoz manifoldu ve turboşarjır performansını LES yöntemiyle incelemişlerdir. Türbin üzerine gelen titreşimli akışın elde edilen güce etkisini ve egzoz manifoldunun akışın yapısına olan etkisi incelenmiştir. Manifold içinde oluşan türbülansın ve geri basıncın kütle akış oranını etkilediği ve türbinden elde edilen güçte düşüşler olduğu görülmüştür [55].

Sen çalışmasında egzoz sistemindeki geri basıncı ve akustik performansı incelemiştir. Geri basıncın motor performansına etkilerinin yanı sıra akustik performansa etkileri de vurgulanmış ve optimum değeri bulmak için 3D LES yöntemiyle analizler yapılmıştır [56].

Lu ve arkadaşları yaptıkları çalışmada T şeklindeki bir borunun içindeki akışı deneysel ve 3D CFD olarak incelemişlerdir. Boru yarıçapları orijinal egzoz manifoldunun çaplarında tutarak basınç kayıplarını hesaplamışlardır. Boruların birleşim noktalarında aralarında oluşturdukları açılar ve kütle akış oranlarını inceleyerek basınç kayıplarına olan etkilerini hesaplamışlardır [57].

Zhang ve arkadaşları iki farklı egzoz geometrisinde 1D - 3D karma yöntemlerle analizler yapmışlardır. Geometride yapılacak olan iyileştirmeye manifold içinde oluşan türbülansları ve basınç kayıplarını azaltmayı ve egzoz performansını arttırmayı hedeflemişlerdir. Egzoz bağlantı noktalarını birbirinden ayırarak manifold içindeki basınç dalgalarının diğer silindirleri etkilemesini azaltmışlardır. Böylece silindir içindeki yanmış gazlar daha iyi atılarak silindir içinde kalan artık gaz miktarını

azaltmışlardır. Bu durumun da motorun verimine olumlu katkıda bulunduğu görülmüştür [58].

Pravin ve arkadaşları egzoz manifoldundaki akışı düzenlemek için egzoz geometrisinde değişiklikler yapmışlar ve geometriler için CFD analizleri yapmışlardır. Yapılan değişimler sonucunda daha iyi bir akış dağılımı ve geri basınçlarda azalma olduğunu göstermişlerdir [59].

Huang ve arkadaşları egzoz gazlarının geri dönüşümünden daha fazla güç elde etmek için bir çalışma yapmışlardır. Egzoz gazlarıyla yüksek basınçlı havanın karıştığı bir birleşme borusu yaparak burada akışları birleştirmişler ve yüksek verimli bir türbine aktarmışlardır. Bu sayede egzoz emisyonlarında da azaltma sağlamışlardır. Egzoz gazları ve yüksek basınçlı havanın kesiştiği noktada CFD analizi yaparak türbülansın ve basınç kaybının en az olduğu geometriyi araştırmışlardır [60].

Hwang ve arkadaşları 4 silindirli içten yanmalı motorun egzoz manifoldundaki gaz akışını ve manifold geometrisinin akışın yapısına olan etkisini incelemişlerdir. 3D sıkıştırılabilir türbülanslı akış olarak egzoz gazını kabul ederek kıvrımlı boru geometrisi ve klasik manifold geometrisine sahip olan manifoldda geri basınç değerleri yüksek ve akış üniformluğu düşük olarak gözlemlenmiştir [61].

Eroğlu ve arkadaşları 6 silindirli ağır iş dizel motorunun egzoz manifoldundaki gaz akışını ve ısıl gerilmeleri incelemişlerdir. Manifold içindeki gaz akışı için CFD yöntemi ısıl gerilmeler için FEA kullanmışlardır. CFD ve FEA yöntemlerini birlikte çözerek CFD yöntemiyle sıcaklık dağılımını hesaplamışlar, burada buldukları sonuçları manifoldun duvarlarındaki sıcaklığı hesaplamışlar ve FEA yönteminde giriş koşulu olarak kullanmışlardır [62].

Sekavcuk ve arkadaşları tek silindirli 4 stroklu bir içten yanmalı motorun egzoz strokunda gaz akışını ve enerji dağılımını CFD yöntemiyle incelemişler. Ayrıca CFD yöntemine entropi oluşum denklemlerini eklemişlerdir. Bu sayede kritik durumları incelemek ve optimizasyon yapmak istemişlerdir [63].

Siqueira ve arkadaşları 4 silindirli bir motorun egzoz manifoldu içindeki gaz akışını incelemişlerdir. Kararlı durumda sıkıştırılabilir türbülanslı akışı CFD yöntemiyle çözerek akışın üniformluğunu ve silindirlere etkisini incelemişlerdir. Değişik manifold

geometrileri kullanmışlar ve optimizasyon yapmışlardır. Akışın üniformluğunu egzoz manifoldundan sonra gelen egzoz aftertreatment sistemlerini inceleyerek etkilerini gözlemlemişlerdir [64].

Ogorevc ve arkadaşları tek silindirli dört zamanlı içten yanmalı motorun egzoz zamanını deneysel ve nümerik olarak incelemişler. Deneysel olarak elde ettikleri verileri hem başlangıç sınır koşulu hem de doğrulama için kullanmışlardır. Zamana bağlı 3D olarak yaptıkları analizler sonucunda deneysel sonuçlarla uyumlu sonuçlar elde etmişlerdir. Egzoz gaz akışının deneysel olarak incelenmesinin zor olduğu durumlarda CFD yöntemiyle incelenebileceği belirtilmiştir [65].

Shi ve arkadaşları 8 silindirli gemi dizel motoru için değişen geometrili egzoz manifoldu sistemi geliştirerek motorun fren ortalama yakıt tüketimini azaltmak ve motor performansını arttırmak amaçlı bir çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında bir silindirden çıkan egzoz gazının manifold içinde oluşturduğu basınç dalgalarının diğer silindirlere etkisini azaltmak için manifold üzerinde değişiklikler yapmışlardır. Ayrıca düşük yüklerde farklı bir geometri, yüksek yüklerde farklı bir geometri oluşturacak şekilde manifolda değiştirme vanası ekleyerek yakıt tüketimini azaltmayı hedeflemişlerdir. Analizler sonucunda iyi sonuçlar elde etmişler ve pompalama kayıplarının ve ortalama yakıt tüketiminin azaldığını gözlemlemişlerdir [66].

Pham ve Le çalışmalarında orta hızlı gemi dizel motorunun emme ve egzoz manifoldlarıdaki akışı BOOST isimli programla modellemişlerdir. Üç farklı metot kullanmışlar, ilk metotta manifoldun boyutları ve şekli ideale yakın olarak kullanılmış. İkinci metotta fazla miktarda yaklaşımlar kullanılmıştır. Son metotta ise boru sistemini büyük hacimde kabul etmişler ve yanma sürecini Wiebe fonksiyonu ve ROHR model kullanarak sınır şartlarını modele uygulamışlardır. Deneysel sonuçlarla karşılaştırdıklarında en yakın sonucu birinci modelde yakalamışlar, en uzak sonucu ise ikinci modelde yakalamışlardır. Zaman ve para tasarrufunun daha az önemli olduğu durumlarda ise üçüncü metodun kullanılabileceğini belirtmişlerdir [67].



2. MANİFOLD İÇİNDEKİ EGZOZ GAZ AKIŞININ HAD İLE MODELLENMESİ

2.1 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD)

HAD analizlerinde akış modellenirken farklı yaklaşım ve basitleştirmeler kullanılır. Belirlenen akış koşulları için Navier-Stokes denklemleri iteratif olarak çözülmektedir. Problemin doğru olarak çözülebilmesi için aşağıda belirtilen özelliklerin doğru olarak modellenmesi önem arz etmektedir [68].

- Kinematik özellikler: lineer hız, açısal hız, vortisite, gerilme oranı.
- Transport özellikler: viskozite, termal iletkenlik, kütle yayılımı.
- Termodinamik özellikler: basınç, yoğunluk, sıcaklık, entalpi, özgül ısı, Prandtl sayısı, ısıl genleşme katsayısı.
- Diğer özellikler: yüzey gerilmesi, buhar basıncı, vb.

Yukarıda belirtilen özelliklerin doğru olarak modellenmesinin yanı sıra akışın modellenmesi üç temel aşamada gerçekleştirilir.

- Problemi matematiksel olarak temsil eden denklemlerin ve sınır koşullarının oluşturulması,
- Oluşturulan denklemleri verilen sınır koşulları ile birlikte sayısal olarak çözecek bir formülasyon geliştirilmesi,
- Akışkan hareketinin başlamasıyla birlikte uzaysal koordinatlarda bu denklemlerin herhangi bir zaman integrasyonu şeması ile çözülmesi.

Bu tez çalışması kapsamında incelenen akış koşulları üç boyutlu, türbülanslı, kararsız, düzensiz, zamana göre değişen, ani hız ve basınç değişimlerinin olduğu akışlardır. Belirtilen koşulları kapsayan bir akışın bilgisayar ortamında modellenerek akış karakteristiklerinin belirlenmesinde çeşitli yöntemler uygulanmaktadır. Lineer teori, sınır elemanları yöntemi ve sonlu hacimler yöntemi bazı sayısal hesaplama yöntemleridir.

2.2 Sonlu Hacimler Yöntemi (SHY)

Sonlu Hacimler Yöntemi, analitik olarak çözülemeyen veya çözülmesi zor olan diferansiyel denklemlerin sayısal olarak çözülmesinde günümüzde en sık kullanılan yöntemlerin başında gelir. Akış karakteristiklerinin incelendiği analizlerde, çözüm yapılacak bölge sonlu bir hacim olarak modellenir, bu hacim daha sonra çok küçük kontrol hacimlerine bölünerek ilgili kısmi diferansiyel denklemler bu kontrol hacimlerinde genelde iteratif yöntemlerle çözülür. Akış problemlerinin çözümünde kullanılan OpenFOAM, Ansys Fluent, CFX, vb. paket programların büyük çoğunluğunda bu yöntem kullanılmaktadır.

Bu çalışmada açık kaynak kodlu bir HAD programı olan OpenFOAM programı kullanılarak sonlu hacimler yöntemi uygulanmıştır. İçten yanmalı motor egzoz manifoldundaki akışın özellikleri tanımlanmış, ilgili denklemler oluşturularak bu denklemler uygun çözüm yöntemleri uygulanarak çözdürülmüştür.

2.3 Sıkıştırılabilir Akışın Çözümünde Kullanılan Temel Denklemler

HAD analizlerinde kullanılan metotlar geleneksel olarak iki kısma ayrılabilir. Bunlardan ilki basınç tabanlı diğeri ise yoğunluk tabanlı yöntemlerdir. Özellikle yoğunluk tabanlı yöntemler, transonik (ses ötesi) ve süpersonik akışların çözümünde kullanılmışlardır. Sıkıştırılabilir akış problemlerinin çözümünde kullanılan korunum denklemleri süreklilik (kütlenin korunumu), momentumun korunumu ve enerjinin korunumu olarak bilinmektedir.

İdeal gaz davranışı gösteren bir akışkan için korunum denklemleri aşağıdaki gibi verilebilir.

Süreklilik denklemi (Kütlenin korunumu):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (2.1)$$

Momentumun Korunumu:

$$\frac{\partial}{\partial t} [\rho U] + \nabla \cdot \{\rho U U\} = \nabla \cdot \{\mu \nabla U\} - \nabla p + \nabla \cdot \{\mu (\nabla U)^T\} - \frac{2}{3} \nabla (\mu \nabla \cdot U) + f_B \quad (2.2)$$

Bu denklemde f_B ifadesi bünye kuvvetlerini göstermektedir.

Enerjinin Korunumu:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_p T) + \nabla \cdot [\rho c_p v T] = \nabla \cdot [k \nabla T] + \rho T \frac{Dc_p}{Dt} + \frac{Dp}{Dt} - \frac{2}{3} \mu \Psi + \mu \Phi + \dot{q}_v \quad (2.3)$$

Bu denklemde verilen Ψ ve Φ ifadeleri dağılım oranlarını belirtmektedir. Burada enerjinin korunumu denklemi sıcaklık cinsinden türetilmiş haliyle verilmiştir. Yukarıdaki denklem setine; yoğunluğu, basınç ve sıcaklıkla ilişkilendiren bir durum denklemi eklenmelidir, burada da ideal gaz için aşağıdaki denklem verilebilir.

$$\rho = \frac{p}{RT} \quad (2.4)$$

Bu denklemde verilen R gaz sabitidir.

