

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**AĞIR TİCARİ ARACIN DİZEL MOTORUNA AİT EGZOZ
MANİFOLDUNUN ISIL OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Burak YALÇINDAĞ

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Isı Akışkan Programı**

ARALIK 2018

**AĞIR TİCARİ ARACIN DİZEL MOTORUNA AİT EGZOZ
MANİFOLDUNUN ISIL OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Burak YALÇINDAĞ
(503151147)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. İsmail Cem PARMAKSIZOĞLU

ARALIK 2018

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503151147 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Burak YALÇINDAĞ, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “AĞIR TİCARİ ARACIN DİZEL MOTORUNA AİT EGZOZ MANİFOLDUNUN ISIL OLARAK İNCELENMESİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. İsmail Cem PARMAKSIZOĞLU.**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Mustafa ÖZDEMİR**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Hakan DEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 15 Kasım 2018
Savunma Tarihi : 10 Aralık 2018





Aileme,



ÖNSÖZ

Bu çalışmayı, tüm zorlukları benimle göğüsleyen hayatımın her anında maddi ve manevi bana destek olan yüreği sevgi dolu biricik annem başta olmak üzere sevgili aileme adıyorum.

Bu çalışmanın sonuca ulaşmasında, bir yıl boyunca değerli bilgi ve birikimlerini benimle paylaşan saygıdeğer danışman hocam ve bilim insanı Prof. Dr. İ. Cem PARMAKSIZOĞLU'na ve çalışmam boyunca benden bir an olsun yardımlarını esirgemeyen iş arkadaşım Yüksek Makina Mühendisi Baran ÇELİKTEN'e sonsuz teşekkürlerimi bir borç bilir ve minnet duygularımı iletirim.

Çalışmam boyunca konu ve kaynak açısından bana yardımda bulunan, deneysel ve sayısal çalışmalarımı yapabilmem için bana imkânı sağlayan Ford OTOSAN ARGE Merkezi'ne ve eski ekip liderim Yiğit YAZICIOĞLU'na teşekkür ederim.

Ve son olarak bu çalışmanın tamamlanmasında emeği geçen burda ismini söyleyemediğim diğer kişi ve kurumlara teşekkürlerimi sunarım.

“Bilgiye sahip olarak doğmuş birisi değilim. Öğretmeyi seviyorum ve öğrenmeye çalışıyorum.”

Konfüçyüs

Aralık 2018

Burak YALÇINDAĞ
(Makina Mühendisi)



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ŞEKİL LİSTESİ	xvii
ÖZET	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1 Dizel Motorlar	2
1.1.1 İki zamanlı dizel motorlar	3
1.1.2 Dört zamanlı dizel motorlar	3
1.2 Literatür Taraması	6
1.3 Tezin Amacı	8
2. SİSTEM TANIMI	9
2.1 Egzoz Sistemi	10
2.1.1 Egzoz manifoldu	11
2.1.2 Egzoz contası	13
2.1.3 Isı kalkanı	14
2.2 Turboşarj Sistemi	14
2.2.1 Türbin	16
2.2.2 Kompresör	16
3. TEORİK ALTYAPI	19
3.1 Sonlu Kontrol Hacmi	19
3.2 Integral Formda Korunum Denklemleri	21
3.2.1 Kütlenin korunumu	21
3.2.2 Momentumun korunumu	22
3.2.3 Enerjinin korunumu	24
3.3 Türbülans Modellenmesi	26
3.3.1 İç akışta türbülans	29
3.3.2 Türbülanslı iç akışta hız profilleri	30
3.3.3 Standart κ - ϵ türbülans model	32
3.4 Temel Isı Geçiş Denklemleri	33
3.4.1 Isı İletimi	33
3.4.1.1 Maddenin ısı özellikleri	33
3.4.2 Isı Taşınımı	34
3.4.2.1 Isıl sınır tabaka	35
3.4.2.2 Yerel ve ortalama ısı taşınım katsayısı	36
3.4.2.3 Taşınımда önemli temel boyutsuz sayılar	36
3.4.3 Egzoz manifold üzerinde ısı geçiş	38
4. SAYISAL ÇALIŞMALAR	41

4.1 1B HAD ile Motor Performans Analizleri	43
4.2 3B HAD ile Egzoz Manifoldu Analizleri	48
4.2.1 Eş-Benzetim yöntemi	48
4.2.1.1 Akış analizi detayları.....	51
4.2.1.2 Katı analizi detayları	54
4.2.1.3 Eş-Benzetim sonuçları.....	56
4.3 Optimizasyon Analizleri ve Sonuçları.....	59
5. DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	65
5.1 Motor Performans Deneyi	65
5.2 Egzoz Manifold Isıl Deneyi.....	66
5.3 Deneysel Ölçümlerin Hassasiyeti.....	69
5.3.1 Termoeleman ile sıcaklık ölçümü	69
5.3.2 Basınç ölçümü	70
5.3.3 Debi ölçümü	71
5.3.4 Bağıl nem ölçümü	71
5.3.5 Turboşaft devir ölçümü	71
5.3.6 Termal kamera.....	72
6. SONUÇLAR	73
KAYNAKLAR.....	81
EKLER	85

KISALTMALAR

1B	: Bir Boyutlu
3B	: Üç Boyutlu
ABÇAGA	: Aralıklara Bölünmüş Çok Amaçlı Genetik Algoritması
AÖN	: Alt Ölü Nokta
BDM	: Bilgisayar Destekli Mühendislik
BG	: Beygir Gücü
EGR	: Egzoz Gaz Resirkülasyonu
EN	: Euro Normu
EU	: Euro Standardı
GT	: Gamma Teknolojileri
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
HiSiMo	: Yüksek Silisyum ve Molibden İçerikli Dökme Demir
KA	: Krank Açısı
Mo	: Molibden
Nu	: Nusselt Sayısı
O.Ö.	: Optimizasyon Öncesi
O.S.	: Optimizasyon Sonrası
OAT	: Organik Asit Teknolojisi
OEB	: Ortalama Efektif Basınç
ORNS	: Ortalama Reynolds Navier Stokes Denklemleri
Pr	: Prandtl Sayısı
Re	: Reynolds Sayısı
REAL	: Realizable k-ε
RNG	: Renormalized Group k-ε
Si	: Silisyum
SP	: Termal Kamera Kontrol Noktaları
TC	: Termoeleman Kontrol Noktaları
TS	: Türk Standardı
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta



SEMBOLLER

A	: Kesit Alanı (m^2)
$\vec{a}$	: Akışa Ait Herhangi Bir Vektörel Büyüklük
α	: Genelleştirilmiş Yayılım Katsayısı (m^2/s)
B	: Duvar Yasasına Ait Deneysel Sabit
c_p	: Sabit Basınçta Özgül Isı (J/kgK)
c_v	: Sabit Hacimde Özgül Isı (J/kgK)
Ç	: Çevre (m)
$D_{Hidrolik}$	: Boru Çapı (m)
E	: Birim Kütle Başına Toplam Enerji (J/kg)
e	: Birim Kütle Başına İç Enerjisi (J/kg)
ϵ	: Türbülans Kinetik Enerjisindeki Yayılım ($J/kg \cdot s$)
$\vec{F}_C$	: Kontrol Hacmine Sınırlardan Giren Taşınım Akı Vektörü
$\vec{F}_D$	: Kontrol Hacmine Sınırlardan Giren Yayılım Akı Vektörü
$\vec{g}$	: Yerçekimi İvmesi (m/s^2)
H	: Özgül Entalpi (J/kg)
h	: Isı taşınım katsayısı (W/m^2K)
$\bar{I}$	: Birim Tensör
K	: Von Karman Sabiti
k	: Isı iletim Katsayısı (W/mK)
κ	: Türbülansın Kinetik Enerjisi (J/kg)
m	: Kütle Debisi (kg/s)
$\vec{n}$	: Yüzey Normali
p	: Basınç (N/m^2)
p'	: Basınç Salınım Terimi (N/m^2)
$\vec{q}$	: Isı Akısı (W/m^2)
$\dot{q}_h$	: Isı Üretim Terimi (J/m^3s)
$\vec{Q}_s$	: Kontrol Hacmi Yüzeyinde Üretim Terimi
Q_v	: Kontrol Hacminde Hacimsel Üretim Terimi
R	: Isıl Direnç (K/W)

S	: Sutherland Sabiti (K)
T	: Sıcaklık (°C veya K)
T₀	: Sutherland Referans Sıcaklık (K)
Δt	: Zaman Adımı (s)
u*	: Sürtünme Hızı (m/s)
u⁺	: Boyutsuz Hız
$\bar{u}, \bar{v}, \bar{w}$	: Türbülanslı Akışta Ortalama Hız Bileşenleri (m/s)
u', v', w'	: Hız Salınım (Çalkantı) Terimleri (m/s)
$\vec{v}$	: Akış Hızı (m/s)
V	: Akış Doğrultusundaki Hız (m/s)
y⁺	: Boyutsuz Duvar Koordinatı
∇	: Gradyan İşlemi
Φ	: Akışa Ait Herhangi Bir Skaler Büyüklük
∂	: Kısmi Türev
Ω	: Sonlu Kontrol Hacmi
∂Ω	: Sonlu Kontrol Hacminin Sınırları
dS	: Kontrol Hacmi Sınırları Üzerinde Tanımlı Yüzey Elemanı
τ	: Kayma Gerilmesi (N/m ²)
ρ	: Yoğunluk (kg/m ³)
γ	: Özgül Isıl Katsayıları Oranını
μ	: Dinamik Viskozite (Pa. s)
δ	: Sınır Tabaka Kalınlığı (m)
θ	: Hız Ölçeği
ℓ	: Uzunluk Ölçeği
μ_t	: Eddy Viskozitesi (m ² /s)
σ_K, σ_ε, C_{1ε}, C_{2ε}, C_μ	: Standart K-Epsilon Denklem Sabitleri
ν	: Kinematik Viskozite (m ² /s)
μ₀	: Sutherland Referans Viskozite (Pa. s)
R	: Isıl Direnç (K/W)
S	: Sutherland Sabiti (K)
μ₀	: Sutherland Referans Viskozite (Pa. s)
T₀	: Sutherland Referans Sıcaklık (K)
m	: Kütle Debisi (kg/s)

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : 12.7 litre dizel motorunun teknik özellikleri	9
Çizelge 2.2 : Egzoz manifold malzemeleri ve azami sıcaklık bilgileri [17]	13
Çizelge 3.1 : Boru içinde akışlarda Reynolds sayıları ve akış rejimleri.....	37
Çizelge 4.1 : Akış analizine ait bilgiler	53
Çizelge 4.2 : Katı analizine ait bilgiler	55
Çizelge 5.1 : Deney sırasında ölçülen değerlerdeki toplam belirsizlik	72
Çizelge 6.1 : Analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırması.....	75





ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Dizel motorlarda iş çevrimi temsili [3]	2
Şekil 1.2 : İki zamanlı dizel motoru [4]	3
Şekil 1.3 : Dört zamanlı dizel motorlarda emme zamanı [3]	4
Şekil 1.4 : Dört zamanlı dizel motorlarda sıkıştırma zamanı [3]	5
Şekil 1.5 : Dört zamanlı dizel motorlarda iş (patlama) zamanı [3]	5
Şekil 1.6 : Dört zamanlı dizel motorlarda egzoz zamanı [3]	6
Şekil 2.1 : 480 BG 12.7 litre EU6 dizel motoru	10
Şekil 2.2 : 480 BG 12.7 litre EU6 dizel motoru egzoz sistemi	11
Şekil 2.3 : Döküm ve paslanmaz çelik egzoz manifold tasarım örnekleri	13
Şekil 2.4 : Isı kalkanı ve egzoz contası	14
Şekil 2.5 : Turboşarj çalışma prensibini [20]	15
Şekil 2.6 : Turboşarj Sistem - Türbin	16
Şekil 2.7 : Turboşarj sistemi - Kompresör	16
Şekil 2.8 : Türbosarj kesit görüntüsü	17
Şekil 3.1 : Uzayda sabit bulunan sonlu kontrol hacmi	19
Şekil 3.2 : Kontrol hacmine etkiyen yüzey kuvvetleri	24
Şekil 3.3 : Türbülanslı bir akışta hızın Reynolds ayrışmasının gösterimi [24]	27
Şekil 3.4 : Duvar yanında türbülanslı akışa ait hız profilleri [24]	29
Şekil 3.5 : Türbülans etkisinin yüzeye olan uzaklık ile değişimi [26]	30
Şekil 3.6 : Yüzeyde oluşan ısı sınır tabaka [30]	35
Şekil 3.7 : Prandtl sayısının ısı ve hız sınır tabakaya etkisi	37
Şekil 3.8 : Egzoz manifoldunun cidarında gerçekleşen ısı geçişi	38
Şekil 4.1 : Tez kapsamında yapılan çalışmaların şematik gösterimi	41
Şekil 4.2 : Egzoz manifold analizleri akış şeması	42
Şekil 4.3 : 1B hesaplamaların yapıldığı sonlu küçük hacim elemanları [32]	44
Şekil 4.4 : GT-Power ile 1B egzoz manifoldunun analiz şeması	44
Şekil 4.5 : Araç şartlarında dizel motorunun çalışma prensibi	45
Şekil 4.6 : Motorun 1B analizde incelenen kısımları	46
Şekil 4.7 : 3B HAD akış analizi için sınır şartları	47
Şekil 4.8 : Egzoz manifold iki yönlü Eş-Benzetim veri alış-verişi şeması	49
Şekil 4.9 : Akış çözüm elemanlarına ait temsili veri aktarım olayı	50
Şekil 4.10 : Eş-Benzetim akış modeli çözüm hacmi	53
Şekil 4.11 : Egzoz manifold malzemesinin ısı özellikleri (c_p , k)	55
Şekil 4.12 : Eş-Benzetim katı model çözüm hacmi	56
Şekil 4.13 : Islak yüzeydeki çözüm elemanlarına ait h_{Gaz_ORT} dağılımı	57
Şekil 4.14 : Islak yüzeydeki çözüm elemanlarına ait T_{Gaz_ORT} dağılımı	57
Şekil 4.15 : 0.4 saniye anında akışa ait iç yüzeydeki hız dağılımı	58
Şekil 4.16 : 0.4 saniye anında akışa ait iç yüzeydeki basınç dağılımı	58
Şekil 4.17 : 6. Çevrim sonunda egzoz manifold metal sıcaklığı	59
Şekil 4.18 : SHERPA ve klasik optimizasyon yöntemleri karşılaştırması [28]	60
Şekil 4.19 : Optimizasyon analizine ait değişkenlerin tanımı	61

Şekil 4.20 : SHERPA ile optimizasyon algoritmasının kurulumu.....	62
Şekil 4.21 : O.S. dış ortam ısı taşınım katsayısı hDış Ortam dağılımı.....	63
Şekil 4.22 : O.S Egzoz manifold metal sıcaklık dağılımı (°C)	63
Şekil 5.1 : Motor dinamometre odası.....	65
Şekil 5.2 : Sensör noktalarını gösteren motor şeması	66
Şekil 5.3 : Kontrol noktalarının egzoz manifold üzerindeki yeri	67
Şekil 5.4 : Termoelemanların egzoz manifolduna yapıştırılması	67
Şekil 5.5 : Kararlı hal noktasında termal kamera görüntüsü.....	68
Şekil 5.6 : Kontrol noktalarında termoelemanlar ile ölçülen sıcaklık sonuçları.....	68
Şekil 5.7 : Kontrol noktalarında termal kamera ile ölçülen sıcaklık sonuçları.....	69
Şekil 5.8 : Deneyde kullanılan termoeleman sıcaklık sensörü	70
Şekil 5.9 : Deneyde kullanılan basınç sensörleri	70
Şekil 5.10 : Deneyde kullanılan debi ölçüm sensörleri	71
Şekil 5.11 : Deneyde kullanılan bağıl nem sensörü.....	71
Şekil 5.12 : Deneyde kullanılan turboşaft devir sensörü	72
Şekil 5.13 : Deneyde kullanılan termal kamera	72
Şekil 6.1 : 1B Motor performans analiz sonuçları 1	73
Şekil 6.2 : 1B Motor performans analiz sonuçları 2	74
Şekil 6.3 : Optimizasyon hedefinin başarısını gösteren sütun grafik	76
Şekil 6.4 : Optimizasyonun kontrol noktalarındaki sıcaklıklara etkisi.....	77
Şekil 6.5 : O.Ö. egzoz manifoldunun sıcaklık dağılımı ve deney sonuçları.....	78
Şekil 6.6 : O.S. egzoz manifoldunun sıcaklık dağılımı ve deney sonuçları	79
Şekil A.1 : Termal kamera görüntü oluşumu.....	86

AĞIR TİCARİ ARACIN DİZEL MOTORUNA AİT EGZOZ MANİFOLDUNUN ISIL OLARAK İNCELENMESİ

ÖZET

Geçmişten günümüze motor teknolojisindeki gelişmeler ile içten yanmalı motorlardan talep edilen güç paralellik gösterir ve buna bağlı emisyondaki sıkı düzenlemeler artmaktadır. Özellikle emisyon verimliliği ve yakıt tüketimi egzoz manifold tasarımına bağlıdır. Egzoz manifoldu, motor silindir kafasının üstüne monte edilen, içten yanmalı motorun en kritik parçalarından biridir. İçten yanmalı motorun performansını belirlenmesinde önemli bir etkisi vardır. Egzoz manifoldunun bir ucu egzoz girişleri ile direk olarak motor yanma odasına, diğer ucu eğer turboşarjlı bir motor ise turbine bağlıdır. Motorun çalışmaması durumunda düşük sıcaklıklara sahip egzoz manifoldu, motorun çalışması sırasında silindir içinde patlama sonucu oluşan yüksek sıcaklıklara maruz kalır. Metal sıcaklıkları oda sıcaklığından yüksek sıcaklıklara hızlı bir şekilde çıkar. Sıcaklıklardaki bu yüksek değişim, egzoz manifoldu üzerinde yüksek gerilmelere sebep olur. Konstrüktif sebepler dahilinde hareketi kısıtlanan egzoz manifoldu serbestçe genleşemez ve ısıl-mekanik zorlanmalara maruz kalır.

Yüksek sıcaklık, kendi bünyesindeki parçaları ve/veya çevresinde çalışan diğer fonksiyonel grupları da etkiler. Bu bölgelere yakın yerleştirilen parçalar aşırı ısınabilir ve görevini yapamaz hale gelebilir. Bu yüzden tasarım aşamasında komponentlerin yerleştirilmesi üzerinde dikkatlice düşünülmesi gereken bir konudur. Hesaplamaların dizayn aşamasında yapılması önem arz eder.

Yüksek sıcaklıkta malzemelerin mekanik özelliklerindeki düşüş, egzoz manifoldunun titreşim karakteristliğinin de değişmesine neden olmaktadır. Çalışma şartları altında motor veya yoldan gelen uyarılar, egzoz sisteminin doğal frekansları ile çakışması sonucunda sistemin rezonansa girmesine neden olacaktır. Rezonansa giren bir sistemin salınım genliği çok artacak, herhangi bir sönüm elemanı olmadığı halde teorik olarak sonsuza gidecektir. Genliklerin bu şekilde büyümesi egzoz manifolduna ve/veya manifolda bağlı diğer alt grup bileşenlere zarar vereceği kaçınılmaz son olacaktır. Tasarım sürecinde, optimum ve verimli bir ürün ortaya koyabilmek için, içten yanmalı dizel motorların ısıl olarak incelenmesi kuşkusuz ki yapılması gereken önemli çalışmalardan bir tanesidir. Bu bağlamda egzoz sistemleri için ısı geçişi performansının doğru ve hassas incelenmesi büyük önem taşımaktadır.

Bilgisayar destekli mühendislik (BDM) motor tasarım sürecinin erken aşamasında, egzoz manifolduna yön verecek etkili bir araçtır. Dinamometre dayanım deneylerinin uzunluğu ve maliyetli olması, BDM çalışmalarının önemini daha da arttırmıştır. BDM ile tasarımın ilk evrelerinde kritik bölgeler belirlenir ve zaman kaybetmeden gerekli önlemlerin alınması sağlanır. Her ne kadar güçlü BDM yaklaşımınız olsa da, geliştirme sürecinin sonunda tasarım doğrulama amaçlı motorun kritik çalışma şartları için çeşitli deneyler dinamometre odalarında gerçekleştirilir.

Bu çalışmada bir adet ağır ticari araca ait 13 litre dizel motorunun kararlı hale oturmuş maksimum güç çalışma noktası için egzoz manifold metal sıcaklığı deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir.

Deneysel çalışmalarda ilk adım olarak dinamometre deneyinde motorun kararlı rejime oturmuş farklı çalışma şartları için nominal deney verileri (sıcaklık, basınç vb.) toplandı. Daha sonra motor maksimum güç bölgesinde çalıştırılarak egzoz manifold üzerinden termal kamera ve termoelemanlar ile sıcaklık ölçümleri gerçekleştirildi.

Sayısal çalışmaları üç ana başlık altında toplamak mümkündür. İlk adım olarak, dinamometre deneyi ile uyum sağlayan bir boyut (1B) motor performans modeli kuruldu. Dinamometre ölçümlerinde kabul edilebilir hata bantları arasında kalacak şekilde analizler tamamlandı. Motorun maksimum güç çalışma bölgesi için egzoz manifold giriş ve çıkış sınır şartları çıkartıldı.

İkinci adımda sonlu hacimler metodu ile üç boyutlu hesaplamalı akışkanlar mekaniği (3B HAD) analizleri yapıldı. Eş-Benzetim tekniği ile akışkan ve katı çözüm alanları farklı sistemler olarak modellendi. Akış modeli zamana bağlı, katı model ise zamandan bağımsız olarak analizler tamamlandı. Belirlenmiş zaman aralıklarında birbirleri ile veri aktarımı yaparak analizler tamamlandı.

Üçüncü adım olarak Optimate+ yazılımı ile SHERPA algoritması kullanılarak dış ortam ısı taşınım katsayısı optimizasyon çalışması yapıldı. Egzoz manifoldu dış yüzeyi 88 parçaya bölünerek her bir parça için dış ortam ısı taşınım katsayısı değişken olarak tanımlandı. Egzoz manifold metal yüzeyinde bulunan kontrol noktalarında sıcaklık değerleri deney verilerine yakınsayacak şekilde ısı taşınım katsayıları elde edildi. İlk yapılan Eş-Benzetim analizleri sonucunda egzoz manifold metal sıcaklığı deney verileri ile kıyaslandığında en büyük fark + %37 mertebelerinde bulundu. Optimize edilen dış ortam ısı taşınım katsayıları ile analiz sonucunda en büyük farkın - %9'a kadar indiği gözlemlendi. Bir kontrol noktasının dışında her bir kontrol noktası için sonuçların iyileştiği görüldü.

Kabul edilebilir hata ile egzoz manifoldunun sıcaklık dağılımı doğru hesaplanmıştır. Bu sayede dayanım hesaplarının güvenli bir şekilde yapılmasına olanak sağlanmıştır. Böylece erken tasarım aşamalarında yapısal zayıflıklarının önüne geçilir ve en az maliyet ile optimum ürün elde edilir.

THERMAL INVESTIGATION OF EXHAUST MANIFOLD FOR A HEAVY COMMERCIAL VEHICLE DIESEL ENGINE

SUMMARY

Nowadays, reducing the fuel consumption, increasing the performance and efficiency of engine are the significant customer demands for the automotive industry. Particularly emission efficiency and fuel economy are greatly dependent to design of the exhaust manifold.

Exhaust manifolds are one of the most critical components on the engine assembly, which is assembled on engine cylinder head. It collects the exhaust gas from the cylinders and throws out it to the exhaust after treatment system. It has a significant effect on the performance of the internal combustion engine. Especially, exhaust emission system efficiency and fuel consumption depend on manifold design.

Exhaust manifold is connected directly to the exhaust ports of the cylinders and the other end is connected to the turbine if it is a type of turbocharged engine. Each exhaust port is named runner. As the engine does not start, exhaust manifold stays at lower temperature. During the engine start up process the manifold system is exposed to high temperatures due to combustion. Metal temperatures quickly rise from room temperature to high temperatures. Very harsh and crucial thermal loads are occurred due to extreme heating under very high temperatures and cooling under low temperatures. High stresses on the exhaust manifold is caused this high change in temperature. Exhaust manifold displacement is restricted due to constructive reasons. Therefore, it cannot expand or contraction freely and it is subjected to thermo-mechanical loadings. These components must withstand severe cyclic loading that combination of thermal and mechanical throughout their life cycle. These load cycles results in a complex evolution of damage, leading to thermo-mechanical fatigue (TMF) of the material and, after a certain number of loading cycles it will inevitably be a failure of the component at the end.