2.4 Türbülanslı Akışın Modellenmesinde Kullanılan Denklemler

Türbülanslı akışların çözümünde Doğrudan Nümerik Analiz (DNS), Büyük Girdap Simülasyonu (LES) ve Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS) yöntemleri başta olmak üzere çeşitli yöntemler kullanılmaktadır. Doğrudan Nümerik Analiz (DNS) yönteminde sık ve düzgün ağ örgüleri oluşturularak tüm türbülans ölçeklerinin Navier Stokes denklemlerinin doğrudan çözümü yapılmaktadır. Bu yöntem yüksek maliyet (bilgisayar gereksinimi) ve zaman gerektirdiğinden çok fazla tercih edilen bir yöntem değildir. Büyük Girdap Simülasyonu (LES) yönteminde, Navier Stokes denklemleri filtrelenerek çözülür ve belirli bir ölçek boyutunun altındaki girdaplar ise modellenerek çözülür. DNS yöntemine benzer şekilde LES yöntemi de çok sık ve düzgün yapısal ağ örgüsü gerektirdiğinden çözülecek problemin karmaşıklığı, istenen çözümün detayı ve amacı ile kullanımı düşünülmektedir. Reynolds Ortalamalı Navier Stokes (RANS) yöntemi ise Navier-Stokes denklemlerinin türbülanslı akışları ortalama alarak tahmin etmek için kullanılan modelleme yöntemidir. HAD analizlerinde k-Epsilon, k-Omega, SST k-Omega, Spalart Allmaras (SA) ve Reynolds gerilmeleri transport (RST) türbülans modelleri en yaygın olarak kullanılan RANS modelleridir.

2.4.1 SST (Shear Stress Transport) Modeli

Bu çalışmada RANS türbülans modeli olarak SST (Shear Stress Transport) model kullanılmıştır. SST model aşağıda belirtilen iki önemli özelliği kapsayan türbülans modelidir.

1. İç sınır tabakada k-Omega ve dış bölgede k-Epsilon modellerinin kombinasyonu olarak çalışır.
2. Ters basınç gradyan bölgelerde kayma gerilmesini sınırlandırır.

k-Epsilon modelin iki temel zayıflığı bulunmaktadır. Ters basınç gradyeni olan akışlarda kayma gerilmesini fazla tahmin eder çünkü düşük dağılımdan kaynaklı olarak büyük uzunluk ölçeği kullanır ve düşük reynolds sayısı sönümleme fonksiyonu gibi yakın duvar modifikasyonu gerektirir.

k-Omega modeli ters basınç gradyanlı akışları tahmin etmede k-Epsilon modeline göre daha iyidir ve standart k-Omega modeli herhangi bir sönümleyici fonksiyon kullanmaz. Bunun yanında standart k-Omega modelinin dezavantajı ise ω değerinin serbest akışa bağlı olmasıdır.

k-Epsilon ve k-Omega modellerini geliştirmek için Menter bu iki modelin birleştirilmesini önermiştir [56]. İki modelin de güçlü yanlarını alarak SST k-omega modelini geliştirmiştir. Bu modelde k ve omega sırasıyla aşağıdaki denklemler kullanılarak çözülmektedir. Türbülans kinetik enerji (k) değerinin bulunması için (2.5) denkleminin, özgül türbülans azalma oranının (omega) bulunması için de (2.6) denklemleri çözülmelidir.

$$\frac{\delta k}{\delta t} = \nabla \cdot (uk) = P_k - \beta^* k \omega + \nabla \cdot (v + \sigma_k v_t) \nabla k \quad (2.5)$$

$$\frac{\delta \omega}{\delta t} = \nabla \cdot (u\omega) = \alpha D^2 - \beta \omega^2 + \nabla \cdot (v + \sigma_\omega v_t) \nabla \omega + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \nabla k \cdot \nabla \omega \quad (2.6)$$

Bu denklemlerde u hızı göstermektedir. Diğer değerler ise aşağıda belirtilmiştir.

$$P_k = \min(G, 10\beta^* k \omega) \quad (2.7)$$

$$G = v_t \nabla u : [\nabla u + (\nabla u)^T] \quad (2.8)$$

$$D = \sqrt{2D:D} \quad (2.9)$$

$$D = [\nabla u + (\nabla u)^T] / 2 \quad (2.10)$$

F_1 karıştırma (blending) fonksiyonunu belirtmektedir. Diğer tanımlanmayan β^* , σ_k , α , β , σ_ω , $\sigma_{\omega 2}$ değerler ise model parametreleri olup aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

Çizelge 2.1 : SST k-Omega Model Katsayıları.

a_1	0,31
β^*	0,09
F_1	$\tanh \left\{ \left[\min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y'} \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right]^4 \right\}$
F_2	$\tanh \left\{ \left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y'} \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right] \right\}$
$CD_{k\omega}$	$2\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \nabla k \cdot \nabla \omega$
α	$\alpha_1 F_1 + \alpha_2 (1 - F_1)$, with, $\alpha_1 = 5/9$, and, $\alpha_2 = 0,44$
β	$\beta_1 F_1 + \beta_2 (1 - F_1)$, with, $\beta_1 = 3/40$, and, $\beta_2 = 0,0828$
σ_k	$\sigma_{k1} F_1 + \sigma_{k2} (1 - F_1)$, with, $\sigma_{k1} = 0,85$, and, $\sigma_{k2} = 1$
σ_ω	$\sigma_{\omega 1} F_1 + \sigma_{\omega 2} (1 - F_1)$, with, $\sigma_{\omega 1} = 0,5$, and, $\sigma_{\omega 2} = 0,856$

İç sınır tabakada F_1 fonksiyonu 1 değerini aldığıında (2.5) ve (2.6) denklemleri k-Omega modelini oluşturan denklemlere dönüşür. Dış sınır tabakada F_1 fonksiyonu 0 değerini aldığıında ise (2.5) ve (2.6) denklemleri k-Epsilon modelini oluşturan denklemlere dönüşür. Türbülans vizkozitesi, ν_t , aşağıda verilen denklemden hesaplanabilir.

$$\nu_t = \min \left(\frac{k}{\omega}, \frac{a_1 k}{\Omega F_2} \right) \quad (2.11)$$

α_1 , sabittir ve Ω değeri ise aşağıdaki denklemden bulunabilir.

$$\Omega = \left| \left[\nabla u - (\nabla u)^T \right] / 2 \right| \quad (2.12)$$

F_2 değeri duvardan uzaklığa bağlıdır. İç sınır tabakada $F_2=1$, dış sınırda ise $F_2=0$ değerini alır. F_1 ve F_2 arasında bir bağlantı vardır, F_1 iç sınır tabakada 0 değerini

alırken, F_2 dış sınırda 0 değerini alır. Bradshaw kabulüne göre türbülans gerilmesi k ile orantılı olduğundan türbülans viskozitesi değerine sınırlandırma getirir [69].



3. EGZOZ MANİFOLDUNDAKİ AKIŞIN MODELLENMESİ

3.1 OpenFOAM (Open Field Operation and Manipulation)

Motor manifoldlarında doğru sonuçlar (deneylerden alınan sonuçlara yakın sonuçlar) bulabilmek ve optimizasyon yapabilmek için en iyi yöntem üç boyutlu akışkanlar dinamiği ile problemin modellenmesidir. Problemi modellemek için OpenFOAM (Open Field Operation And Manipulation) programı kullanılmıştır. Bu programı seçmedeki nedenler olarak programın açık kaynak kodlu olması, ücretsiz ve son dönemde dünyada popüler bir program olması gösterilebilir. Ayrıca diğer paket programlarda sadece size verilen çözüm yöntemleri kullanılabilir, fakat OpenFOAM programı açık kaynak kodlu olduğu için yapılan analizlerin (hesaplamalı akışkanlar dinamiği) her aşamasına müdahale etme imkanı sağlar. OpenFOAM programı ücretsiz ve açık kaynak kodlu olmasından kaynaklı özellikle akademik araştırmalarda son zamanlarda sıkça kullanılmaktadır.

OpenFOAM programı Linux/Ubuntu işletim sistemi üzerinde çalışmaktadır. C++ tabanlı olan OpenFOAM kullanıcılara tam fonksiyonellik sağlamaktadır. Ayrıca programın geniş öğretici başlangıç (tutorial) modülleri vardır. Sıkıştırılabilir, sıkıştırılamaz ve çok fazlı akışlar, yanma, ısı transferi, elektromanyetik ve katı dinamikleri olmak üzere birçok çözücü (solver) bulunmaktadır. Ayrıca kütüphanelerinde türbülans modelleri, transport modelleri, reaksiyon kinetiği/kimyasal modeller bulunmaktadır.

Bu özelliklerinin yanı sıra programın ara yüzü bulunmadığı için diğer paket programlardaki gibi modüller üzerinden seçim yapılamaz. Çözülme istenen probleme/duruma ilişkin verilerin, ağ örgüsünün (mesh), çözüm yönteminin, ayrıklaştırma yöntemlerinin, başlangıç koşulları ve sınır şartlarının olduğu kodlara ait dosyalar tek bir klasöre yerleştirilir ve uçbirim (terminal) üzerinden uygun sırayla çağırılarak uygun çözücü (solver) yardımıyla çözülür. Çözülme istenen problem/durum ve sisteme ait olan bütün bilgiler ve kodlar üzerinde, ayrıca çözüm yöntemleri ve ayrıklaştırma yöntemleri üzerinde istenilen değişimler OpenFOAM ve C++ kod yazım kurallarına uygun olarak yapılabilir.

Çözücülerin ve kütüphanelerin çok geniş olması kullanıcıya büyük avantajlar sağlar. Çözücülere (solver) örnek olarak sıkıştırılabilir akış için: rhoCentralFoam, rhoCentralDyMFoam, rhoPimpleFoam, rhoPorousMRFLTSPimpleFoam, rhoPorousMRFSimpleFoam, rhoPorousMRFPimpleFoam, rhoSimpleFoam, rhoSimplecFoam, sonicDyMFoam, sonicFoam, sonicLiquidFoam çözücüleri verilebilir. Sıkıştırılabilir akışlar için geniş bir çözücü kapasitesine sahip olduğu gibi kEpsilon, kOmega, kOmegaSST, RNGkEpsilon, NonlinearKEShuh, LienCubicKE, qZeta, LaunderSharmaKE, LamBremhorstKE, vb. türbülans modelleri olmak üzere birçok türbülans modeli de bulunmaktadır.

Geniş kütüphane ve modüllere bağlı kalmaksızın kullanıcı isterse C++ ve OpenFOAM kod yazım kurallarına bağlı kalarak kendi çözücü veya modellerini oluşturabilir. Bu kadar geniş bir özgürlük alanına sahip olmasına rağmen OpenFOAM programının kullanımı iyi bir kodlama ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği bilgisi gerektirmektedir. Programın ara yüzü olmadığı için model ve ağ örgüsü (mesh) oluşturulması kod üzerinden olduğu için zaman alıcı ve zordur. Bunu kolaylaştırmak için bazı ticari paket programlar (Star C, Fluent, Gambit, vb.) kullanılarak oluşturulan modeller kolaylıkla programın içine aktarılabilir. Paket programlarda oluşturulan modeller içe aktarıldıktan sonra istenilen çözücü ile analizler yapılabilir.

Kullanıcı tarafından analize ait sonuçları istenilen zaman adımları veya koşullar için yazdırabilir. Yazdırılan bu sonuçlar Paraview gibi yine ücretsiz olan görüntü işleme programında çalıştırılabilir. Analizler sonucunda alınan dataları görsel olarak işleyebilmek ve kolay anlaşılabilir bir hâle getirmek bu program aracılığıyla mümkündür.

3.1.1 Problemin Çözümünde Kullanılan Algoritma

Motor manifoldlarındaki akış problemi, türbülanslı ve süreksiz (transient) akış olduğu için literatürde geçen PIMPLE (PISO – SIMPLE) algoritması ile çözülmüştür. PIMPLE algoritması, belirli koşullar altında PISO ve SIMPLE algoritmalarının birlikte uygulanması olarak tanımlanabilir.

PISO algoritmasında; başlangıç değeri olarak verilen basınç ve sıcaklık değerlerinden denge denklemleri kullanılarak yoğunluk (ρ) alan değerleri bulunur. Bu değer süreklilik denkleminden türetilen basınç doğrultma denklemine uygulanarak basınç ve hız değerleri hesaplanır. Daha sonra enerji ve türbülans denklemleri çözülür.