Working conditions at the high temperature affects the components that inside of the exhaust system and/or other part of the engine located to near the exhaust system. To place of parts which are close to hot environment may become overheated and molten components make the exhaust system unable to function. Placement of these components should be considered carefully in design phase. It is important that the calculations need to be done at the design stage.

The decrease in the mechanical properties of the materials at high temperature causes the vibration characteristic to change in negative way. Excitations from the motor or real road conditions during the operating will may cause the system to resonate. If excitation frequencies will overlap of the natural frequencies of the exhaust system resonance will take place. The amplitude of oscillations of a system entering resonance will increase significantly, theoretically it will go to infinity in the absence of damping source. Such a growth of amplitudes will inevitably damage the manifold and/or other subgroup components attached to the manifold. In order to produce an optimum and efficient product at the design stage, the thermal assessment of the internal combustion

diesel engines is undoubtedly one of the important works to be done. Harsh operating conditions of engine make upfront CAE studies for exhaust manifolds unavoidable. CAE is an effective tool utilized to drive an exhaust manifold design by early assessment within the program development phase, requiring the advanced CAE methodologies. Engine dynamometer test running durations are up to 2500 hours for the heavy duty (HD) exhaust manifold, therefore they are very expensive and time consuming. Either long test time or extra cost effect of physical test makes the CAE studies more and more valuable. To come up with a robust and durable exhaust manifold design, necessitate CAE studies for thermal behavior of exhaust manifold is necessary to predict transient and steady regim of temperature distribution on exhaust manifold accurately and precisely. Then the predicted metal temperature is used to carry out the thermo-mechanical analysis. Critical areas are determined with the CAE at initial design stage and necessary action are taken immediately. Although you have a strong CAE approach even so at the end of the development process, for the design verification purposes, various tests have to be carried out in engine dynamometer cells under crucial operating conditions.

In this study, a number of numerical and experimental studies were carried out to determine the metal temperature of the exhaust manifold at the critical operating point which is maximum power at 1800 rpm of the diesel engine of a heavy commercial vehicle.

In the first step of experimental studies, nominal test data (temperature, pressure, etc.) were collected for different steady state operating conditions of the diesel engine. Then the motor was operated in the rated power for 10 minutes. Temperature measurements were made with thermal cameras and thermocouples on the exhaust manifold metal skin.

Numerical analyses can be collect in three main step during analysis process. As a first step, engine performance analysis were performed in one dimension. Thus, steady state full load measurements from 900 revolution per minute (rpm) to 2000 RPM with 100 rpm increments were taken in the dynamometer test bench. Then, steady state full load correlation studies was performed with engine dynamometer test data. One dimensional engine model of the heavy-duty diesel engine was created and parameters were tuned according to dynamometer test measurement. The averaged values from the measurements were obtained and plus/minus tolerance bands were created for taking the measurement errors (for example due to systematic or random error) into consideration. Then predicted results from the model were plotted on these bands for comparison. Comparison of analysis main engine performance outputs vs. test data is shown brake torque and brake power prediction of the model was within expected correlation margin (2%). Prediction of the peak firing pressure (PFP) in the cylinders of the model was well aligned with the test data at entire engine operating range. Engine air mass flow rate and fuel mass flow rate predictions were also within expected 3% correlation margin. Similar to flow rate prediction, Boost temperature and pressure predictions of the model were also found to the middle error band of correlation margin. Air Fuel Ratio (AFR) was well predicted in CAE. Once the engine performance simulations were correlated against steady state full load dynamometer data then crank angle dependent boundary conditions at 1800 rpm were provided for the 3D CFD co-simulation analysis. Total temperatures and exhaust mass flow rates from each exhaust ports were supplied as inlet boundary conditions while turbine inlet pressure and temperature were supplied as outlet boundary conditions.

In the second step, 3D computational fluid mechanics analyses were made by finite volume method. Using co-simulation approach in StarCCM+, simulation was divided

into two different domains. Solid and fluid domains were modelled separately. Specified the fluid domain as leading analysis and solid domain as lagging analysis. Maximum power operating condition was simulated with the aim of capturing cyclic time averaged heat transfer coefficient (HTC_{GAS_Mean}) and averaged gas temperature (T_{GAS_Mean}). In this purpose it was possible to account different time scale for each domain. The fluid domain was modelled unsteady whereas solid domain was modelled steady state. Thermal field data is exchanged across the fluid and solid interface. In this technique, time intervals of data exchange on interface are determined by user specified time step. Each simulation waits for the other one until to defined exchange step is over. Co-simulation analysis process was terminated end of the sixth engine cycle. One million total cell approximately was counted for co-simulation model. Solid domain contains of 650k poly mesh. Moreover, the fluid domain occurs in 250k trim mesh. Standard k- ϵ approach is used with high y^+ wall treatment for turbulence modelling. Unsteady domain utilized the Reynold-averaged Navier-Stokes (RANS) coupled flow and energy solver with the consideration that the exhaust gas treated as an ideal gas. Energy equation for the solid domains was solved using segregated energy solver. Thermal resistance is not considered in the solid domain during heat transfer at the interfaces. Radiation effect also is ignored during Co-Simulation analysis.

The third step was the optimization algorithm with Optimate+ SHERPA algorithm. In the co-simulation analysis external heat transfer coefficient and reference sink temperature for the outer surface of the exhaust manifold modelled as constant since the external air flow was not modelled. In reality it is necessary to apply non-uniform heat transfer coefficients depending on various external flow velocities. For this purpose, Multi-objective based optimization study was applied in order to determine the non-uniform heat transfer distribution without performing external aerodynamics analysis, optimization gives an opportunity to obtain accurate heat transfer distribution. Outer surface of the exhaust manifold was divided into 88 patches and the external heat transfer coefficient for each part was defined as optimization variable to the patches. The main objective of the optimization was determined the proper patches' heat transfer coefficient configuration in order to has good alignment with dynamometer test temperature which is measured thermocouple and thermal camera experiment results. Comparing exhaust manifold metal skin temperature on the control points between CFD and dynamometer test, maximum prediction error is found + %37 in Co-Simulation. Enhanced model which is optimized HTC distribution case improvements were achieved in terms of temperature at the control points. While there is no change in the temperature results of TC-4, successful results were obtained particularly SP03, TC-1 and TC-2 control points. Maximum error prediction is found - %9. The results were improved for each control point except one control point.

Consequently, the temperature distribution of exhaust manifold is calculated correctly with acceptable error. In this way, it is possible to estimate strength of the exhaust manifold safely with the correct temperature information. Thus, structural weaknesses are avoided at early design stages and optimum product is obtained with minimum cost.



1. GİRİŞ

Ulaşımındaki gelişmeler, insanoğluna dünyanın çeşitli yerlerine seyahat etme kolaylığının yanında, toplumlar arası ticaretin de gelişmesine katkıda bulunmuştur. İnsanın ve onun ürettiği mal ve hizmetlerin bir takım araçlarla bir alandan başka bir alana taşınması faaliyeti anlamına gelen ulaşım, tarih boyunca yeryüzünün farklı coğrafi mekânları arasında ticari, kültürel ve siyasal etkileşimin seviyesini belirleyen en önemli unsurlardan biri olmuştur. İnsanlık tarihine baktığımızda geçmişten günümüze kadar ulaşımın ve ulaşım araçlarının çok büyük bir yol katettiğini ve çok önemli noktalara geldiğini görmek mümkündür. Bu gelişmeler temel olarak dört aşamada incelenebilir:

1. Tekerleğin buluşu aracın konstrüksiyonunu mümkün kıldı.
2. Deniz üzerinde gemileri hareket ettirmek için rüzgardan faydalanmak.
3. Taşıtları ve büyük gemileri tahrik edebilmek için içten yanmalı motorların geliştirilmesi.
4. Havacılık biliminin gelişmesi ve uçağın icadına yol açan içten yanmalı motorların iyileştirilmesi şeklinde sıralanabilir.

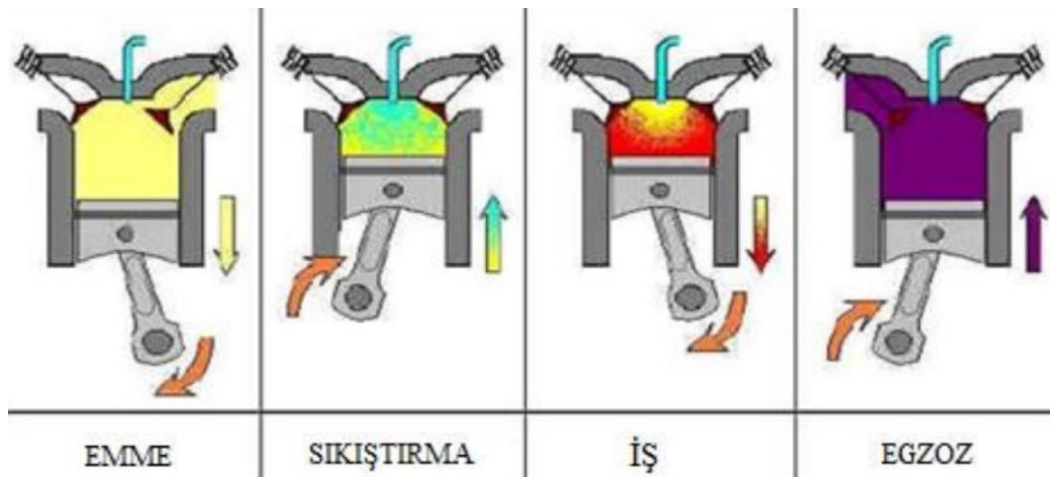
Günümüz ulaşım sistemleri başlıca demiryolu, karayolu ve havacılık olmak üzere hepsi mekanik güce bağlıdır. Bu mekanik güç ise herhangi bir yakıtın kimyasal enerjisini mekanik enerjiye dönüştüren ısı (termik) motorlardan elde edilir.

Dıştan yanmalı motor ve içten yanmalı motor olmak üzere ısı motorları iki kategoride incelenir. Dıştan yanmalı motor ve içten yanmalı motor ayrımı şu şekilde özetlenebilir. Bünyesindeki yakıtın yanması ile sistemde çalışacak olan farklı bir akışkanı ısıtarak o akışkan aracılığı ile güç elde eden motora dıştan yanmalı, yakıtın yanması motor içinde yanma odası adı verilen hacim içerisinde oluyorsa ve patlama sonrası oluşan atık gazın pistonları hareket ettirmesi ile güç elde ediliyorsa bu motora da içten yanmalı motor denir. İçten yanmalı motorlar günümüzde kullanımı oldukça yaygın olan motorlardır. İçten yanmalı motorların hemen hepsi pistonlu motorlardır. Pistonun silindirler içinde yukarı – aşağı hareket etmesi ile güç çevrimini oluşturur.

1.1 Dizel Motorlar

Dizel motoruna ait ilk patent, benzinli motorun bulunmasından 16 yıl sonra, 1892 yılında Alman mucit Rudolf Diesel'in kendi adını taşıyan motoru icat etmesi ile alınmıştır [1]. Dizel motorlar, tarımsal uygulamalarda, güç istasyonlarında 100 yıldan beridir ana güç kaynağı olarak kullanılmaktadır. Önceleri konstrüktif olarak geniş yer kaplaması sebebiyle kara taşıtlarında kullanılamayan dizel motorlar, daha sonra teknolojik gelişmelerle kara taşıtlarında da kullanılmaya başlandı. Dizel motorların yüksek ısı verimliliğinin yanında, sağlam konstrüktif yapıya sahip olması ve nispeten benzinli motorlara göre çalışma şartları daha az maliyetli olması geçmişten günümüze dizel motorların kullanım alanlarının yaygınlaşmasına neden olmuştur [2].

Dizel motorlar sıkıştırılmalı patlamalı içten yanmalı motorlardır. Sıkıştırma evesinden sonra silindir içindeki yüksek basınç ve sıcaklığa sahip havaya, yakıtın doğrudan veya dolaylı olarak enjekte edilmesi ile istenilen yanma gerçekleştirilir. Bu tezin kapsamında incelenen motorda yakıt doğrudan olarak yanma odasına püskürtülür. Yanma işlemi, yakıtın yeterli miktarda hava ile karışması sonucunda kimyasal enerjisini serbest bırakır. Serbest kalan enerji piston-biyel mekanizması ile krank şaftta ve volanda dönme hareketine dönüştürülür. Dizel motorlar güç üretmek için birbirini belirli bir zamanlama ile takip eden termodinamik evrelerden oluşur. Bir tam iş çevrimi tamamlanması için tüm evrelerin tamamlanması gerekir. Şekil 1.1'de dizel motoruna ait termodinamik evreler gösterilmiştir.