PISO algoritmasının çözümü için çok küçük zaman adımları gerekmektedir. PIMPLE algoritması ile çözmek istememizin sebebi zaman adımlarının büyüklüğünü arttırarak çözüm sürecini kısaltmaktır. Zaman adımları arasındaki süreçte SIMPLE algoritması ile momentum ve basınç tekrar hesaplanarak sonucun yakınsaması ve artık hatalarının azaltılması sağlanmaya çalışılır.

$$\frac{U}{\partial t} + \nabla(UU) + \nabla R = -\nabla p \quad (3.1)$$

$$\nabla^2 p = f(U, \nabla p) \quad (3.2)$$

İkinci döngüde yeni bulunan p'ye göre $U_{\text{düzeltilmiş}}$ hesaplanır ve bu $U_{\text{düzeltilmiş}}$ 'e göre yeni bir p hesaplanır. Son p'ye göre tekrar $U_{\text{düzeltilmiş}}$ hesaplanır. Bu döngü belirtilen artık hata istenilen düzeye inene kadar devam eder ve sonra zaman adımı tekrar ilerler.

PIMPLE algoritmasını OpenFOAM programında kullanmak için programın rhoPimpleFoam klasöründeki dosyalar çağrılarak kodlar üzerinde kullanıcının çözmek istediği duruma ilişkin düzenlemeler yapılır.

$$\frac{\partial \rho U}{\partial t} + \nabla \cdot \Phi U - \nabla \cdot \mu \nabla U = -\nabla p \quad (3.3)$$

3.3 denkleminin C++ kodundaki çözüm şekli Şekil 3.1'de verilmiştir.

```
solve
(
    fvm::ddt(k)
  + fvm::div(phi, k)
  - fvm::laplacian(nu() + nut, k)
== nut*magSqr(symm(fvc::grad(U)))
  - fvm::Sp(epsilon/k, k)
);
```

Şekil 3.1 : (3.3) Diferansiyel Denkleminin C++ (OpenFOAM) programlama dilinde yazılışı.

fvSchemes kütüphanesinde çözüm yöntemleri girilmektedir. Çizelge 3.1'de kütüphanelerde bulunan düzenler (scheme) hakkında bilgi verilmiştir.

Çizelge 3.1: fvSchemes kütüphanelerinde kullanılan anahtar sözcükler [70].

Anahtar Kelimeler	Matematiksel Terim Kategorisi
interpolationSchemes	Değerlerin noktadan noktaya interpolasyonu
snGradSchemes	Hücre yüzeyindeki gradyan normalin bileşeni
gradSchemes	Gradyan ∇
divSchemes	Diverjans $\nabla \cdot$
laplacianSchemes	Laplas ∇^2
timeScheme	Birinci ve ikinci dereceden türevler
fluxRequired	Akış oluşması gereken alanlar

Şekil 3.2’de yukarıda tanımlanan kütüphaneler için kullanılan çözüm yöntemlerine ve fvSchemes kütüphanesine örnek verilmiştir.

OpenFOAM kodunun içinde bulunan termofiziksel model, basınç ve sıcaklık haricindeki diğer enerji, ısı ve fiziksel özellikleri, basınç ve sıcaklığa göre hesaplanacak şekilde oluşturulmuştur [70].

Kodda uygulanan yaklaşım denge denklemlerinden başlayarak termofiziksel model alt programlarını thermoType programı altında birleştirmek ve termofiziksel model verilerini bir önceki durumdan türeterek yeni sonuçları elde etmektir. thermoType dosyasındaki anahtar girdiler alt programlardan çağrılarak kullanılacak olan modelleri belirtmektedir.

hePsiThermo modeli, belirli bir bileşime sahip akışkanın sıkıştırılabilirliğe bağlı olarak termofiziksel özelliklerini çözmede kullanılan alt programdır. (3.4)’de verilen denklem ile sıkıştırılabilirlik hesaplanabilir.

$$\left[\psi = (RT) - 1 \right] \quad (3.4)$$

pureMixture alt programı ile karışımın yapısı oluşturularak çözüm modelinde karışımın yapısını belirtilir.

Sutherland alt programı (3.4) denkleminde verildiği üzere, dinamik vizkoziteyi (μ), sıcaklık (T), Sutherland katsayısı (As) ve Sutherland sıcaklığına (Ts)’e bağlı fonksiyon olarak çözer. Dinamik vizkozite 3.5 denklemi ile bulunmaktadır.

$$\mu = \frac{As\sqrt{T}}{1 + Ts\sqrt{T}} \quad (3.5)$$

```

FoamFile
{
    version      2.0;
    format       ascii;
    class        dictionary;
    location     "system";
    object       fvSchemes;
}
// * * * * *
* * * * * //

ddtSchemes|
{
    default      backward;
}

gradSchemes
{
    default      Gauss linear;
}

divSchemes
{
    default      none;
    div(phi,U)   Gauss LUST grad(U);
    div(phi,e)   Gauss LUST grad(e);
    div(phi,h)   Gauss LUST grad(h);
    div(phi,K)   Gauss linear;
    div(phi,p)   Gauss linear;
    div(phi,k)   Gauss limitedLinear 1;
    div(phi,B)   Gauss limitedLinear 1;
    div(phi,muTilda) Gauss limitedLinear 1;
    div(B)       Gauss linear;
    div(((rho*nuEff)*dev2(T(grad(U))))) Gauss linear;
}

laplacianSchemes
{
    default      Gauss linear corrected;
}

interpolationSchemes
{
    default      linear;
}

snGradSchemes
{
    default      corrected;
}
//

```

Şekil 3.2 : fvSchemes tablosu ve kullanılan çözüm yöntemleri .

janaf (Joint Army, Navy, Air Force) alt programı NIST (Uluslararası Standart ve Teknoloji Enstitüsü) tarafından oluşturulan termodinamik tablolardan alınan katsayılar ve sıcaklığa (T) bağlı olarak özgül ısı (cp) değerini (3.6) denklemine göre hesaplamaktadır. Bu fonksiyon alt ve üst limitleri belirli olan bir aralıkta çalışmaktadır.

$$c_p = R(((a_4 T + a_3)T + a_2)T + a_1)T + a_0) \quad (3.6)$$

Şekil 3.3'te thermoType kütüphanesi ve kullanılan katsayılar verilmiştir.

```
thermoType
{
  type          hePsiThermo;
  mixture        pureMixture;
  transport      sutherland;
  thermo         janaf;
  equationOfState perfectGas;
  specie         specie;
  energy         sensibleInternalEnergy;
}

thermodynamics
{
  Tlow          200;
  Thigh         5000;
  Tcommon       1000;
  highCpCoeffs  ( 3.106 0.00179682 -5.94382e-
07 9.04998e-11
                -5.08033e-15 -11003.7
5.11872 );
  lowCpCoeffs   ( 3.49612 0.000650364 -
2.08029e-07 1.2291e-09
                -7.73697e-13 -11080.3
3.18978 );
}
transport
{
  As            1.67212e-06;
  Ts            170.672;
}
```

Şekil 3.3 : thermoType kütüphanesi ve kullanılan katsayılar.

3.2 Gemi Dizel Motoru Özellikleri

Bu çalışmada MTU marka 3.96 litre hacminde 16 silindire sahip V tipi dizel motoru incelenmek üzere ele alınmıştır. Çizelge 3.2'de gemi dizel motorunun ana özellikleri

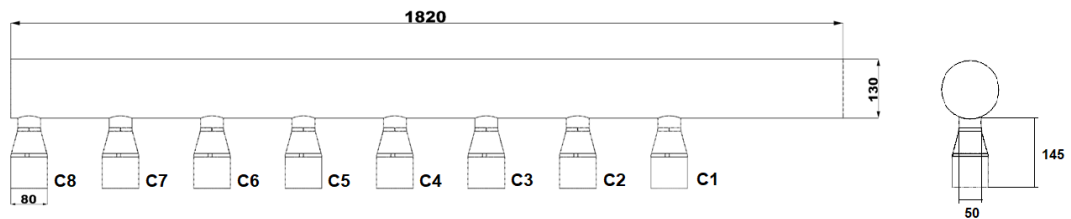
verilmiştir. Her silindir bloğunda emme ve egzoz olmak üzere iki adet manifold bulunmaktadır. Manifold içindeki gaz akışının değerlerini okumak için düşük hassasiyette dört adet piezo-elektrik transdüser manifold içine yerleştirilmiştir [61]. Bu transdüserlerden okunan veriler, egzoz manifoldu modelinden elde edilen değerlerin doğruluğunu değerlendirmede yol gösterici olmuştur. Motor 4 stroklu ve devir sayısı 31.67 dev/s’dir. Çevrim boyunca silindire gönderilen yakıt miktarı 0.0004664 kg/çevrim ve yakıt-hava oranı 1/25’dir. Buna göre bir çevrimde silindirden manifolda giren kütle akış miktarı 0.1956 kg/s olarak hesaplanmıştır. silindirlerden manifolda giren egzoz gazının sıcaklığı ortalama 1385 K olarak alınmıştır. Motor bloğu V şeklinde düzenlenmiş olup, incelenmek üzere seçilen bloktaki silindirlerin ateşleme sırası ise 5-2-8-3-4-6-1-7 olarak verilmiştir.

Çizelge 3.2: Gemi Dizel Motorunun Özellikleri [71].

Motor Tipi	Gemi Dizel Motoru
Bore (mm)	165
Strok (mm)	185
Emme tipi	Turboşarjlı
Sıkıştırma Oranı	12.3-1
Silindir Sayısı	16 (V Tipi)
Maksimum Güç	2620 Hp @ 1900 rpm
Ateşleme Sırası	5-2-8-3-4-6-1-7

3.2.1 Egzoz Manifoldunun Geometrisi

Modellenen turboşarjlı gemi dizel motorunun geometrisi ve boyutları Şekil 3.4’te verilmiştir.



Şekil 3.4 : Gemi Dizel Motoru Egzoz Manifoldu.

Manifoldun uzunluğu 1820 mm, çapı 130 mm’dir. Egzoz valfi ve manifold arasındaki bağlantı boruları 145 mm uzunluğunda olup değişken çap değerlerine sahiptir. Egzoz valfi tarafında 80 mm olan çap manifold bağlanan kısımda 50 mm’ye düşmektedir.

3.2.2 Egzoz Manifoldun Ağ Örgüsünün Oluşturulması

Genel olarak değerlendirildiğinde, HAD çalışmalarında problemin çözüleceği sınırlar içinde oluşturulan ağ örgülerinin kalitesinde aşağıda belirtilen özellikler rol oynamaktadır.

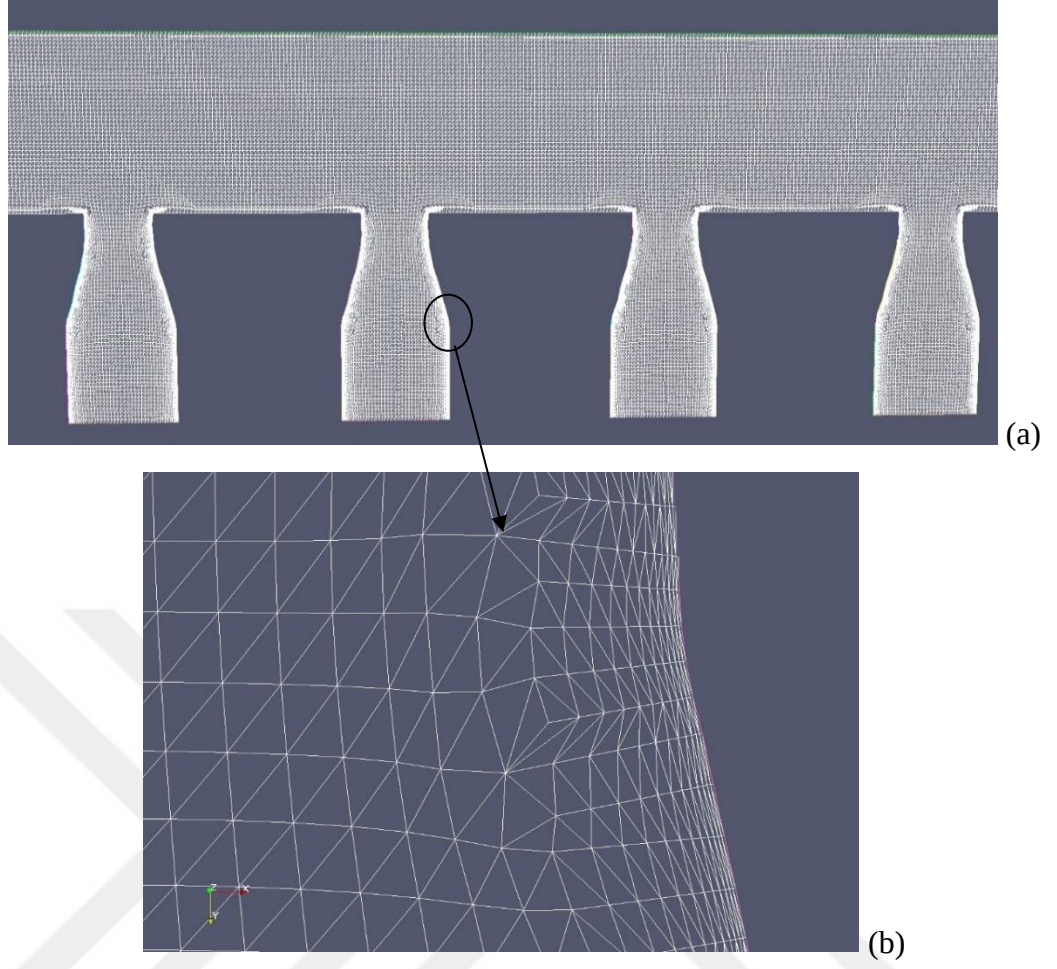
- Çözüm için kullanılan model ve akış özelliklerine uygun sıklıkta ağ örgüsü oluşturulmalıdır.
- Yüksek hız ve basınç gradyanlarının bulunduğu bölgelerde sonuca yakınsamak için daha yoğun bir ağ örgüsü oluşturmak gerekmektedir.
- Seçilen türbülans modeli, çözümün hassasiyeti, ısı transferi, vb. etkilerin çözümde yer alması açısından ağ örgülerinin yakın duvar tabakalarını içermesi gerekmektedir.

Ağ örgüsünde bulunan hücreler arasında da belirli koşulların sağlanması gerekmektedir. Bu koşullar şu şekildedir:

- Hücrelerin boyu ve eni arasındaki oranın (aspect ratio) yüksek olmaması gerekmektedir.
- Seçilen türbülans modeline uygun y^+ değeri sağlanmalıdır.
- Komşu hücreler arasındaki hacim oranları çok yüksek olmamalıdır.

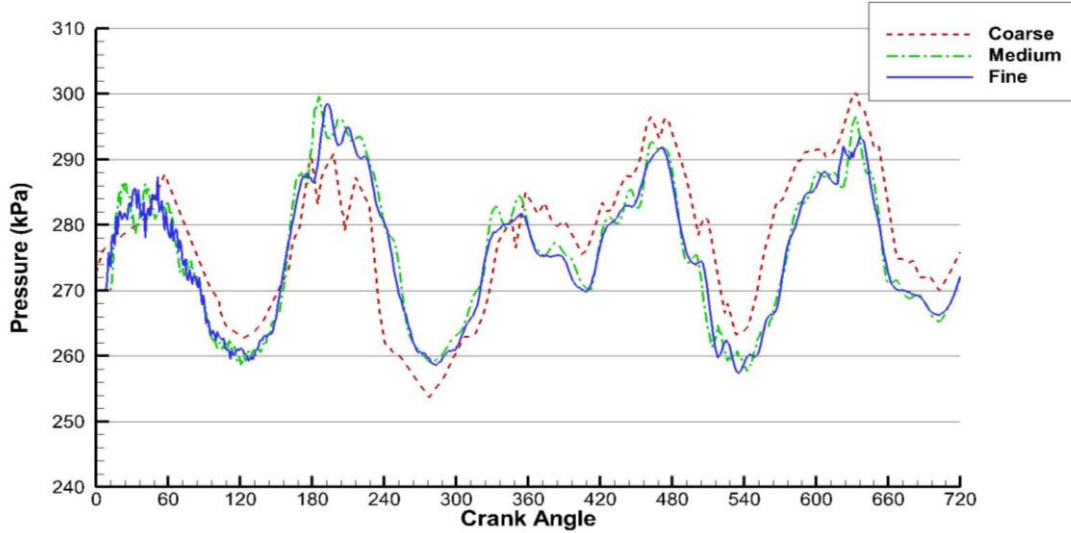
Verilen bilgiler göz önüne alındığında egzoz manifold içindeki egzoz gaz akışını modellemek için uygun ağ örgüsü oluşturulmuştur. Şekil 3.5' oluşturulan ağ örgüsü gösterilmiştir. Ağ örgüsü altı yüzlü (hexahedra) ve çok yüzlü (polyhedral) hücrelerden oluşmaktadır.

Yapılan çözümlerin doğruluğunun kabul edilebilmesi ve hücre boyutlarının farklılaşmasıyla çözümün değişmediğinin gösterilmesi için hücre boyutundan bağımsızlığın gösterilmesi gerekmektedir. Modelin çözümünde ağ örgüsü üç farklı hücre sayısına göre oluşturulmuştur. Kaba (Coarse) ağ örgüsü diye tanımlanan modelde 1.3 milyon hücre sayısı bulunmaktadır. Orta (Medium) ağ örgüsü olan modelde 1.8 milyon ve sık (fine) ağ örgüsü olarak tanımlanan modelde 2.3 milyon hücre sayısı bulunmaktadır.



Şekil 3.5 : Egzoz Manifoldu Ağ Örgüsü yapısı (a. genel görünüm, b. detay görünüm).

Şekil 3.6’da farklı ağ örgüsü sayılarına göre yapılan analizlerin sonuçları görünmektedir. Farklı ağ örgüsü sayılarında gerçekleştirilen analizlerde, basınç değerleri arasındaki farkların yüzde ikiden daha düşük olduğu görülmüştür. Görece kaba ağ örgüsü sayısında elde edilen değerler diğer ağ örgüsü sayılarına göre farklılık gösterirken, orta ve sık ağ örgüsü sayılarında önemli bir fark görülmemiştir. Bilgisayar gücü ve çözüm süresi ele alındığında orta sayıda hücre içeren ağ örgüsü yapısıyla analizlere devam edilmesinin uygun olacağı değerlendirilmiştir.



(b)

Şekil 3.6 : Egzoz Manifoldu içindeki Basınç Dağılımının Hücre Sayısına göre Değişimi

Analizlerde kullanılacak olan zaman adımının hesabında temel parametre olan Courant sayısı koşulu (3.7) denkleminde verilmiştir.

$$Co \text{ koşulu} = \left| \frac{U \Delta t}{\Delta x} \right| \leq 1 \quad (3.7)$$

U akış hızını, Δt fiziksel zaman adımını ve Δx ise ağ örgüsünün hücre boyutunu göstermektedir. Egzoz manifoldundaki akışın modellemesinde kullanılan PIMPLE algoritmasında Courant sayısının 0.15 – 0.3 arasında olması gerekmektedir. Bu koşulu sağlamak için zaman adımı 10^{-7} s olarak belirlenmiştir.

3.2.3 Sınır Koşullarının Belirlenmesi

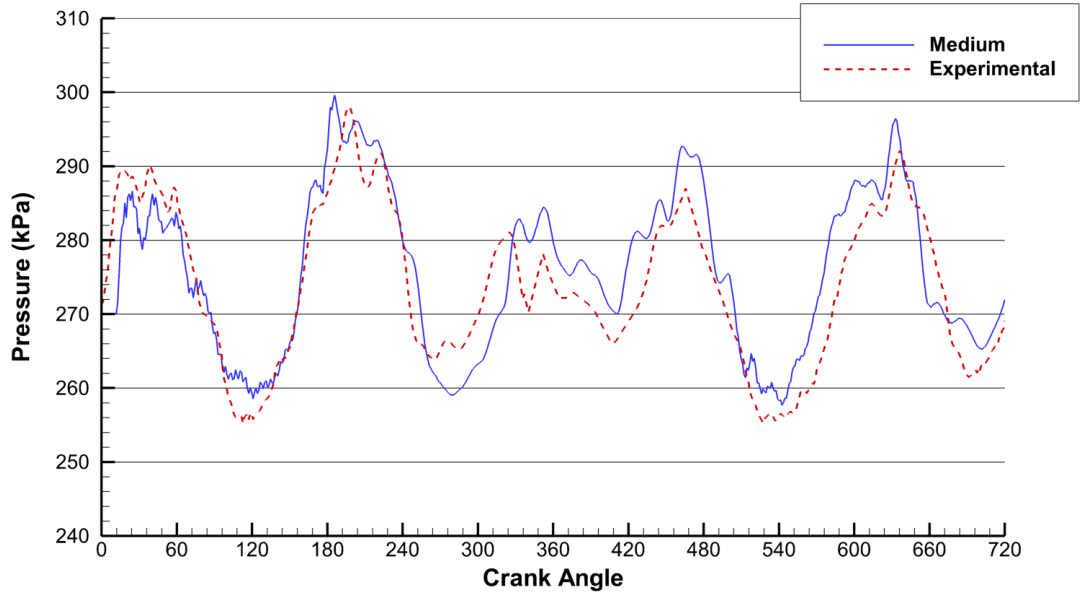
Egzoz manifoldunda yapılan analizlerde yakın duvar bölgesi (near wall region) yani sınır tabaka parametresinin çözülmesi için “no-slip” sınır şartı kullanılmıştır. “no-slip” sınır şartı vizkoz akışlarda sanki katı bir sınır varmış gibi sınırda akışkan hızının sıfır olduğunu gösteren sınır şartıdır. Bu sınır şartı ayrıca “zeroGradient” sınır koşulunu da içermektedir. “zeroGradient” sınır koşulu ise normal gradyan değerinin sıfır olduğunu gösterir. Çıkış sınır koşulu olarak da “inletOutlet” sınır koşulu seçilmiştir. Bu sınır koşulu akış hızının yönüne bağlı olarak hız ve basınç değerleri arasında “fixedValue” ve “zeroGradient” sınır koşulları arasında geçiş yapmayı sağlamaktadır. Giriş sınır koşulu olarak sıcaklık Özsoysal’ın [58-59] çalışmasında deneysel sonuçlar için verilmiş olan 1385 K değeri alınmıştır. Bu değer her bir silindirden manifolda giren

egzoz gazlarının sıcaklığı olarak alınmıştır. Bir diğer giriş sınır koşulu olarak kütle akış oranı girilmiştir. Kütle akış oranı iki farklı şekilde girilmiştir. Egzoz valfi kapalı olduğunda kütle akış oranı 0 olarak alınmıştır. Egzoz valfinin açık olduğu durumda ise kütle akış oranı 0.1956 kg/s olarak girilmiştir. Ateşleme sırasına göre egzoz valflerinin krank açılarına göre açık ve kapalı olduğu zamanlar Çizelge 3.3'te verilmiştir. Çizelge 3.3'te belirtildiği gibi analizlerde ateşleme sırasına göre ilk açılan silindir olan beşinci silindirin açıldığı krank açısı 0° krank açısı kabul edilmiştir.

Çizelge 3.3: Ateşleme sırasına göre egzoz valflerinin açılıp kapandığı krank açıları.

	Cylinder5	Cylinder2	Cylinder8	Cylinder3	Cylinder4	Cylinder6	Cylinder1	Cylinder7
EVO	0° CA	135° CA	190° CA	315° CA	405° CA	450° CA	585° CA	630° CA
EVC	337° CA	472° CA	517° CA	652° CA	742° CA	787° CA	922° CA	967° CA

Özsoysal'ın [71-72] çalışmasında verilen, deneysel çalışmalardan elde edilen egzoz manifoldu içerisindeki egzoz gaz verileri, HAD çalışmaları kapsamında oluşturulan üç boyutlu modelden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Karşılaştırılan sonuçlar Şekil 3.7'de gösterilmiştir. Sınır şartları daha önceden de bahsedildiği üzere Özsoysal'ın çalışmasında yer alan deneysel çalışmalarla aynı alınmıştır.