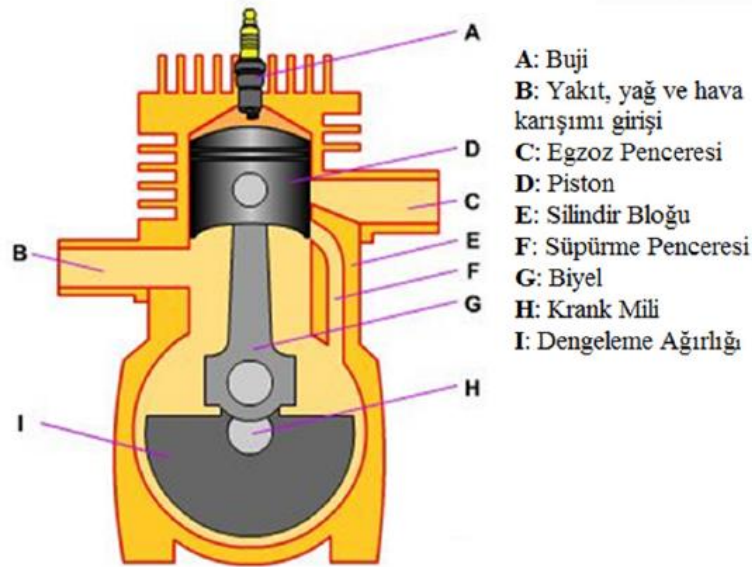


Şekil 1.1 : Dizel motorlarda iş çevrimi temsili [3]

Dizel motorlar iş çevrimine göre iki zamanlı ve dört zamanlı dizel motorlar olmak üzere iki sınıfa ayrılır.

1.1.1 İki zamanlı dizel motorlar

İki zamanlı motorlar, dört zamanlı motorlara kıyasla daha yüksek güç/ağırlık oranına sahiptirler. İki zamanlı motorlarda krank şaft eksenini etrafında bir tam tur (360°) attığında bir çevrim tamamlanmış olur. Diğer bir söyleyiş ile, krank şaftın bir tam tur tamamladığında piston alt ölü nokta (AÖN) ile üst ölü nokta (ÜÖN) arasında iki kez doğrusal hareket yapar. Bu tür motorlarda birinci zaman tanımı emme – sıkıştırma, ikinci zaman tanımı ise ateşleme – egzoz zamanı olarak tanımlanır. Emme ve egzoz sübapları olmadığından bu motorlarda emme ve egzoz işlemleri silindir içinde oluşan basınç farkı ile gerçekleşir. Piston AÖN'dan ÜÖN'ya çıkarken emme ve sıkıştırma işlemleri gerçekleşir. ÜÖN 'dan AÖN'ya inerken silindir içinde ateşleme ve egzoz işlemleri meydana gelir. Şekil 1.2 'de iki zamanlı dizel motoruna ait kesit görüntü verilmiştir.



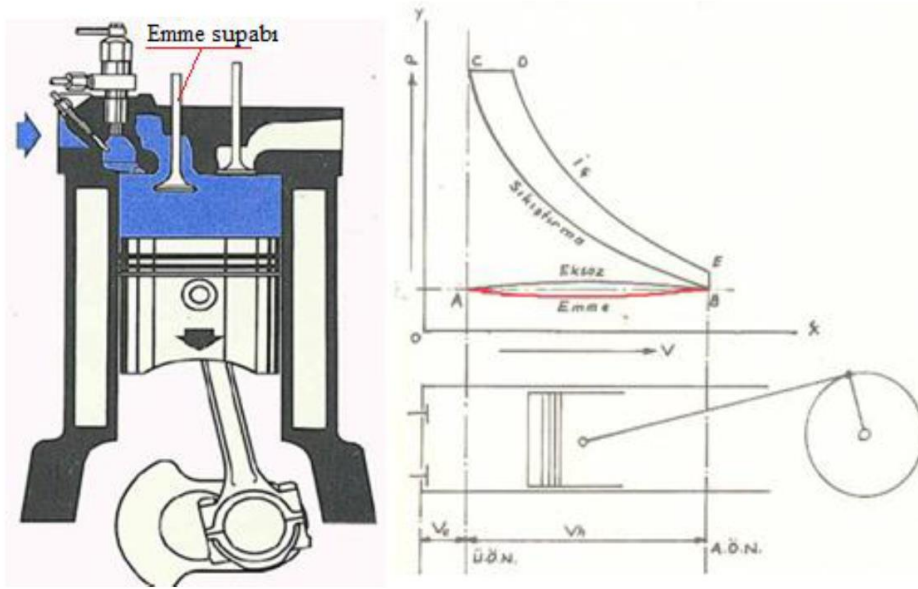
Şekil 1.2 : İki zamanlı dizel motoru [4]

1.1.2 Dört zamanlı dizel motorlar

Dizel motorlar içinde en sık kullanılan motor tipidir. Endüstride büyük iş makinalarından, en küçük araca, otomotivden lokomotif kadar çeşitli alanlarda kullanılmaktadır. Bir güç çevrimini tamamlamak için krank şaft iki tam tur (720°) yapar. Piston AÖN ile ÜÖN arasında dört kez hareket eder. Her hareketin kendine ait özel ismi vardır. Bu isimler açıklamasıyla beraber aşağıda anlatılmıştır.

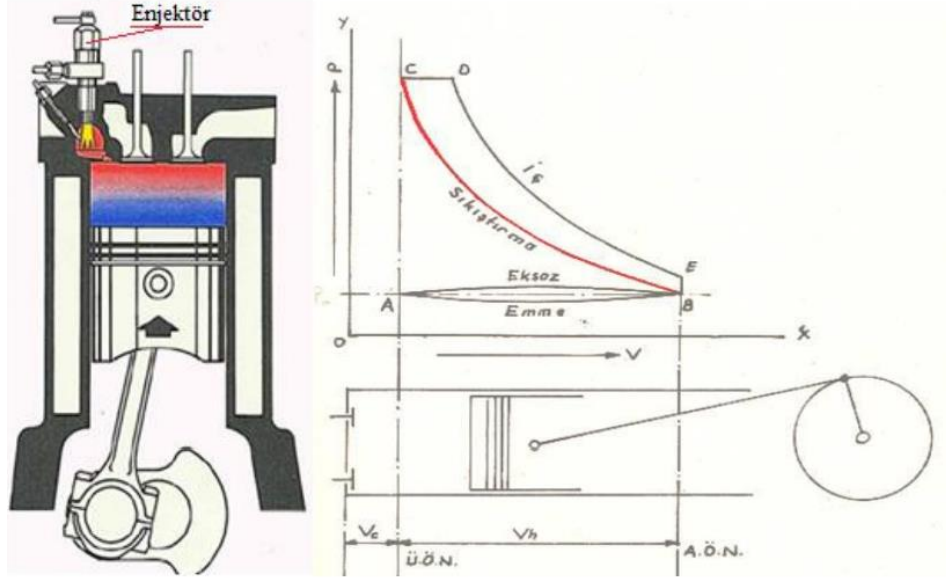
Emme zamanında silindire sadece hava alınır. Emme süreci, emme strokuna göre daha uzundur, çünkü emme süreci egzoz strokun sonlarında emme supabın açılması ile

başlar ve sıkıştırma strokun başlarında emme supabın kapanması ile sona erer. Bu zamanın başlangıcında piston ÜÖN'da bulunmaktadır. ÜÖN'dan AÖN'ya doğru harekete başlarken emme subabı açılır. Pistonun AÖN'ya doğru hareketi sırasında silindir içi hacmin büyümesi, piston üzerinde alçak basınç (vakum) etkisi meydana getirir. Bu sayede silindir içine temiz hava alınır. Aşırı doldurmalı olup olmamasına göre alınan havanın basıncı değişiklik gösterir. Aşırı doldurmasız bir sistemde temiz hava atmosferden alındığı için basıncı atmosfer basıncına eşittir. Aşırı doldurmalı sistemde turboşarj ile temiz havanın basıncı biraz daha yükseltilir. Piston AÖN'ya geldiğinde emme subabı kapanmış olur. Böylece emme zamanı tamamlanır. Şekil 1.3'de emme zamanına ait P-V diyagramı gösterilmiştir.



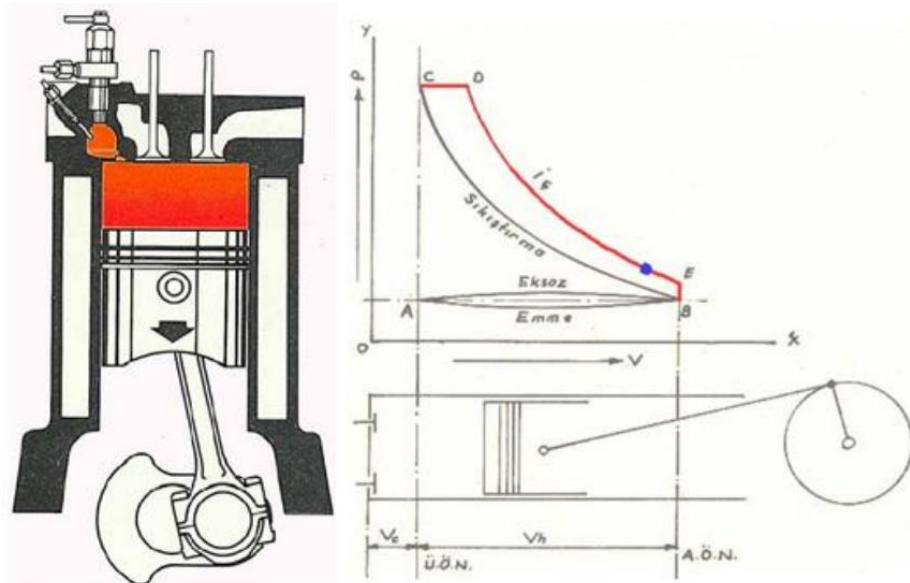
Şekil 1.3 : Dört zamanlı dizel motorlarda emme zamanı [3]

Sıkıştırma zamanında, silindir içinde bulunan subaplar kapalıdır. Piston AÖN'dan ÜÖN'ya doğru hareket etmeye başlar. Bu hareket esnasında piston, önünde bulunan havayı sıkıştırmaya başlar. Günümüzde 15:1 'den 25:1'e kadar sıkışma oranına sahip dizel motorlar bulunmaktadır. Sıkıştırma oranı ne kadar fazla olursa, o motorun ısı verimide o kadar fazla olur. Bu yüzden benzinli motorlarla kıyaslandığında dizel motorların ısı verimi daha yüksektir. Sıkışan havanın sıcaklığı ve basıncı da artar. İç enerjisi artmış olan hava, pistonun ÜÖN'ya gelmesiyle tutuşma sıcaklığına ulaşmış olur ve yakıtın enjeksiyonu ile sıkıştırma çevrimi sonlanır ve iş çevrimi gerçekleşmeye başlar. Şekil 1.4'de sıkıştırma zamanına ait P-V diyagramı gösterilmiştir.



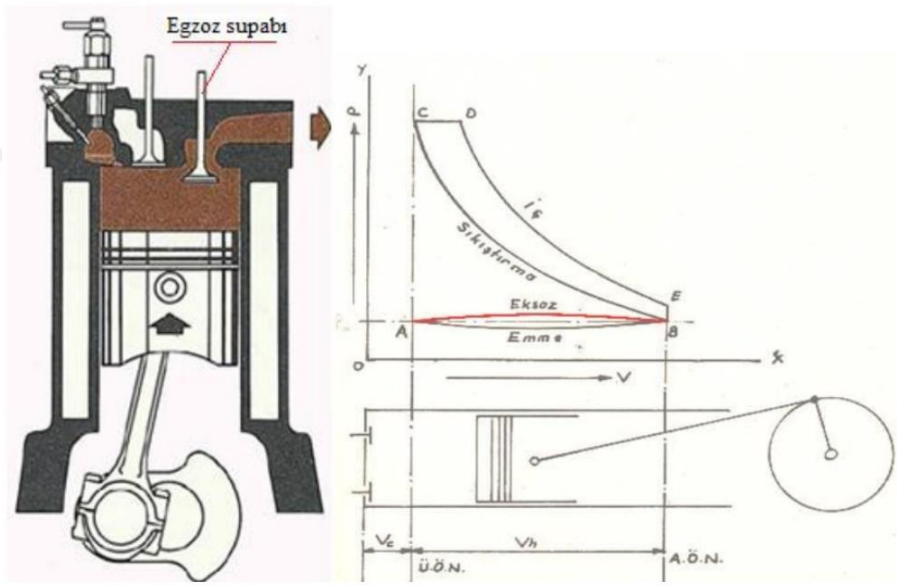
Şekil 1.4 : Dört zamanlı dizel motorlarda sıkıştırma zamanı [3]

İş zamanı, dört zamanlı bir dizel motorda bu zaman evresine gelindiğinde krank mili 360° (1 tur) dönüşünü tamamlamış olur. Sıkıştırma sonunda silindir içine enjektör vasıtasıyla yakıt püskürtülür ve yakıtın yüksek basınç ve sıcaklıktaki hava ile teması sonucu yanma işlemi başlar. Yanma oldukça hızlı gerçekleşir ve açığa çıkan enerji nedeniyle aniden yükselen basınç, piston yüzeyine etki ederek pistonu aşağı doğru hızlı bir şekilde iter. Böylece krank şaftını döndürmek için gerekli mekanik güç bu zaman evresinde üretilir. Şekil 1.5’de iş zamanı boyunca gerçekleşen P-V diyagramı gösterilmiştir.



Şekil 1.5 : Dört zamanlı dizel motorlarda iş (patlama) zamanı [3]

Egzoz zamanında yeni bir çevrime başlayabilmek için iş zamanı sonunda oluşan egzoz gazının dışarıya atılması gerçekleşir. Piston AÖN'ya ulaştığında egzoz valfi açılır. Nispeten yüksek basınca sahip egzoz gazları valfin açılmasıyla silindir içi basınç farkını oluşturur. Bu basınç farkı pistonun yukarı yönde hareket etmesi ile daha çok egzoz gazını silindir dışına atmasına yani egzoz manifolduna göndermesine yardımcı olur. Piston ÜÖN'ya ulaştığında egzoz valfi kapanmış olur ve bir sonraki çevrimin emme zamanı başlar. Şekil 1.6'da egzoz zamanı boyunca gerçekleşen P-V diyagramı gösterilmiştir.



Şekil 1.6 : Dört zamanlı dizel motorlarda egzoz zamanı [3]

Bütün bu dört zamanın sonunda krank şaftı kendi ekseninde iki tam tur (720°) atmış ve bir iş çevrimi tamamlanmış olur.

1.2 Literatür Taraması

Egzoz manifoldu içten yanmalı motorun kritik parçalarından biridir. Yanma sonrası silindir içinden çıkan egzoz gazlarını toplayarak egzoz sonrası sistemlere iletir. Motorun çalışması sırasında egzoz manifoldu çevrimsel olarak yüksek ısı yüklerine maruz kalır. Bu yüzden zamana bağlı sıcaklıkların nasıl değiştiği son derece önemli bir çalışma konusu olmuştur. Egzoz manifoldu geometrisi değişken kesitli olduğu için incelenmesi biraz daha zahmetlidir. Değişken kesitli borular içinde zorlanmış ısı taşınımı ve sürtünme katsayısı hesapları için birçok deneysel ve sayısal çalışmalar

yapılmıştır. Sayısal çalışmalar genellikle 1 boyut (1B) ve 3 boyut (3B) hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) üzerinde gerçekleştirilmiştir.

Taymaz ve arkadaşları [5], değişken kesitli kanallarda taşınım ile gerçekleşen ısı geçişini deneysel olarak incelemişlerdir. Prandtl sayısının 0.7 olarak genişleyen kanalda ısı geçişi karakteristiklerini hesaplamışlardır.

Ničeno ve Nobile [6], daralan-genisleyen sinüzoidal ve yay şekilli kanallarda hava akışını incelemişlerdir. Prandtl sayısını 0.7 olarak, farklı Reynolds sayılarında ısı geçişini ve sürtünme katsayısını sayısal olarak incelemişlerdir.

Hiroyasu, Miki ve Watanabe [7] egzoz manifoldlarının daha büyük yarıçaplara sahip olmasının çevresel etkilerin azaltmak için etkili olduğunu göstermiştir. Ancak bu tarz tasarımlarda motor gücünün azaldığını vurgulamışlardır.

Kanazaki ve arkadaşları [8] bir araba motorunun egzoz manifoldu üzerinde optimizasyon çalışması yaparak adım adım egzoz manifold yarıçapının büyümesi turbosarj verimini ve gaz sıcaklığını nasıl etkilediği incelemiştir. Hesaplamalar sırasında ampirik motor performans yazılımları ve zamana bağlı 3B HAD yazılımları ile birlikte bütün olarak gerçekleştirmiştir. Optimizasyon sistemi ise Aralıklara Bölünmüş Çok Amaçlı Genetik Algoritması (ABÇAGA) ile geliştirmiştir. Optimize edilmiş sistemin ilk tasarımdan daha az çevresel etkiye maruz kaldığı ve aynı zamanda daha fazla motor gücüne sahip olduğu bulunmuştur.

Chen ve arkadaşları [9], egzoz manifoldunun 3B HAD analizlerinde farklı türbülans modelleri deneyerek deneysel sonuçlara en yakın sonucu tespit etmeye çalışmıştır. Bunun için üç farklı türbülans modeli denemiştir. Sırayla k-ε model, renormalized group k-ε (RNG) ve realizable k-ε (REAL) türbülans modellerini incelemiştir.

Xu ve diğerleri [10] yüksek sıcaklığın malzeme elastikliği üzerinde azaltıcı etkisi egzoz manifoldu yapısal modların üzerinde etkisi olduğunu göstermiştir. Sıcaklık kaynaklı oluşan ısıl gerilmelerin titreşim analizinde önemini göstermiştir. Bu yüzden doğru ve hassas titreşim analizi için sıcaklık dağılımının doğru olarak hesaplanmasının önemini vurgulamıştır.

1.3 Tezin Amacı

Binek ve ağır ticarî araçlarının geliştirilmesi sürecinde, optimum ve verimli bir ürün ortaya koyabilmek için, içten yanmalı dizel motorların ısı olarak incelenmesi kuşkusuz ki yapılması gereken önemli çalışmalardan bir tanesidir. Motorun çalışması sırasında, silindir içinde patlama sonucu oluşan yüksek sıcaklıktaki gazlar, egzoz manifoldunda toplanır. Bu bağlamda egzoz sistemlerinin ısı geçişi performansının doğru ve hassas incelenmesi büyük önem taşımaktadır. Jerry Hsieh, egzoz manifold tasarımının zorluğunu şöyle ifade etmiştir: “Yüksek titreşim ve ısı çalışma yüklerine maruz kalan egzoz manifoldlarında istenilen dayanım kriterlerini hafif bir tasarım ile ortaya çıkarmak zorlu bir süreçtir.” [11]. Hedeflenen optimum tasarım ürünü ortaya koyabilmenin ilk adımı ise egzoz manifoldu metal sıcaklık dağılımının doğru bir şekilde hesaplanmasıdır.

Bu tez kapsamında ağır vasıta aracına ait olan 12.7 litre 480 beygir gücünde (BG) dizel motorunun tam yük altında maksimum güç çalışma koşulu için egzoz manifold metal sıcaklığının hesaplanması ve deneysel olarak doğrulanması hedeflenmiştir. Çalışmalar aşağıdaki sırayla gerçekleştirilmiştir.

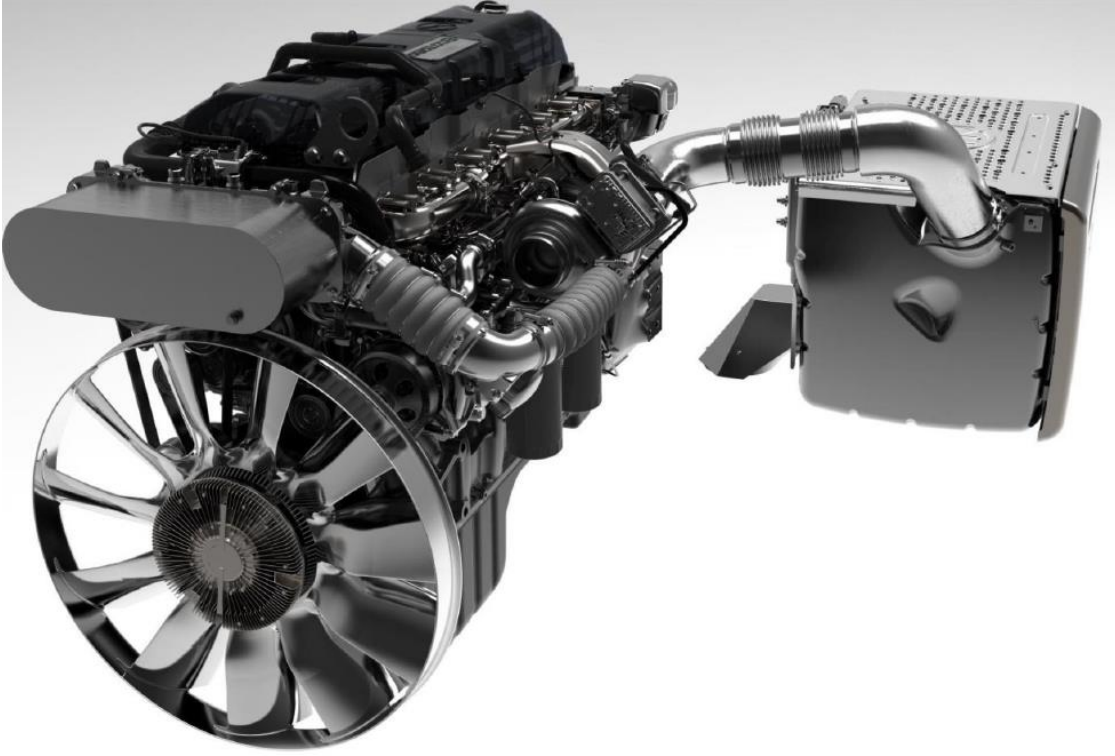
1. Motorun farklı devir hızlarında kararlı rejime oturmuş halleri için dinamometre deneyleri yapılması ve maksimum güç noktasında egzoz manifold üzerinden sıcaklık ölçümlerinin alınması
2. Bir boyutta (1B) motor performans analizlerinin yapılması ve motorun farklı devir hızlarında kararlı rejime oturmuş halleri için dinamometre deneyleri ile uyumunun sağlanması
3. 1B motor performans analizi ile motorun maksimum güç çalışma noktasında zamana bağlı egzoz manifoldu akış analizi için sınır şartlarının çıkartılması
4. Egzoz gazı davranışını incelemek ve egzoz manifoldunun metal sıcaklık dağılımını hesaplamak için üç boyutlu (3B) hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizleri yapılması
5. Egzoz manifold metal sıcaklıklarının 3B HAD analiz sonucu ile dinamometre deneyinin karşılaştırılması ve analizlerin doğruluğunu arttırmak için, dış ortam ısı taşınım katsayısının OPTIMATE+ ile optimizasyon çalışması
6. Optimize edilmiş ısı taşınım katsayıları sonucunda egzoz manifold metal sıcaklığının tekrar dinamometre sonuçları ile karşılaştırılması

2. SİSTEM TANIMI

Bu tez kapsamında ağır ticari araca ait 12.7 litre 480 BG Euro (EU) 6 standartlarına uygun dizel motoru incelenmiştir. Çalışması yapılacak olan motor 6 silindirli olup, azami güce (480 BG) 1800 devir/dakika (d/dk), azami torka (2500 Nm) ise 1200 d/dk motor devirlerinde ulaşmaktadır. Çizelge 2.1’de motora ait teknik özellikler belirtilmiştir. Her bir silindir başına düşen hacmi bulmak için toplam hacmi, silindir sayısına böleriz. Böylece her bir silindir hacmini 2.117 litre olarak buluruz. Bu hacmi sağlamak için, en uygun piston çapı 130 mm, en uygun strok ise 160 mm olarak tasarlanmıştır. Minimum ve maksimum motor çalışma devir aralığı 550 d/dk ile 2150 d/dk olarak belirlenmiştir. Sıkıştırma oranı 17:1 olarak seçilen motorun, piston malzemesi ise çeliktir. Buna bağlı olarak azami yanma odası basıncı 215 bar olarak hedeflenmiştir. EU 6 emisyon seviyesini karşılamak için motora elektronik kontrollü egzoz gazı resürkilasyonu (EGR) sistemi kullanılmıştır. Bu sistem özellikle NO_x salınımı için oldukça faydalı ve işe yarar bir sistemdir. Aşırı doldurma sistemi olarak değişken geometrili turboşarj ünitesi kullanılmıştır. Bu aşırı doldurma sistemi sayesinde düşük devirde daha yüksek güç elde edilmesi mümkün olmuştur. Turboşarj sisteminde kompresörün ısıttığı emme havasını (temiz hava) soğutmak için su soğutmalı eşanjör kullanılır. Şekil 2.1’de dizel motoru ve egzoz sistemi bütün halde gösterilmiştir.