(b)

Şekil 3.7 : Egzoz Manifoldu içindeki Basınç Dağılımının Karşılaştırılması

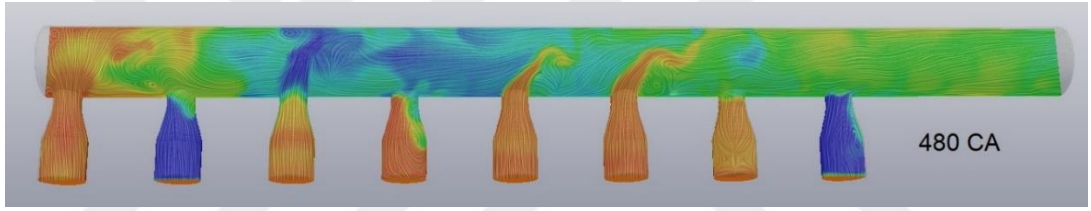
Egzoz manifoldu içindeki gaz akışının düzensiz davranışı nedeniyle simülasyon üç güç çevrimi boyunca (3×720 KA) sürdürülmüştür. Bu süre içerisinde akışın kararlı hale gelmesi sağlanmıştır. Simülasyondan elde edilen egzoz gazı basınç dağılımı akış

kararlı hale geldikten sonra deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Burada elde edilen sonuçlar Şekil 3.7’de görülmektedir. Şekilden görüldüğü üzere deneysel sonuçlarla simülasyondan elde edilen sonuçlar arasındaki farkın yüzde ikiden az olduğu görülmektedir. Bu sonuçlara bakıldığında simülasyon ve deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçların uyumlu olduğu ve oluşturulan egzoz manifoldu gaz akışı modelinin doğru çalıştığı görülmektedir.



4. GEMİ DİZEL MOTORU EGZoz MANİFOLDUNDAKİ AKIŞIN İNCELENMESİ

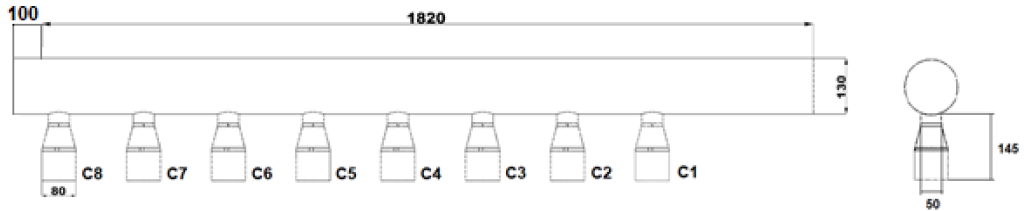
Gemi dizel motoru egzoz manifoldu üç boyutlu olarak modellenmiştir ve deney sonuçları ile kıyaslanarak doğruluğu gösterilmiştir. Bu aşamadan sonra manifold içindeki akışın düzensiz olduğu görülmüştür. Şekil 4.1’de görüldüğü üzere özellikle beşinci silindirle manifold arasındaki bağlantı noktasında geri basınca neden olacak basınç dağılımları görülmektedir. Akıştaki bu olumsuzluğu gidermek ve gemi dizel motorunun verimini artırmak amacıyla manifold geometrisinde değişiklikler yapılmaya karar verilmiştir.



Şekil 4.1 : 480° Krank Açısında Manifold içindeki Basınç Dağılımı.

4.1 Egzoz Manifoldunun Kör Ucuna Hacim Eklenmesi

Egzoz Manifoldunun içindeki akışı düzenlemek ve oluşan türbülansı azaltmak için manifoldun kör ucuna 100 mm uzunluğunda manifoldla aynı çapa sahip boru eklenmiştir. Oluşan yeni manifold geometrisi Şekil 4.2’de verilmiştir.

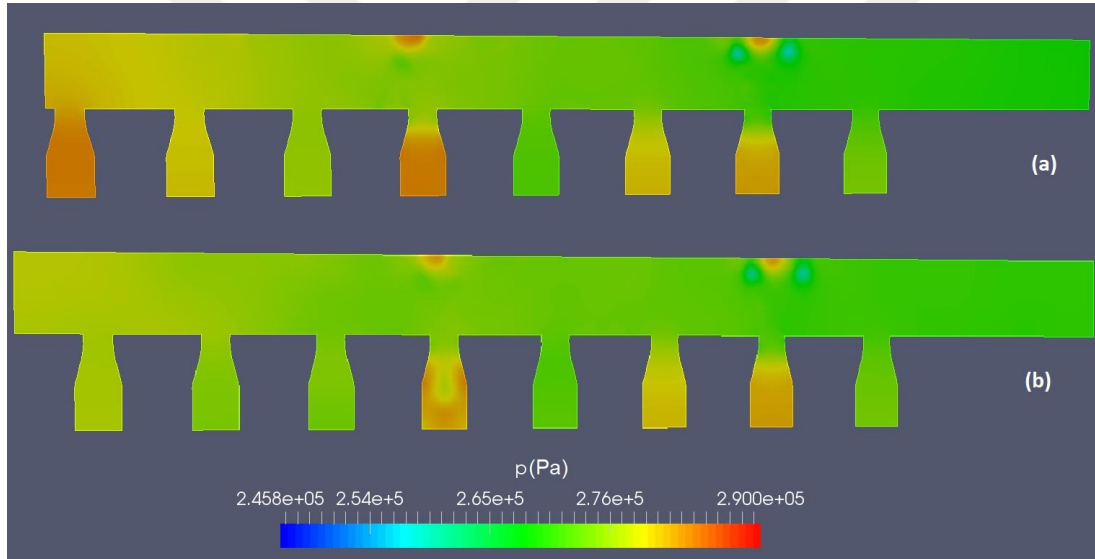


Şekil 4.2 : Uzatılmış Egzoz Manifoldu Boyutları.

Manifoldun kör ucunda bu tür bir hacmin kullanılmasının arkasındaki temel fikir, manifold boyunca basınç ve hız değişimlerini düzenlemek ve turboşarj ünitesinden önceki basıncı mümkün olduğunca pürüzsüz hale getirmektir. Bilindiği gibi, silindirler

arasındaki faz açısı ve ateşleme sırası, manifoldun içindeki akış yapısını etkiler. Kararsız gaz akışı, egzoz manifoldu tarafından silindirlere bir miktar geri akışa neden olduğunda, herhangi bir süpürmenin tatmin edici bir şekilde garanti edilemeyeceği açıktır. Herhangi bir silindirde düzensiz bir performans oluştuğunda, beklenmedik bir şekilde bazı arızalara sebep olabilir ve hatta tehlike yaratabilir. Eklenen hacim, manifolddaki dengesiz gaz akışı nedeniyle egzozun silindire geri akışını önlemek için rasyonel çözümlerden biridir.

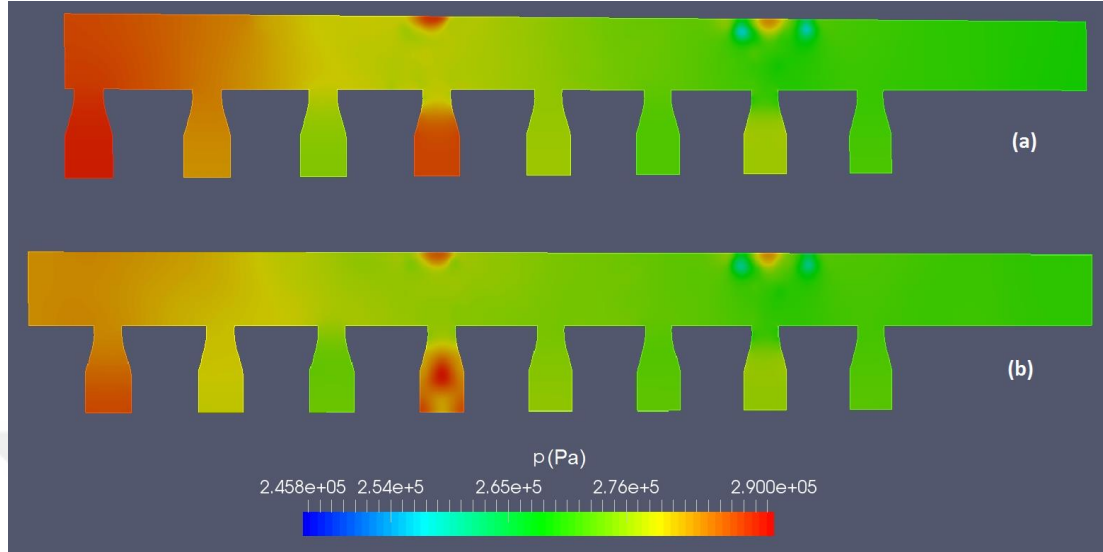
Geliştirilen üç boyutlu HAD modeli, egzoz manifoldunda eklenmiş hacim olan ve olmayan iki farklı simülasyon geometrisi için çalıştırılmıştır. Sonuç olarak, egzoz manifoldlarındaki basınç dağılımları ve türbülans kinetik enerji değerleri farklı krank açılarında elde edilmiştir. Şekil 4.3, Şekil 4.4, Şekil 4.5 ve Şekil 4.6, sırasıyla 252°, 256°, 261°, 331° krank açılarındaki basınç dağılımlarını göstermektedir.



Şekil 4.3 : 252° Krank Açısındaki Basınç Dağılımı (a. Hacim Eklenmemiş (Orijinal) Egzoz Manifoldu, b. Hacim Eklenmiş Egzoz Manifoldu).

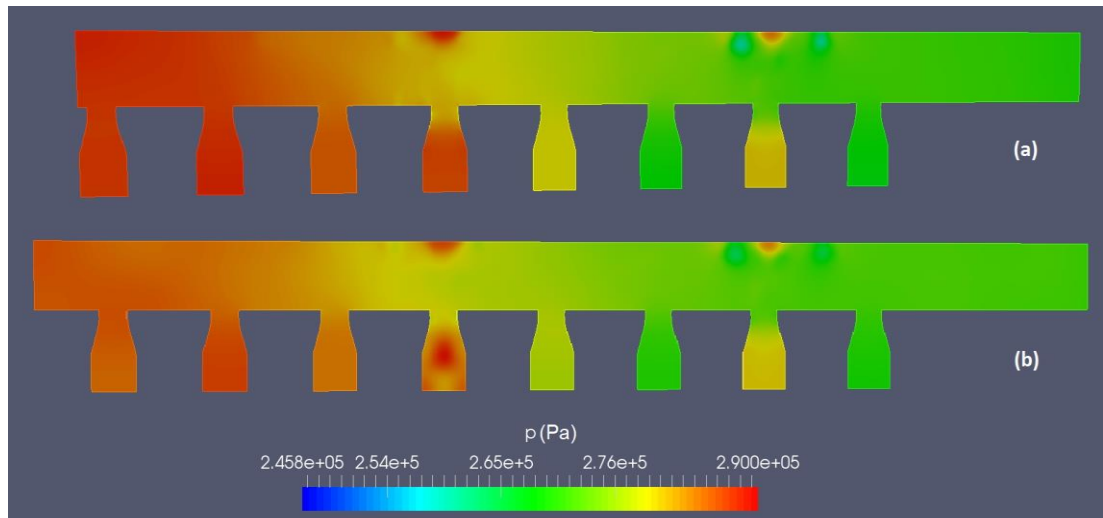
Şekil 4.3'te gösterildiği gibi, hacim eklenmemiş (orijinal) egzoz manifoldunun bağlantı borularındaki basınç değerleri, hacim eklenmiş egzoz manifoldunun bağlantı borularından daha yüksektir. Şekildeki egzoz manifoldunda Şekil 4.2'de de belirtildiği üzere, silindir 8, manifoldun kör ucunun yanında ve silindir 1, turboşarj tarafına daha yakın tarafta bulunmaktadır. Sekizinci silindirin egzoz valfi açıldığında, silindir içinde bulunan egzoz gazları manifolda doğru yüksek enerjiyle dolmaya başlar. Manifold içindeki gaz akışını zorlayarak beşinci silindirin bağlantı borusuna doğru yönlendirir. Bunun yanı sıra beşinci silindirin ara bağlantı borusu içindeki basınç, hacim eklenmiş egzoz manifoldu kullanıldığında önemli ölçüde düştüğü gözlemlenmiştir. Bu durum,

manifoldu kör ucundan yansıyan basınç dalgaları nedeniyle oluşur. Manifoldun kör ucuna hacim eklenmesi açıkça manifold içinde nispeten daha yumuşak bir basınç dağılımı sağlar.