Çizelge 2.1 : 12.7 litre dizel motorunun teknik özellikleri

480 BG 12.7 Litre EU 6 Dizel Motoru	
Motor Tipi	Dizel Motor
Silindir Sayısı	Sıralı 6
Silindir Çapı	130 mm
Piston Stroku	160 mm
Toplam Hacim	12.7 L
Sıkıştırma Oranı	17:1
Maksimum Güç	480 Beygir Gücü
Maksimum Güçteki Devir Sayısı	1800 d/dk
Maksimum Tork	2500 Nm (1200 d/dk)
Maksimum Torktaki Devir Sayısı	1200 d/dk



Şekil 2.1 : 480 BG 12.7 litre EU6 dizel motoru

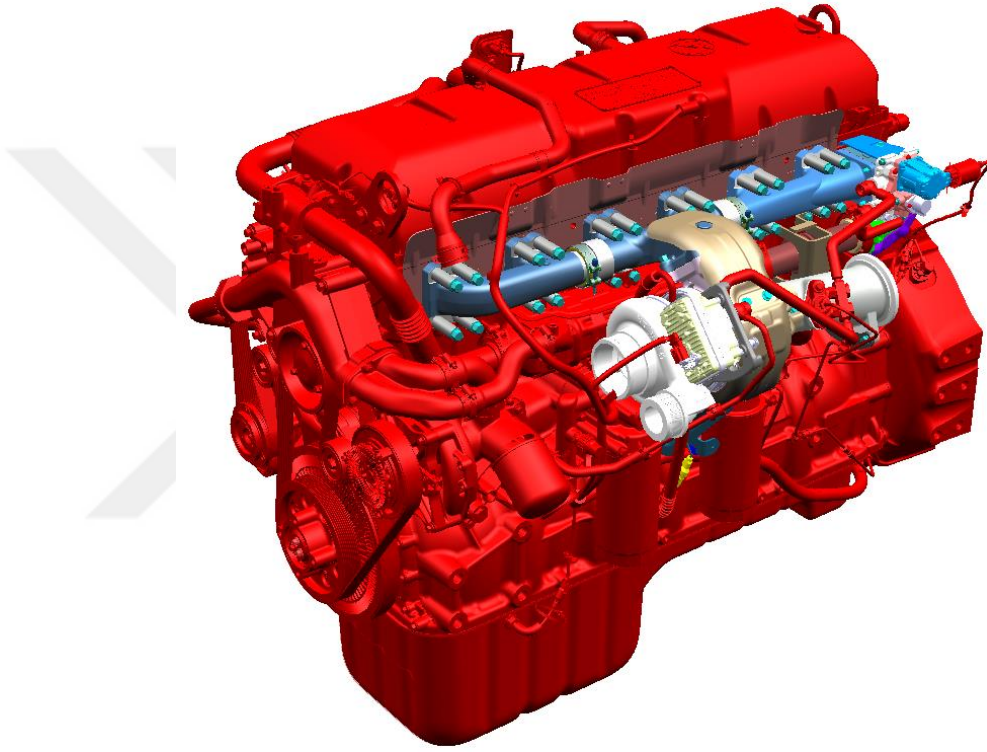
2.1 Egzoz Sistemi

Bu bölümde egzoz sisteminin motora bağlanan bileşenleri tanıtılacak ve incelenen motor özelinde egzoz sistemi ve alt bileşenleri hakkında bilgi verilecektir. İyi tasarlanmış bir egzoz sisteminin temel görevi, her bir silindirin kendi içinde gerçekleşen yanma sonucu oluşan egzoz (atık) gazlarını bünyesinde toplamak ve onları mümkün olduğunca çabuk, sessiz ve emisyon kriterlerine uygun bir şekilde araçtan uzaklaştırmaktır. Egzoz sistemi, egzoz valfinden başlayarak, egzoz borusunun bitimine kadar devam eder. İş (patlama) zamanından sonra sıcak gazlar egzoz valfinden alınarak, egzoz borusunun ucuna (tail pipe) gönderilir. İyi tasarlanmış egzoz sisteminden aşağıda belirtilen önemli tasarım kriterlerinin sağlanması beklenir:

- Gaz akışına karşı olan direnci minimize etmek ve geri basıncın (back pressure) limitler içinde kalmasını sağlamak.
- Egzoz emisyon değerlerini düşürmek ve yasal olan emisyon değerlerini sağlamak.
- Motor bileşenleri ve egzoz sistem bileşenleri arasında yeterince boşluk sağlamak, parçaların yüksek sıcaklıktan etkilenmesini önlemek.

- Turboşarj ve egzoz manifoldun ağırlıklarından dolayı motor parçalarının yüksek gerilme altında çalışmasını önlemek böylece motor parçalarının daha uzun ömre sahip olmasını sağlamak.

Egzoz sistemi başlıca egzoz manifoldu, turboşarj, egzoz constası, bazı durumlarda ısı kalkanı, egzoz boruları ve dirsekler, susturucular, ve en son egzoz borusuna kadar devam eder. Bu tez kapsamında Şekil 2.2’de gösterilen egzoz sisteminin sadece motora bağlanan kısımları olan egzoz manifoldu, turboşarj sistemi, ısı kalkanı ve egzoz sızdırmazlık contası hakkında bilgi verilecektir.



Şekil 2.2 : 480 BG 12.7 litre EU6 dizel motoru egzoz sistemi

2.1.1 Egzoz manifoldu

Egzoz manifoldu yanma sonucunda ortaya çıkan atık gazları her bir silindirden alarak bünyesinde toplar ve bu gazları egzoz çıkışına gönderir. Diğer bir söylem ile egzoz gazlarının bir kolektörde toplanıp, bir sonraki sisteme iletilmesini sağlayan köprü elemanına egzoz manifoldu denir. İçten yanmalı motorun çalışması ve durması yada farklı devir hızlarında ve yük durumlarında çalışması, motorun çevrimsel olarak ısınması ve soğumasına neden olur. Çevrimsel olarak ısınma ve soğuma, manifold üzerinde homojen olmayan sıcaklık dağılımına sebep olur. Yüksek sıcaklık altında çalışan manifold kendisine komşu bileşenler ile etkileşim halinde olduğundan serbestçe genişemez aynı şekilde düşük sıcaklıklarda da serbestçe büzülemez. Bunun

sonucunda malzeme çevrimsel olarak ısı ve mekanik yüklere maruz kalır. Bu yükleme durumu bazen kullanılan malzemenin akma dayanımını aşacak kadar yüksek gerilmelere neden olabilir [12]. Egzoz manifoldu tasarımı yapılırken dikkat edilmesi gereken dört farklı yükleme tipi söz konusudur.

- 1) Çevrimsel olarak ısınıp soğumasından kaynaklanan ısı yükleri ve değişen egzoz manifold metal sıcaklığı.
- 2) Dış kısıtlardan dolayı oluşan mekanik gerilmeler. Örneğin civata yükleri, farklı ısı genleşme katsayılarından dolayı oluşan ısı genleşmeler ve büzüşmeler sonucu bileşenlerin birbirlerine uyguladığı mekanik gerilmeler vb.
- 3) Dinamik zorlanmalar sonucu oluşan gerilmeler. Çevresindeki bileşenlerin dinamik karakterinden dolayı egzoz manifolduna da çevrimsel olarak mekanik gerilmeler etkir. Bu gerilmeler yüksek çevrimli yorulma hasarına sebep verebilir.
- 4) Egzoz manifold içindeki gazın basıncı. Bu basıncın yaratmış olduğu gerilmeler manifoldu dayanımı açısından büyük risk yaratmaz.

Bu dört farklı yükleme durumlarından, civataların sabitlenmesiyle ortaya çıkan sıkma kuvvetleri ve ısı-mekanik yükler, egzoz manifoldunun yapısal analizi için ana yükleri oluşturur. Bu yüklerin doğru bir şekilde tahlil edilmesi, egzoz manifoldu tasarımında dikkat edilecek temel tasarım konusudur. Tasarım aşamasında ısı yüklerinin yarattığı çevrimsel gerilmeleri ve ısı deformasyonu en aza indirmek amaçlanır. Aksi halde, büyük plastik gerilme genlikleri ve yorulma çatlakları egzoz manifoldunun görevini yapamaz hale gelmesine neden olacaktır. Maksimum egzoz gaz sıcaklık değerini aşmayacak, manifold tipi ve uygun malzeme seçimi ile birlikte bölgesel tasarım iyileştirmeleri hemen hemen tüm bu sorunların çözümünde etkili rol oynar [13]. Egzoz manifold malzemesinin çevrimsel ısı gerilmelere karşı yorulma mukavemeti iyi olmalıdır. Bunun yanında korozyona karşı dayanıklı olmalıdır. Fakir karışım yanması sonucu yüksek oksitleyici gazın sürekli akış halinde olmasından dolayı korozyon direnci özellikle dizel motorların manifoldları için daha önemlidir [14]. Daha iyi malzeme ısı yorulma ömrünü artırabilir ve sürünme etkilerini azaltabilir. Günümüzde egzoz manifoldlarında üretim tekniğinde iki ana yöntemi bulunmaktadır. İlki ve daha çok kullanılanı döküm yöntemidir. Diğer bir yöntem ise paslanmaz çelik sac yöntemidir. Özellikle egzoz gazı sıcaklıkları benzinli motorlara nazaran daha düşük olan dizel motorlarında döküm yöntemi tercih edilmektedir [15]. Egzoz manifold malzemesinin ısı iletkenliğinin yüksek olması ve ısı genleşme katsayısının düşük

olması istenilen özelliklerin başında gelir. En çok kullanılan malzeme HiSiMo olarak adlandırılan, yapısında yüksek Silisyum (Si) ve Molibden (Mo) içeren alaşımlı küresel grafitli dökme demirdir. Bünyesindeki Silikon (Si) ve Molibden (Mo) artırılmasıyla yüksek sıcaklıklarda malzemenin dayanıklılığı ve ısı özellikleri iyileşir [16]. Genellikle malzeme seçimi kabaca belirlenmiş azami sıcaklık çizelgelerine bakılarak yapılır. Malzeme seçimine ait örnek bir çizelge Çizelge 2.2’de gösterilmiştir.

Çizelge 2.2 : Egzoz manifold malzemeleri ve azami sıcaklık bilgileri [17]

TÜR	Malzeme	T _{maks} °C	Avantaj / Dezavantaj
Dökme Demir	GJS-SiMo-5.0-1.0	700-830	+ Maliyet
	GJV-SiMo-4.5-0.6	800-860	+Üretim Esnekliği
	GJSA-XNiSiCr 35-5-2	850-150	-Emisyon
	GX40CrNiSi25-20	1050-1100	-Ağırlık
Paslanmaz Çelik	X2CrTiNb 18	900-950	+ Emisyon
	X5CrNi 18-10	800-850	+ Isıl Sabitlik
	X6CrNiTi 18-10	850-920	-Dinamik Yükleme
	X15 CrNiSi 20-12	950-1000	- Karmaşık Yapı

Paslanmaz çeliğin mekanik özellikleri dökme demire göre daha avantajlı olmasına rağmen, dökme demir maliyetinin daha ucuz olması onu egzoz manifold malzemesi olarak kullanılmasında ilk tercih yapmaktadır. Şekil 2.3’de iki üretim yöntemine ile üretilen egzoz manifold parçaları gösterilmiştir.



Şekil 2.3 : Döküm ve paslanmaz çelik egzoz manifold tasarım örnekleri

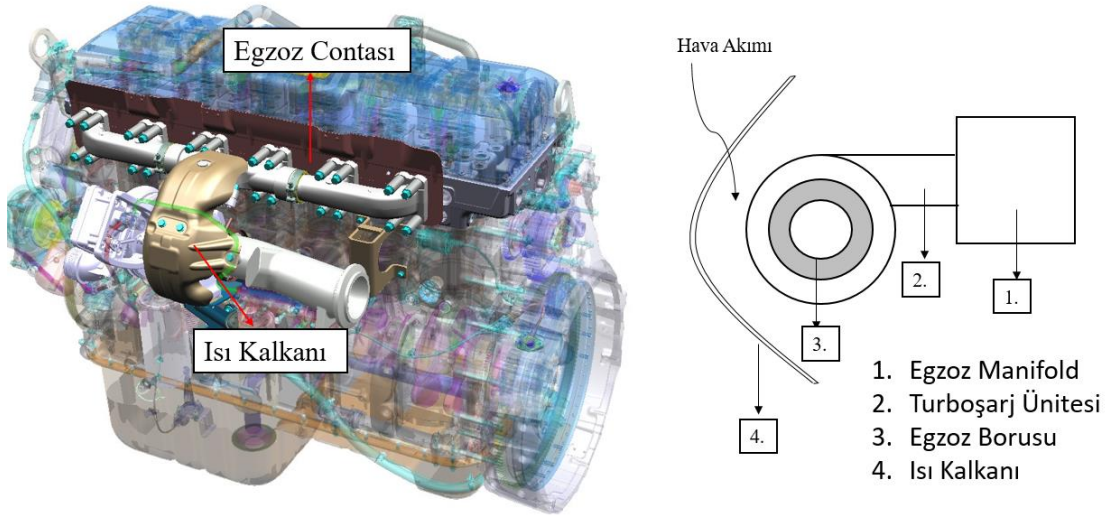
2.1.2 Egzoz contası

Egzoz manifold contaları, egzoz manifold ve silindir kafası arasında kullanılan, yüksek sıcaklıkta egzoz gazının dışarıya kaçmasını ve dışarıdan içeriye havanın girmesini önleyen bir yapıdır. Egzoz contaları, egzoz manifoldunun normal çalışma basıncı seviyesinden daha yüksek basınçlara dayanacak şekilde tasarlanır. Conta kaçak

problemleri genellikle manifold çalışma basıncından dolayı kaynaklanmaz. Bunun yerine sızıntı, ısıl çevrimler sonucunda oluşan kalıcı şekil değiştirmelerden kaynaklanır.

2.1.3 Isı kalkanı

Isı kalkanı, sıcak yüzeylerin korunması ve sıcak yüzeylere komşu olan parçaların aşırı ısınmasını önlemek üzere kullanılan ince sac çelik parçadır. İki ince sac çeliğin arasına yalıtım malzemesi eklenmesi ile ısıl direnci arttırılır ve ısı geçişini azaltır. Sıcak yüzey ile arasında bir miktar hava olacak şekilde montajı yapılır. Bu sayede motorun etrafında yeterince hava akışı olur ve havaya daha fazla ısı geçişi gerçekleşir. Böylece ısı kalkanının sıcaklığı önemli ölçüde azalır. Çevresel ve yasal gereklilikler dahilinde kurulum tipine göre ısı kalkanının kullanımı değişik faktörlere göre değişebilir. Isı kalkanının ısıl direnci arttırıp çevre bileşenlerini fazla ısınmaya karşı korumasının dışında, diğer bir görevi de egzoz manifoldunu dışarıdan gelecek ani etkilere karşı korumaktır.

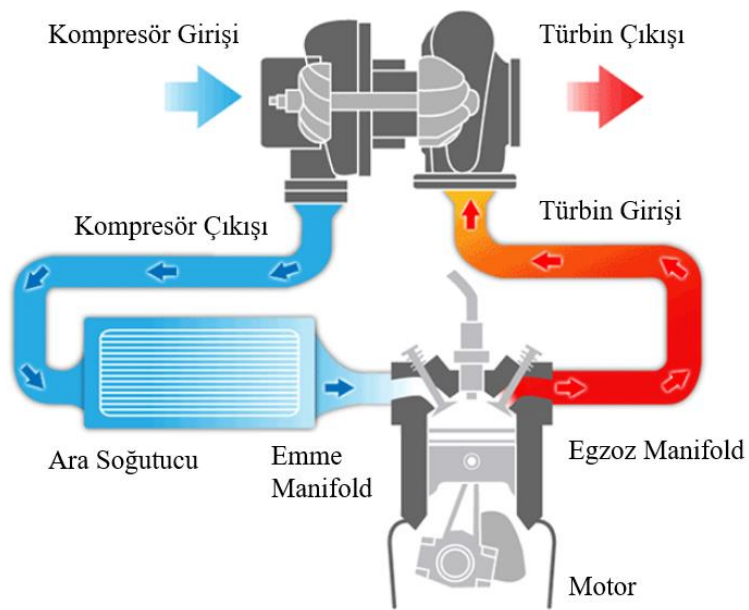


Şekil 2.4 : Isı kalkanı ve egzoz contası

2.2 Turboşarj Sistemi

İçten yanmalı motorlarda güce çevrilecek olan enerji, yanma odasında temiz havanın gerekli miktarda yakıt ile kimyasal tepkimeye girerek yanması ile elde edilir. Silindir içine daha fazla temiz hava basılması, silindir içine daha fazla yakıt gönderilmesi anlamına gelir. Bu sayede yanma sonucu oluşan patlama basıncının artması sağlanır. Patlama basıncı artması ile silindir içindeki ortalama efektif basınç da (OEB) artar ve motordan elde edilen güç artmış olur [18]. Bu hususa çözüm olarak günümüzde içten

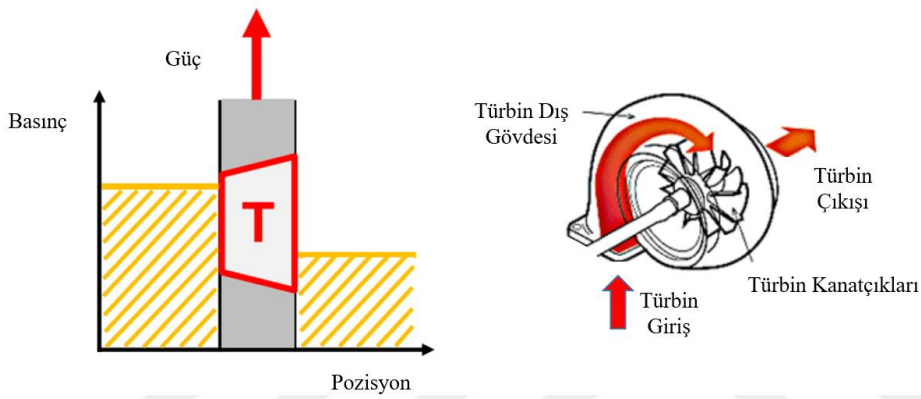
yanmalı motorlarda aşırı doldurma örneklerini görebiliriz. Turboşarj sistemi içten yanmalı motorlarda aşırı doldurma elamanı olarak kullanılır. Turboşarj temel olarak silindir içine giren havanın yoğunluğunu ve basıncını arttırmak için kullanılır. Motor bölmesine daha fazla hava girerek hava-yakıt karışımını daha yanıcı hale getirir ve bu da daha fazla güç ve tork yaratır. Bu görevi, hava moleküllerini yoğunlaştırarak veya sıkıştırarak gerçekleştirir. Bir turboşarj sistemi, doğal emişli (atmosferik) dizel motor performansını %50'ye varan oranlarda artmasını sağlayabilir [19]. Egzoz manifoldundan hemen sonra egzoz hattına bağlanan turboşarj sistemi, esas olarak aynı şaft üzerine monte edilmiş iki adet çarktan oluşur. Bu çarklardan biri kompresör diğeri türbin görevini üstlenir. Aşırı doldurma işlemi kompresör çarkı yardımı ile yapılmaktadır. Kompresör çarkın tahrik edilmesi suretiyle taze hava yanma odasına basınçlı şekilde gönderilir. Kompresör çarkının tahriği ise, yanma reaksiyonu sonucunda oluşan egzoz gazından gelir. Egzoz gazları yüksek sıcaklık ve basıncından dolayı yüksek entalpiye sahiptir. Egzoz manifoldundan çıkan yüksek entalpiye sahip bu gazlar türbin çarkında dönme hareketi şeklinde hareket enerjisine dönüştürülür. Bu hareket enerjisi de yukarıda belirtilen ortak şaft aracılığıyla kompresör çarkına iletilir. Bu gaz akış süreçleri Şekil 2.5'de şematik olarak gösterilmiştir. Şemada yukarıda bahsedilenlerin yanında bir de ara soğutucu (intercooler) bulunmaktadır. Bu parçanın görevi kompresörde basınçlandırılan temiz havanın artan sıcaklığını yanma odasına girmeden önce düşürmek ve yoğunluğunu arttırmaktır. Böylelikle yanma odasına giren havanın yoğunluğu, dolayısıyla verimi arttırılmış olacaktır.



Şekil 2.5 : Turboşarj çalışma prensibini [20]

2.2.1 Türbin

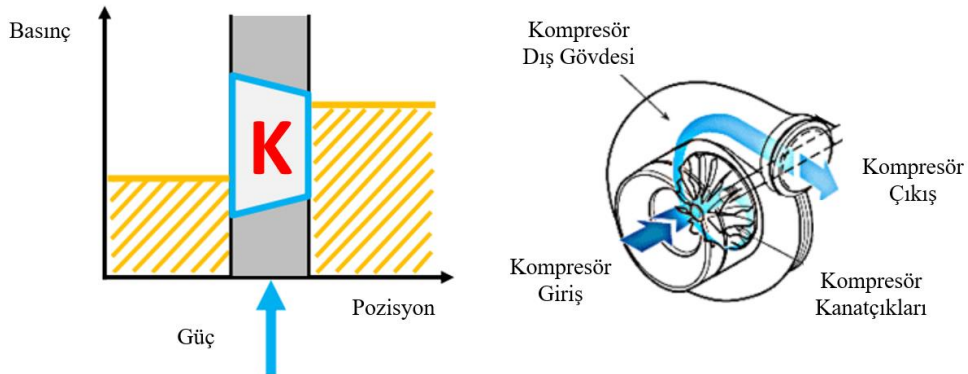
Egzoz gazları türbin içinde dıştan içe doğru daralan bir yoldan geçer. Merkeze doğru kesit alanı daraldıkça egzoz gazının hızıda artar. Yüksek hızla türbin kanatçıklarına çarpan egzoz gazı enerjisini aktararak türbin çarklarını ve bulunduğu mili döndürmeye başlar. Dört zamanlı dizel motorlarda türbin kanatçıkları, 800 ile 1000°C sıcaklıkta egzoz gazlarına maruz kaldıklarından özel alaşım çeliğinden veya kompozit malzemeden yapılmalıdır [21]. Türbin gövdesi ise oksidasyona karşı dayanıklı olmalı ve yüksek sıcaklıklarda ısıl yorulma direncine sahip olması beklenir. Türbin gövdeleri kum maçalar kullanılarak kum dökümden imal edilir.