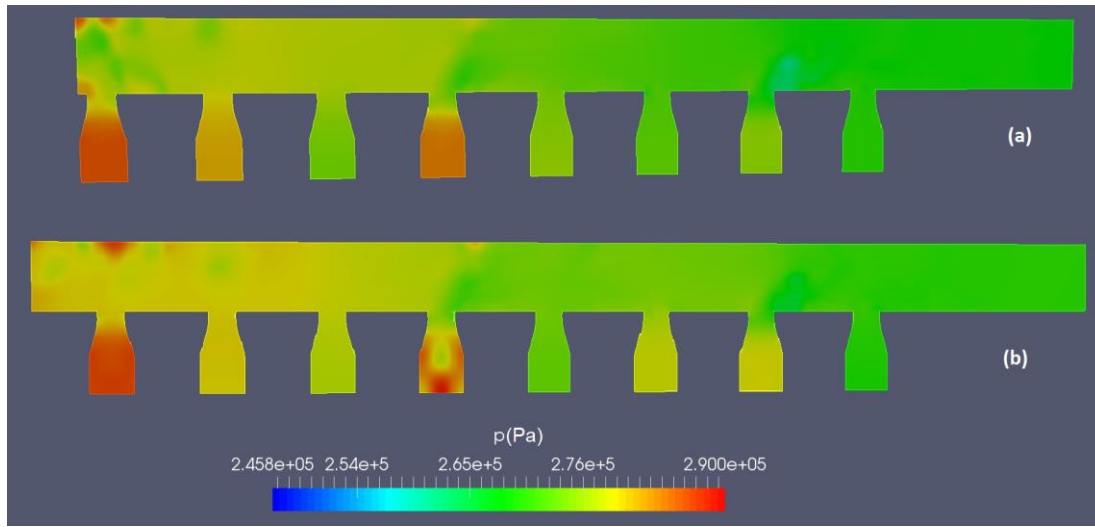
Şekil 4.4 : 256⁰ Krank Açısındaki Basınç Dağılımı (a. Hacim Eklenmemiş (Orijinal) Egzoz Manifoldu, b. Hacim Eklenmiş Egzoz Manifoldu).

Şekil 4.4'te, Şekil 4.3'te verilen basınç dağılımından 4° krank açısı sonraki basınç dağılımı gösterilmektedir. Şekil 4.4'te görüleceği üzere, hacim eklenmemiş egzoz manifoldunda sekizinci silindirdeki egzoz gazları bağlantı borusundaki yüksek basınçtan kaynaklı olarak daha zor süpürülmektedir. Bununla birlikte manifoldda hacim eklenmesi, egzoz manifoldu içindeki basıncın kolayca düşmesine yardımcı olur. Ek olarak, kör uca hacim eklenmesiyle manifoldda oluşan yeni basınç dağılımı, beşinci ve sekizinci silindirlerin bağlantı borusundaki basıncın düşmesine neden olur.



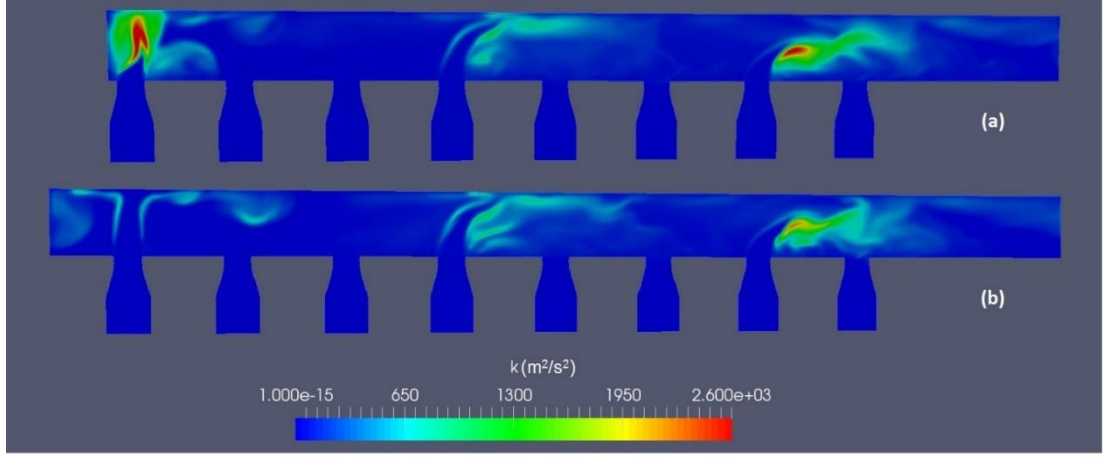
Şekil 4.5 : 261⁰ Krank Açısındaki Basınç Dağılımı (a. Hacim Eklenmemiş (Orijinal) Egzoz Manifoldu, b. Hacim Eklenmiş Egzoz Manifoldu).

5⁰ krank açısı sonrası basınç dağılımı şekil 4.5'te verilmiştir. Hacim Eklenmemiş egzoz manifoldunun kör uç tarafında basınç değerlerinin yüksek olduğu görülmektedir. Ayrıca yine kör uca yakın bölgelerdeki bağlantı borularında yüksek basıncın olduğu görülmektedir. Bunun yanı sıra egzoz manifolduna hacim eklendiğinde basınç değerlerinin artışında fark edilir ölçüde düşüş gözlenmiştir. Bu duruma ek olarak, basınç değerlerinin artışındaki bu azalma, egzoz geri basınç artışlarına neden olmadan veya turboşarjırdan önce herhangi bir güç kaybetmeden egzoz gazlarının manifolddan daha iyi boşaltılmasına ve süpürülmesine neden olacaktır.



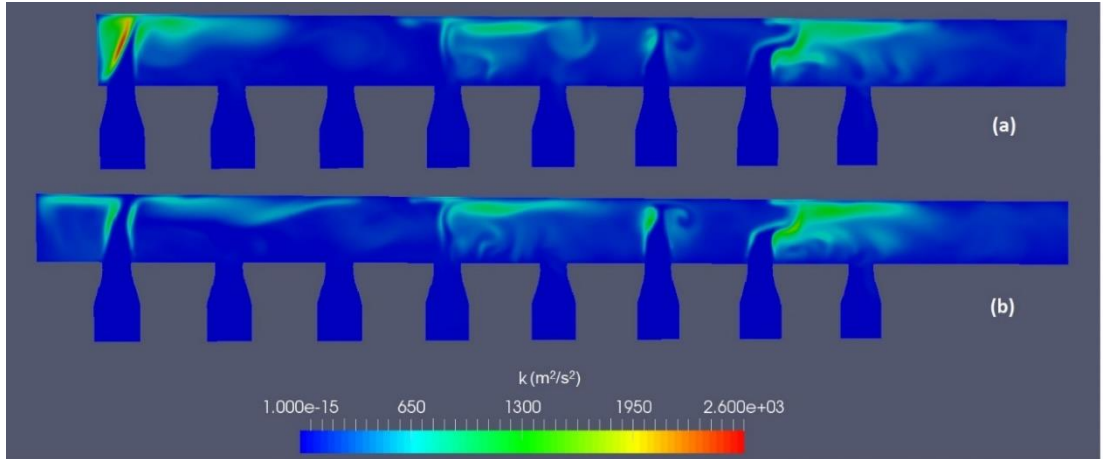
Şekil 4.6 : 331⁰ Krank Açısındaki Basınç Dağılımı (a. Hacim Eklenmemiş (Orijinal) Egzoz Manifoldu, b. Hacim Eklenmiş Egzoz Manifoldu).

Şekil 4.6'da, Şekil 4.3'te verilen 79⁰ krank açısı sonrasında egzoz manifoldu içindeki basınç değişimini göstermektedir; Bu krank açısı, beşinci silindirdeki egzoz valflerinin kapanmasından biraz önce bir krank açısına karşılık gelmektedir. Şekil 4.6'da görüldüğü üzere hacim eklenmiş egzoz manifoldunda iyileşme gözlenmesine rağmen halen beşinci silindirin bağlantı borusunda basınç değerinin yüksek olduğu gözlemlenmektedir. Basınç değerinde görülen bu yüksek değer, diğer silindirlere karşılaştırıldığında beşinci silindirin genel performans özelliklerinden kaynaklandığı düşünülmektedir. Beşinci silindirin güç çıkışı ve maksimum yanma basıncının diğer silindirlere göre daha düşük olduğu aynı motor için tek boyutlu gaz akımı modellemesi yapan Özsoysal [71-72] tarafından da ifade edilmiştir.



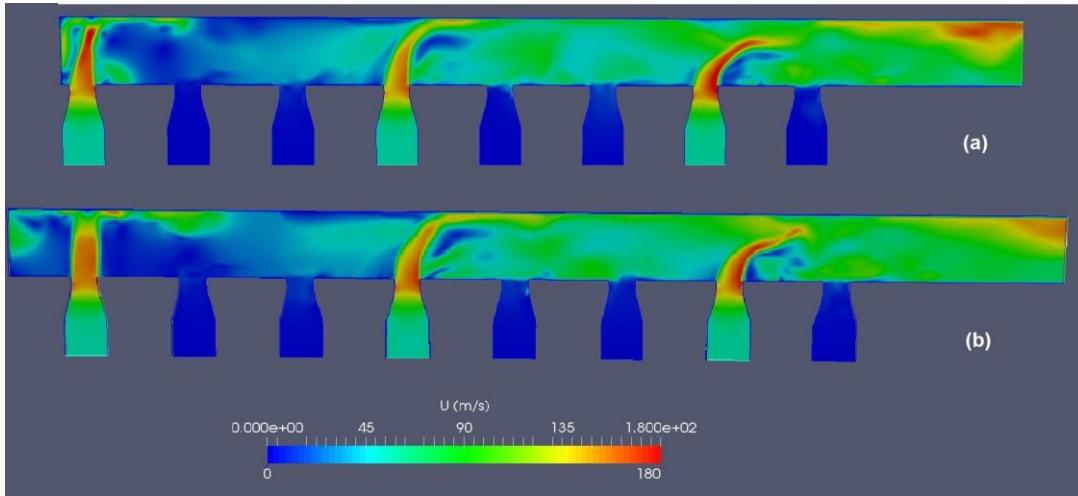
Şekil 4.7 : 331⁰ Krank Açısındaki Türbülans Kinetik Enerji Dağılımı (a. Hacim Eklenmemiş (Orijinal) Egzoz Manifoldu, b. Hacim Eklenmiş Egzoz Manifoldu).

Basınç dağılımı için yapılan gözlemlerin türbülans kinetik enerji değerleri için de benzer olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 4.7’de Şekil 4.6’da verilen krank açısındaki kinetik türbülans açısı değerleri verilmiştir. Şekil 4.7’de açıkça görüldüğü üzere hacim eklenmiş egzoz manifoldundaki türbülans kinetik enerji dağılımı eklenmemiş manifolda göre oldukça düşüktür. Kör uçtaki hacmin artması türbülans oluşumunu oldukça azaltmıştır. Bunun yanı sıra egzoz manifolduna hacim eklenmesi, manifold içindeki gaz akışının daha üniform olmasını sağlamıştır.



Şekil 4.8 : 419⁰ Krank Açısındaki Türbülans Kinetik Enerji Dağılımı (a. Hacim Eklenmemiş (Orijinal) Egzoz Manifoldu, b. Hacim Eklenmiş Egzoz Manifoldu).

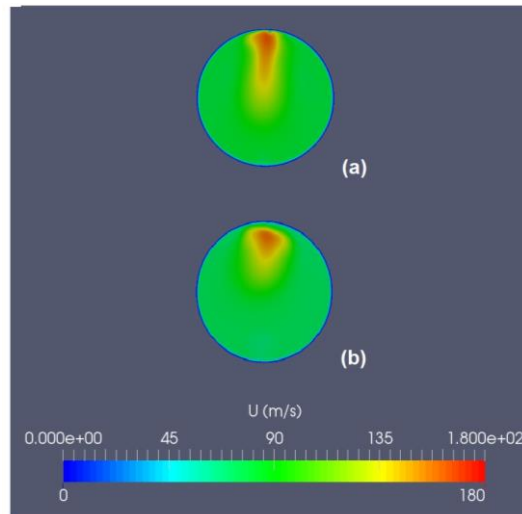
Şekil 4.8’de, Şekil 4.7’ye göre 88⁰ krank açısı sonrası olmasına rağmen hacim eklenmemiş egzoz manifoldunda kör uca yakın bölgede halen türbülans kinetik enerjinin yüksek olduğu gözlemlenmektedir. Oluşan bu türbülans kinetik enerji manifold içinde basınç kayıplarına yol açmaktadır.



Şekil 4.9 : 210° Krank Açısındaki Egzoz Gazı Hız Dağılımı (a. Hacim Eklenmemiş (Orijinal) Egzoz Manifoldu, b. Hacim Eklenmiş Egzoz Manifoldu).

Şekil 4.9’da 210° Krank açısında, manifold içindeki egzoz gazı hız dağılımı verilmiştir. Bu şekilde görüldüğü üzere hacim eklenmemiş manifold çıkışında egzoz gazı turboşarjıra düz bir şekilde girmemekte ve manifoldun üst bölgesinde bir yığılma oluşturmaktadır. Bu durum turboşarjırdan alınan verimde kayıplara yol açmaktadır. Hacim eklenmiş egzoz manifoldunda ise egzoz gazı yoğunlaşması azalmıştır, fakat halen manifoldun üst bölgesinde bir yığılma gözlenmektedir.

Hacim eklenmiş egzoz manifoldunda, sekizinci silinirden egzoz gazının rahatlıkla manifolda giriş yaptığı gözlenirken, orijinal egzoz manifoldunda sekizinci silindirden çıkan egzoz gazında düzensizlikler görülmektedir.



Şekil 4.10 : 210° Krank Açısındaki Egzoz Manifoldu Çıkışındaki Hız Dağılımı (a. Hacim Eklenmemiş (Orijinal) Egzoz Manifoldu, b. Hacim Eklenmiş Egzoz Manifoldu).

Şekil 4.10'da 210⁰ krank açısında egzoz manifoldunun çıkışındaki hız dağılımı verilmiştir. Bu şekilde de görülebileceği üzere hacim eklenmiş egzoz manifoldundaki egzoz gaz yığılması, orijinal manifolda göre azalmıştır. Turboşarjının verimine doğrudan etki eden bu durum hacim eklenmesiyle azaltılmış olsa da tamamen giderilememiştir.

Bu çalışmada, egzoz manifoldunun kör ucuna bir hacim eklemenin amacı, eklenen hacmin manifold içindeki basınç ve türbülans kinetik enerji değişimleri üzerindeki etkilerini araştırmak olmuştur. Silindir bağlantı borularındaki yüksek basınç değerlerinin egzoz manifoldundan silindirlere doğru bir miktar geri akışa neden olduğu görülmektedir. Böyle bir durumda, artık gazların tatmin edici bir şekilde süpürülmesi garanti edilemez. Ayrıca, silindirlerde bir işlev bozukluğu meydana geldiğinde, beklenmedik bir şekilde motorun arızalanmasına neden olabilir ve hatta motor için tehlikeli olabilir. Manifolda hacim eklenmesi, manifolddaki kararsız akış nedeniyle egzozun silindire geri akışını önlemek için rasyonel çözümlerden biridir. Buradaki sonuçlar, yüksek hızlı gemi dizel motorunun egzoz manifolduna bağlı böyle bir ek hacmin önemini açıkça ortaya koymaktadır.

Ek hacim eklenen egzoz manifoldunun kör ucundaki basınç değerleri, hacim eklenmemiş egzoz manifoldunun aynı bölgesindeki basınç değerlerinden daha düşük kaldığı görülmüştür. Basınç dağılımındaki değişimlere göre silindir bağlantı borularındaki basınç değerlerinde düşüşler gözlenmiştir. Egzoz valfleri açıldığında, egzoz gazlarının daha düşük basınçla silindirlerden dışarı atılması ile karşılaşılması, gazların daha kolay boşaltılmasına neden olur. Bu, silindirlerin hacimsel verimliliğini artırmaya yardımcı olur ve böylece motorun verimini artırır.

Ek hacmin eklenmesi ayrıca egzoz manifoldu içindeki türbülans kinetik enerji değerlerinde bir azalmaya ve aynı zamanda manifolddan turboşarja doğru üniform bir akış sağlar. Bu da, turboşarjın daha yüksek verimliliğini sağlar.

Manifoldun geometrisini belirleyen en önemli faktör silindirler arasındaki mesafe olduğundan, eklenen ek hacmin uzunluğu, silindirler arasındaki mesafenin yarısı olarak seçilmiştir. Bu eklenen hacim, manifolddaki basınç dağılımını düzenlemesine rağmen, istenen iyileştirme seviyesine ulaşamamıştır. Manifoldun performans özellikleri, eklenen hacmin uzunluğu üzerinde bir optimizasyon çalışması

gerçekleştirerek beşinci silindirde görülen güç kaybını en aza indirerek daha da geliştirilebilir.



6. SONUÇLAR

Bu çalışmada, kör ucuna hacim eklenmiş ve eklenmemiş V-16 silindirli gemi dizel motoru için bir egzoz manifoldu incelenmiştir. Aşağıdaki sonuçlar, egzoz manifoldunun kör ucuna hacim eklenmiş ve eklenmemiş bir egzoz manifoldunun simülasyon sonuçları arasındaki karşılaştırmayla elde edilmiştir. Her şeyden önce, üç boyutlu zamana bağlı hesaplamalar bir egzoz manifoldu içindeki akış yapısını bir gemi dizel motorunun çıkmaz ucu olmadan elde etmek için kullanılmıştır ve ortaya çıkan akış yapısı deneysel verilerle uyumludur. Yüksek sıcaklık ve hızdaki egzoz gazlarının, egzoz manifoldunun geometrik yapısından dolayı önemli bir türbülans kinetik enerjisi oluşturduğu görülmüştür. Ateşleme sırasına göre silindirlerden çıkan egzoz gazları, egzoz manifoldu boyunca akış düzenini ve basınç değişimini ve dağılımını etkiler. EVO sırasında valf alanı etrafındaki basınç dalgalarının tepe değerleri, silindirin süpürme aşamasının olumsuz etkilenmesine neden olur. Turboşarjır tarafında yer alan, egzoz manifoldunun çıkışında belirli krank mili açılarında egzoz gazlarının düzensiz olduğu görülmüştür. Bu durum da turboşarjırın verimini ve toplam motor verimini olumsuz yönde etkilemektedir.

Bu durumda egzoz manifoldu boyunca basınç dağılımını düzenlemek için manifoldun kör ucuna ek hacim eklenerek manifold uzatılmıştır. Eklenen bu hacim özellikle kör uca yakın bulunan silindir bağlantı borularındaki basınç değerlerini azaltarak egzoz manifoldu içindeki basınç dağılımının düzenlenmesini önemli ölçüde etkiler. Ayrıca duvarlardan gelen basınç dalgalarını yansıtarak akışı zayıflatarak manifold ve ara bağlantı boruları boyunca daha yumuşak basınç değişimlerine neden olur ve özellikle kör uç tarafında türbülansın azaltılmasına yardımcı olur. Bu duruma ek olarak egzoz manifoldunun çıkışında oluşan düzensiz egzoz gaz dağılımlarının azalması sağlanmıştır. Optimize edilmiş herhangi bir ek hacim geometrinin, silindirlerin performans özelliklerini daha da iyileştireceği düşünülmektedir.



KAYNAKLAR

- [1] **Dal, M.** (2009). *Emme Manifoldu Dizaynının Motor Performasına Etkisi*. (Yüksek Lisans Tezi). Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [2] **Mercan, S.** (2007). *Dizel Motorlarda Yanma Olayının İncelenmesi ve Optimizasyonu*. (Yüksek Lisans Tezi). Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sivas.
- [3] **Olikara, C. ve Borman, G. L.** (1975). *A Computer Program for Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products with Some Applications to I.C. Engines*. (SAE Technical Paper 750468). US, SAE. <https://doi.org/10.4271/750468>.
- [4] **Starkman, E.S. ve Newhall, H.K.** (1967). *Direct Spectroscopic Determination of Nitric Oxide in Reciprocating Engine Cylinders*. (SAE 670122). US, SAE. <https://doi.org/10.4271/670122>
- [5] **Keenan, J. H. ve Keyes, F. G.** (1936). *Properties of Steam Including Data for the Liquid and Solid Phases*. John Wiley and Sons, New York.
- [6] **Woschni, G.** (1967). *A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine*. SAE 1967 Transactions-V76-A.
- [7] **Hohenberg, P. C. ve Halperin, B. I.** (1977). Theory of dynamic critical phenomena. *Rev. Mod. Phys.* 49, 435.
- [8] **Eichelberg, G.** (1939). Some New Investigations on Old Combustion Engine Problems. *Engineering*, Vol. 148, 1939, pp. 463-547.
- [9] **Annand, W. J. D.** (1963). Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines. *Proc. Intern. Mech. Engr* 6. 1 117, 973-996.
- [10] **Saad, M. A.** (1985). *Compressible fluid flow*. Englewood Cliffs, NJ, Prentice-Hall, Inc., 1985. 570 p.
- [11] **Cunge, J. A. ve Wegner, M.** (1964). Intégration numérique des équations d'écoulement de barré de Saint-Venant par un schéma implicite de différences finies. *La Houille Blanche Number 1*, Janvier 1964 (33 – 39).
- [12] **Vibe, I.** (1970). *Brennverlauf und Kreisprozeß von Verbrennungs-motoren*. Verlag Technik Germany.
- [13] **Whitehouse, N.D. ve Way, R.J.B.** (1970). Rate of Heat Release in Diesel Engines and its Correlation with Fuel Injector Data. *I.Mech.E. Symposium, Diesel Engine Combustion*.

- [14] **Chen, S. and Flynn, P.** (1965). *Development of a Single Cylinder Compression Ignition Research Engine*. (SAE Technical Paper 650733). US, SAE. <https://doi.org/10.4271/650733>
- [15] **Eichelberg, G.** (1939). Some New Investigations on Old Combustion Engine Problems. *Engineering, Vol. 148*, 1939, pp. 463-547.
- [15] **Zapf, H.** (1969). Beitrag zur Untersuchung des Wärmeübergangs während des Ladungswechsels im Viertakt-Dieselmotor. *MTZ*, p. 461–465.
- [16] **Seymen, Ö.S.** (2006). *Dört silindirli dört zamanlı bir benzin motorunda modifikasyon parametrelerinin incelenmesi*. (Yüksek Lisans Tezi). Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [17] **Gündüz, H.** (1996). *İçten yanmalı motorlarda motor performansını iyileştirecek bir egzoz sisteminin tasarımı*. (Yüksek Lisans Tezi). Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- [18] **Usta, S.E.** (2011). *İçten Yanmalı Motor Egzoz Manifoldu Yapısının Motor Performansına Etkisinin Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi*. (Doktora Tezi). Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [19] **Moriya, Y.** (1996). *A Newly Developed Intelligent Variable Valvetiming System Continuously Controlled Cam Phasing as Applied to a New 3 Liter Inline Engine*. (SAE Paper 960579). US, SAE. <https://doi.org/10.4271/960579>
- [20] **Öge, A.İ.** (2001). *Bir Otomobil Egzost Sistem Performansının Sayısal İncelenmesi*. (Yüksek Lisans Tezi). Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.
- [21] **Renberg, U., Ångström, H. ve Fuchs, L.** (2009). *A Comparative Study Between 1D and 3D Computational Results for Turbulent Flow in an Exhaust Manifold and in Bent Pipes*. (SAE Paper 2009-01-1112). US, SAE. <https://doi.org/10.4271/2009-01-1112>
- [22] **Riegler, U. G. ve Bargende, M.** (2002). *Direct Coupled 1D 3D CFD Computation (GT-Power-Star-CD) of the Flow in the Switch-Over Intake System of an 8-Cylinder SI Engine with External Exhaust Gas Recirculation*. (SAE Technical Paper Series 2002-01-0901). <https://doi.org/10.4271/2002-01-0901>
- [23] **Gasser, I. ve Rybicki, M.** (2013). Modelling and simulation of gas dynamics in an exhaust pipe. *Applied Mathematical Modelling*, 37(2747–2764).
- [24] **Onorati, A., Ferrari, G. ve D'Errico, G.** (1999). *Fluid Dynamic Modeling of the Gas Flow with Chemical Specie Transport through the Exhaust Manifold of a Four Cylinder SI Engine*. (SAE Technical Paper Series 1999-01-0557). <https://doi.org/10.4271/1999-01-0557>
- [25] **Onorati, A., Montenegro, G., D'Errico, G. ve Piscaglia, F.** (2010). *Integrated 1D-3D Fluid Dynamic Simulation of a Turbocharged Diesel Engine with Complete Intake and Exhaust Systems*. (SAE International 2010-01-1194). <https://doi.org/10.4271/2010-01-1194>
- [26] **Xu, J. ve Zhou, S.** (2008). A methodology to identify the intake charge cylinder-to-cylinder distribution in turbocharged direct injection Diesel engines. *Measurement Science And Technology*, 19 (1-11).

- [27] **Tweddell, D. Sloss, C. ve Werne, T.** (2005). *An Advanced CFD Simulation Strategy for Exhaust Manifolds with Close-Coupled Catalytic Converters.* (SAE International 2005-01-1922). <https://doi.org/10.4271/2005-01-1922>
- [28] **Payri, F., Reyes, E. ve Galindo, J.** (2001). Analysis and Modeling of the Fluid-Dynamic Effects in Branched Exhaust Junctions of ICE. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 123 (197-203).
- [29] **Park, S., Kim, H., Cho, K. and Kim, W.** (1998). *An Experimental and Computational Study of Flow Characteristics in Exhaust Manifold and CCC (Close-Coupled Catalyst).* (SAE International 980128). <https://doi.org/10.4271/980128>
- [30] **Naeimi, H., Ganji, D. D., Gorji, M., Javadirad, G. ve Keshavarz, M.** (2011). A Parametric Design of Compact Exhaust Manifold Junction in Heavy Duty Diesel Engine Using Computational Fluid Dynamics Codes. *Thermal Science*, 15 (1025-1035).
- [31] **Kim, H., Park, S., Myung, C., Cho, K. ve Yoon, K.** (1999). *A Study of Flow Characteristics Inside the Two Types of Exhaust Manifold and CCC Systems.* (SAE International 1999-01-0457). <https://doi.org/10.4271/1999-01-0457>
- [32] **Hinterberger, C. Ve Olesen, M.** (2010). *Automatic Geometry Optimization of Exhaust Systems Based on Sensitivities Computed by a Continuous Adjoint CFD Method in OpenFOAM.* (SAE International 2010-01-1278). <https://doi.org/10.4271/2010-01-1278>
- [33] **Emara, K., Emara, A. ve Razeq, E. A.** (2016). CFD Analysis & Experimental Investigation Of A Heavy Duty D.I. Diesel Engine Exhaust System. *Proceedings of the ASME 2016 International Mechanical Engineering Congress and Exposition – IMECE2016*(IMECE2016-65750).
- [34] **Umesh, K. S., Pravin, V. K. ve Rajagopal, K.** (2013). CFD Analysis And Experimental Verification of Effect of Manifold Geometry On Volumetric Efficiency And Back Pressure For Multi-Cylinder SI Engine. *International Journal of Engineering & Science Research* 3/ 7/ (342-353).
- [35] **Xu, P., Jiang, H. ve Zhao, X.** (2016). CFD Analysis of a Gasoline Engine Exhaust Pipe. *Journal of Applied Mechanical Engineering*.
- [36] **Umesh, K. S., Pravin, V. K. ve Rajagopal, K.** (2013). CFD Analysis Of Exhaust Manifold Of Multi-Cylinder SI Engine To Determine Optimal Geometry For Reducing Emissions. *International Journal of Automobile Engineering Research and Development* 3-4, 45-56.
- [37] **Selvanathan, S., Sudhakaran, R., Venkatesh, K., Tites, C. S. ve Rajamanikandan, D.** (2017). CFD Analysis of IC Engine Exhaust Manifold with Respect to the Performance of a Turbocharger. *Advances in Natural And Applied Sciences* 11(4) 242-249.

- [38] **Nursal, R. S., Hashim, A. H., Nordin, N. I., Hamid, M. A. A. ve Danuri, M. R.** (2017). CFD Analysis On The Effects Of Exhaust Backpressure Generated By Four-Stroke Marine Diesel Generator After Modification Of Silencer And Exhaust Flow Design. *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences* VOL. 12, NO. 4..
- [39] **Lisbona, M. G.** (1999). CFD Engine Applications at FIAT Research Centre. *Oil & Gas Science and Technology D Rev. IFP*, 54-2, 287-291.
- [40] **Sampath, M. K., Zheng, G., Zhang, Y., Kotrba, A., Golin, M. ve Lacin, F.** (2011). *CFD Optimization of Exhaust Manifold for Large Diesel Engine Aftertreatment Systems*. (SAE International 2011-01-2199). <https://doi.org/10.4271/2011-01-2199>
- [41] **Wang, D., Zhang, W., Liu, D., Chen, X., Tang, G., Okosun, T., Wu, B. and Zhou, C. Q.** (2015). CFD Simulation Of A 6-Cylinder Diesel Engine Intake And Exhaust Manifold. *Proceedings of the ASME 2015 International Mechanical Engineering Congress and Exposition IMECE2015* November 13-19, 2015, Houston, Texas IMECE2015-52399.
- [42] **Om Ariara Guhan, C. P., Arthanareeswaren, G., Varadarajan, K. N.** (2015). CFD Study on Pressure Drop and Uniformity Index of Three Cylinder LCV Exhaust System. *International Conference on Computational Heat and Mass Transfer-2015* (Procedia Engineering 127 (2015) 1211 – 1218).
- [43] **Hopf, A., Bartsch, G., Krämer, F. and Weber, C.** (2017). *CFD Topology and Shape Optimization for Port Development of Integrated Exhaust Manifolds*. (SAE International 2017-01-1339). doi:10.4271/2017-01-1339
- [44] **Al-Kayiem, H. H., Wahhab, H. A. A. and Aziz, A. R. A.** (2017). Computational Analysis of Flow Characteristic in Inlet and Exhaust Manifolds of Single Cylinder Spark Ignition Engine. *Asian Journal of Applied Sciences*, doi: 10.3923/ajaps.2017.
- [45] **Zhang, X. and Romzek, M.** (2008). *Computational Fluid Dynamics (CFD) Applications in Vehicle Exhaust System*. (SAE International 2008-01-0612). doi:10.4271/2008-01-0612
- [46] **Galindo, J., Lujan, J.M., Serrano, J.R., Dolz, V. and Guilain, S.** (2004). Design of an Exhaust Manifold to Improve Transient Performance of a High-speed Turbocharged Diesel Engine. *Experimental Thermal and Fluid Science* 28, 863–875.
- [47] **Rajadurai, S., Paulraj, M., and Victor, A.** (2016). *Effective Methodology for Backpressure Prediction of Hot Exhaust Gas in Cold Flow Bench Test*. (SAE Technical Paper 2016-01-0196) doi:10.4271/2016-01-0196.
- [48] **Liang, S. M., Tsai, S. J. and Wang, S. F.** (2009). An Effective Approach for Calculation of Exhaust Pipe Flows. *Journal of Mechanics, Volume 25, Issue 02*, 177-188.

- [49] **ZhongZ, W., He, H., Jiang, Z. and Huang, Y.** (2012). Flow Field Analysis of Pulse Converter Exhaust Manifold of Diesel Engines. *Advanced Materials Research*, ISSN: 1662-8985, Vols. 468-471, 1693-1696.
- [50] **Wang, Y., Semlitsch, B., Mihaescu, M. and Fuchs, L.** (1999). Flow structures and losses in the exhaust port of an internal combustion engine. *International Mechanical Engineering Congress and Exposition - IMECE2013-64610*.
- [51] **Haga, K., Hidayah, I., Shinozaki, Y., Tsuda, Y., Ishima, T., Matsumura, S. and Obokata, T.** (2009). *Flow Visualization in Exhaust Manifold for Automobile Engine*. (SAE International 2009-28-0005). doi:10.4271/2009-28-0005
- [52] **Pogorevc, P. and Kegl, B.** (2005). Intake System Design Procedure for Engines with Special Requirements. *Proc. IMechE Vol. 220 Part D: J. Automobile Engineering*.
- [53] **Bodin, O., Wang, Y., Mihaescu, M. and Fuchs, L.** (2014). LES of the Exhaust Flow in a Heavy-Duty Engine. *Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP Energies nouvelles*, Vol. 69, No. 1.
- [54] **Zhang, G. Q. and Assanis, D. N.** (2003). Manifold Gas Dynamics Modeling and Its Coupling with Single Cylinder Engine Models Using Simulink. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. APRIL 2003, Vol. 125, 563-571.
- [55] **Hellstrom, F. and Fuchs, L.** (2009). Numerical computation of the pulsatile flow in a turbocharger with realistic inflow conditions from an exhaust manifold. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea and Air*.
- [56] **Sen, S.** (2011). *Prediction of Flow and Acoustical Performance of an Automotive Exhaust System Using 3-D CFD*. (SAE International 2011-01-1068). doi:10.4271/2011-01-1068
- [57] **Lu, X., Zhang, K., Wang, W., Wang, S. and Deng, K.** (2014). Preliminary Experimental Study on Pressure Loss Coefficients of Exhaust Manifold Junction. *International Journal of Rotating Machinery*, Volume 2014, Article ID 316498, 10 pages.
- [58] **Zhang, C., Hu, B., lai, C., Zhang, H. vd.** (2018). *Simulation Study of 1D-3D Coupling for Different Exhaust Manifold Geometry on a Turbocharged Gasoline Engine*. (SAE Technical Paper 2018-01-0182). doi:10.4271/2018-01-0182.
- [59] **Pravin, V.K., Umesh, K.S., Rajagopal, K. and Veena, P.H.** (2012). Simulative Analysis of Flow Through Exhaust Manifold for Improved Volumetric Efficiency of Multi Cylinder Petrol Engine. *World Journal of Engineering* 9(3), 221-226.
- [60] **Huang, K. D., Quang, K. V. and Tseng, K.** (2009). Study of Recycling Exhaust Gas Energy of Hybrid Pneumatic Power System with CFD. *Energy Conversion and Management* 50, 1271–1278.

- [61] **Hwang, I. G., Myung, C., Park, S., In, C. and Yeo, G. K.** (2007). *Theoretical and Experimental Flow Analysis of Exhaust Manifolds for PZEV*. (SAE Technical Paper 2007-01-3444). doi:10.4271/2007-01-3444.
- [62] **Eroglu, S., Duman, İ., Ergenc, A. and Yanarocak, R.** (2016). *Thermal Analysis of Heavy Duty Engine Exhaust Manifold Using CFD*. (SAE Technical Paper 2016-01-0648). doi:10.4271/2016-01-0648.
- [63] **Sekavcnik, M., Ogorevc, T., Katrasnik, T. and Rodman-Opresnik, S.** (2012). Three-Dimensional Approach to Exhaust Gas Energy Analysis. *Heat Mass Transfer*, 48:923–931, doi: 10.1007/s00231-011-0941-2.
- [64] **Siqueira, C., Kessler, M. P., Rampazzo, R. and Cardoso, D. A.** (2006). *Three Dimensional Numerical Analysis of Flow Inside Exhaust Manifold*. (SAE Technical Paper 2006-01-2623). doi:10.4271/2006-01-2623
- [65] **Ogorevc, T., Sekavčnik, M., Katrašnik, T. and Žun, I.** (2009). Three Dimensional Numerical Simulation of the Exhaust Stroke of a Single Cylinder Four Stroke ICE. *Forsch Ingenieurwes* , 73: 147–160, doi: 10.1007/s10010-009-0099-y.
- [66] **Shi, L., Wang, S., Deng, K. and Cui, Y.** (2012). Variable Geometry Exhaust Manifold Turbocharging System for an 8-Cylinder Marine Diesel Engine. *J Mar Sci Technol*, 17:252–259, doi: 10.1007/s00773-012-0161-6.
- [67] **Pham, V. V. and Le, V. V.** (2020). A Modelling Technique of the Intake and Exhaust Systems of a Medium Speed Marine Diesel Engine. *AIP Conference Proceedings 2207*, <https://doi.org/10.1063/5.0000347>.
- [68] **White, F. M.** (2010). *Fluid Mechanics, Seventh Ed.*, McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering.
- [69] **Menter, F. R.** (1994). Two Equation Eddy Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *American Institute of Aeronautics and Astronautics*, Vol. 32, No. 8, 1598-1605.
- [70] **Greenshields, C. J.** (2015). OpenFOAM – The Open Source CFD Toolbox User Guide Version 3.0.0.
- [71] **Özsoysal, O. A.** (1991) *Yüksek Devirli Gemi Dizel Motorlarının Analitik ve Deneysel İncelenmesi*. (Doktora Tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [72] **Özsoysal, O. A.** (1993). Investigation of the Engine Data by Comparing the Experimental Test with the Results of Analytical Model. *International Congress and Exposition, Detroit, Michigan*, 930611.

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Görkem BENEK

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2010, Yıldız Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü
- **Yükseklisans** : 2013, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Gemi İnşaatı ve Makinaları Mühendisliği Anabilim Dalı, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Programı.

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2011-2012 yılları arasında Ordu Üniversitesi'nde Araştırma Görevlisi olarak çalıştı.
- 2012-2019 yılları arasında İstanbul Teknik Üniversitesi'nde Araştırma Görevlisi olarak çalıştı.
- 2020 – halen, Sedef Tersanesi'nde mühendis olarak çalışmaktadır.

DOKTORA TEZİNDEN TÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

Benek, G., Özsoysal, O. A. (2021). Influences Of The Dead End On The Flow Characteristics At The Exhaust Manifold Of A Marine Diesel Engine , *International Journal of Thermal Engineering*,