Şekil 2.6 : Turboşarj Sistem - Türbin

2.2.2 Kompresör

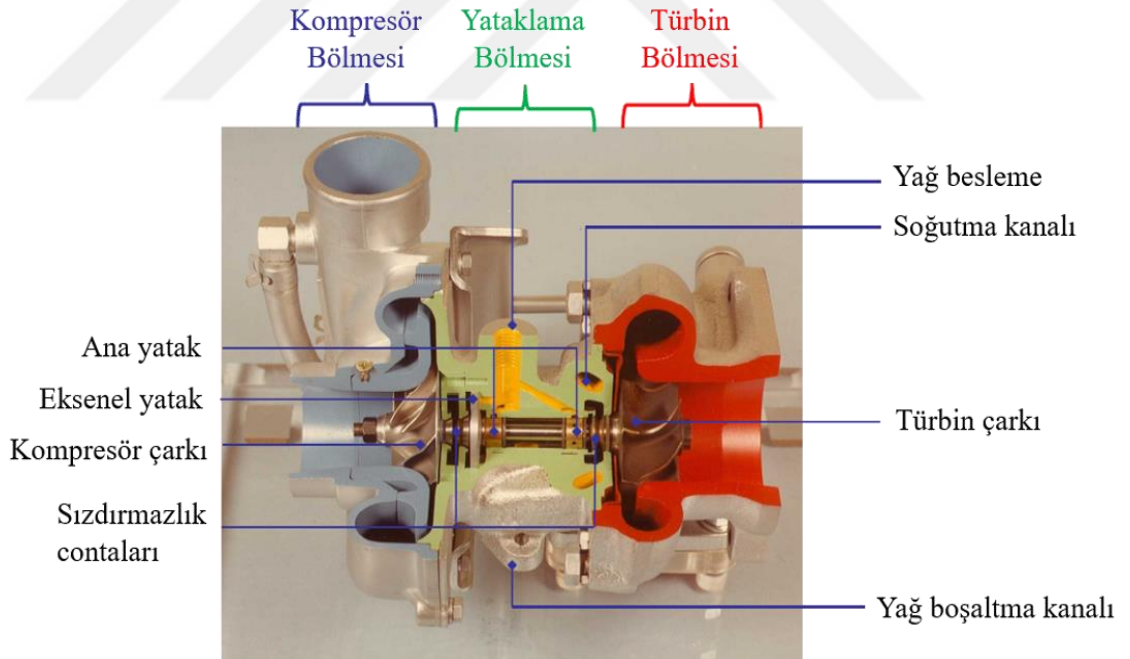
Çevresel akışlı merkezkaç (santrifüj) tip olup, türbin miliyle dönen kanatçıklara sahiptir. Kompresör, helisel ve çevresel kanalları olan bir çark ve bir gövdeden oluşmaktadır. Kompresör çarklarında yüksek ısıl direnç gereksinimi aranmaz, bu nedenle dökme alüminyum çarklar (C355) yaygın olarak kullanılır. Kamyon tipi ticari dizel araçlar için döküm Ti-6Al-4V alaşımı da kullanılır [14]. Kompresör gövdesi genellikle dökme demir veya alüminyumdan yapılır.



Şekil 2.7 : Turboşarj sistemi - Kompresör

Şekil 2.6 ve şekil 2.7’de turbin ve kompresör yapılarının çalışma prensibi şematik olarak gösterilmiştir.

Günümüzde içten yanmalı motorlar için üretilen turboşarj sistemlerinin neredeyse hepsi radyal türbin ve kompresör çarkından oluşur [4]. Bu yüzden turboşarj ünitesinin genel yapısı radyal türbin ve kompresörü barındıracak şekilde oluşturulmuştur. Şekil 2.8’de yaygın kullanılan radyal türbin ve kompresöre ait bir turboşarj sisteminin kesit resmi gösterilmiştir. Görüldüğü üzere türbin ve kompresör çarklarını muhafaza eden gövdeler bulunmaktadır. Yine iki çarkı bir birine güç aktarımını sağlayan şaft ve bu şaftın yataklama sistemini muhafaza eden bir yatakalama gövdesi bulunmaktadır. Bu sistem radyal kompresör ve türbinden oluşan en basit turboşarj sistemidir ve bütün turboşarj sistemlerinin temel ve vazgeçilmez alt bileşenleridir. Bunlara ek olarak güvenlik vanası, türbin geometrisinin değişmesini sağlayan kanatçıklar ve bunların tahrik sistemleri, vana kontrol üniteleri gibi ek donanımlar da günümüz turboşarj sistemlerinde kullanılmaktadır. Bu donanımların varlığına göre turboşarj sisteminin verimliliği ve dayanımı artmaktadır.



Şekil 2.8 : Türbosarj kesit görüntüsü

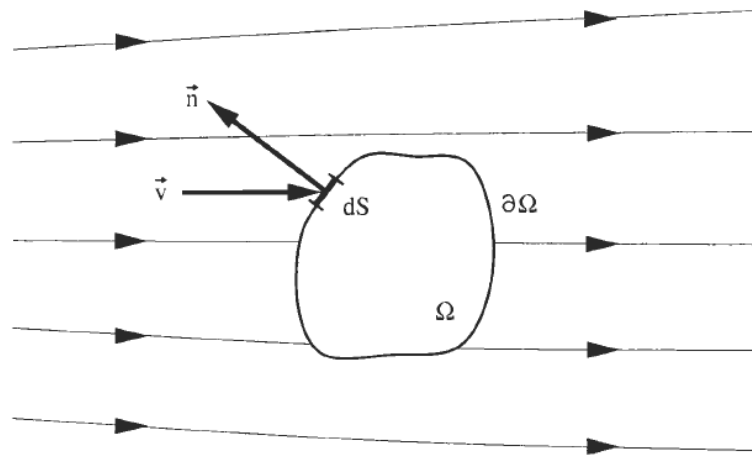
3. TEORİK ALTYAPI

3.1 Sonlu Kontrol Hacmi

Akış problemlerinde genellikle kontrol hacmi yaklaşımı kullanılır. Kontrol hacmini çevreleyen yüzeye ise kontrol yüzeyi denir. Herhangi bir hacim elemanı içinde belirli bir akış niceliğinin değişimi, o hacim elemanının sınırları boyunca aktarılan nicelik miktarına ve herhangi bir iç kuvvet veya kaynakların yada dış kuvvetlerin hacim elemana etkimesini eşittir. Reynolds Nakil Teoremi olarak bilinen bu ifadeyi Dr. Muhittin şöyle ifade etmiştir: “Bir sistem analizini kontrol hacmi analizine dönüştürmek gayesiyle, matematik ifadeleri özel bir kütleden ziyade spesifik bir bölgeye göre yazmak için gerekli dönüşümü sağlayan analiz yöntemidir.” [22].

Sistem, uzayda aynı yerde bulunan kütlenin belirli bir büyüklüğüne denir. Sistem dışındaki her şey çevre olarak adlandırılır. Akışkanlar mekaniğinde korunum denklemleri sistem ve onun çevresi arasındaki etkileşim için yazılmıştır.

Şekil 3.1’de gösterilen genel bir akış alanı için sınırları $\partial\Omega$ ile belirlenmiş uzayda bir sabit olarak duran Ω sonlu kontrol hacmi tanımlanmıştır. Sınırları üzerinde tanımlanmış dS yüzey elemanı ve $\vec{n}$ yüzey normali görülmektedir.



Şekil 3.1 : Uzayda sabit bulunan sonlu kontrol hacmi

Birim hacme düşen akışa ait herhangi bir skaler büyüklük ϕ değeri için, Reynolds Nakil Teoremi uygulanırsa zaman içinde kontrol hacmindeki değişim:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \phi \partial \Omega \quad (3.1)$$

Kontrol hacmine sınırları üzerinden $\vec{v}$ hızı ile giren ϕ taşınım akısı ise:

$$- \oint_{\partial \Omega} \phi (\vec{v} \cdot \vec{n}) dS \quad (3.2)$$

α (m^2/s) genel yayılım katsayısı ve ρ (kg/m^3) akışkanın yoğunluğu olmak üzere kontrol hacmine yayılım ile sınırlardan giren ϕ miktarı genelleştirilmiş Fick Yasası ile ifade edilir:

$$\oint_{\partial \Omega} \alpha \rho \left[\nabla \left(\frac{\phi}{\rho} \right) \cdot \vec{n} \right] dS \quad (3.3)$$

Kontrol hacminde ϕ taşınım akısındaki son değişim terimi olarak, tüm kontrol hacmi boyunca etki eden bünne (hacim) kuvvetleri (Q_v) ile kontrol hacminin yüzey elemanı boyunca etki eden yüzey kuvvetlerinin ($\vec{Q}_s$) toplamı olarak ifade edilir.

Hacim kuvvetlerine örnek olarak yerçekimi, elektrik ve manyetik kuvvetler; yüzey kuvvetleri örnek olarak da basınç ve viskoz kuvvetleri verilebilir.

$$\int_{\Omega} Q_v \partial \Omega + \oint_{\partial \Omega} (\vec{Q}_s \cdot \vec{n}) dS \quad (3.4)$$

Gerekli düzenlemeler yapıp, denklemler bir araya getirildiğinde akışa ait skaler büyüklük ϕ için Reynolds Nakil Teoremi Denklem 3.5 elde edilmiş olur.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \phi \partial \Omega + \oint_{\partial \Omega} [\phi (\vec{v} \cdot \vec{n}) - \alpha \rho \left(\nabla \left(\frac{\phi}{\rho} \right) \cdot \vec{n} \right)] dS \\ = \int_{\Omega} Q_v \partial \Omega + \oint_{\partial \Omega} (\vec{Q}_s \cdot \vec{n}) dS \end{aligned} \quad (3.5)$$

ϕ skaler büyüklük yerine, akışa ait vektörel bir büyüklük $\vec{a}$ için Reynolds Nakil Teoremi yazılıyorsa taşınım ($\vec{F}_C$) ve yayılım ($\vec{F}_D$) terimleri vektör yerine tensör olacaktı. Hacim kaynağı ($\vec{Q}_v$) vektör, yüzey kaynağı ($\vec{Q}_s$) ise tensör formuna dönüşecekti. Son durumda akışa ait vektörel bir nicelik $\vec{a}$ için Reynolds Nakil Teorem formu Denklem 3.6'deki gibi olacaktır.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \vec{a} \partial \Omega + \oint_{\partial \Omega} [(\vec{F}_C - \vec{F}_D) \cdot \vec{n}] dS = \int_{\Omega} \vec{Q}_v \partial \Omega + \oint_{\partial \Omega} (\vec{Q}_s \cdot \vec{n}) dS \quad (3.6)$$

3.2 Integral Formda Korunum Denklemleri

Akışkan dinamiğinin temel denklemlerinin türetilmesi, akışkanın dinamik davranışının korunum denklemleri ile hesaplanmasına dayanır. Akışkanlar mekaniğinde incelenmesi gereken üç temel korunum denklemi bulunmaktadır:

1. Kütlenin Korunumu
2. Momentum Korunumu
3. Enerji Korunumu

3.2.1 Kütlenin korunumu

Dikkatimizi tek fazlı akışkanlarla sınırlarsak, bir kontrol hacmi içinde kütle korunumu veya maddenin korunumu yasası Δt zaman aralığında kontrol hacmine giren ve çıkan net kütle geçişi, kontrol hacmi içinde kalan net kütle değişimine eşit olduğunu söyler. Kısacası madde varken yok edilemez, yokken de var edilemez şeklinde ifade edilir. Kütlenin korunumu denklemine yayılım teriminin katkısı yoktur, çünkü durmakta olan bir akış için kütledeki herhangi bir değişiklik, akışkan parçacıklarının yer değiştirmesini ifade eder [23]. Korunum denklemi Şekil 3.1'deki kontrol hacmine uygulayalım. Bu durumda korunacak akışkan niceliği yoğunluk (ρ) olur. Denklem 3.7 ile kontrol hacmi içinde zamanla değişen akışkan kütlesi hesap edilir.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho d\Omega \quad (3.7)$$

Yüzey elemanı dS boyunca taşınım ile geçecek olan kütle akısı ise aşağıdaki gibidir.

$$\rho (\vec{v} \cdot \vec{n}) dS \quad (3.8)$$

Kontrol hacminde, hacim ve yüzey kaynakların olmadığı durum dikkate alındığında kütlenin korunumu ifadesi integral formda Denklem 3.9'daki gibi ifade edilmiş olacaktır.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho d\Omega + \oint_{\partial\Omega} \rho (\vec{v} \cdot \vec{n}) dS = 0 \quad (3.9)$$

Denklem 3.10'de ifade edilen Gauss diverjans teoremini Denklem 3.9'a uygularsak, yüzey integral terimi ($\partial\Omega$), hacim integriline (Ω) dönüşür. Bu durumda kütlenin korunum denklemi Denklem 3.11 gibi olacaktır.

Gauss Diverjans Teoremi :

$$\oint_{\partial\Omega} \rho (\vec{v} \cdot \vec{n}) dS = \int_{\Omega} \text{div } \rho (\vec{v} \cdot \vec{n}) \partial\Omega \quad (3.10)$$

$$\int_{\Omega} \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div } \rho (\vec{v} \cdot \vec{n}) \right] \partial\Omega = 0 \quad (3.11)$$

Integralin sıfıra eşit olması, hacim içerisinde her nokta için de sonucun sıfıra eşit olması demektir. Böylece:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div } \rho (\vec{v} \cdot \vec{n}) = 0 \quad (3.12)$$

Denklem 3.12 integral formdaki kütle korunumu denkleminin genel halidir. Eğer incelediğimiz kontrol hacmi 1B olsaydı sadece tek yönde giriş ve çıkış olacağından ifade biraz daha sadeleşecek ve Denklem 3.13 şeklini alacaktır.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \sum_i (\rho AV)_{\text{çıkış}} - \sum_i (\rho AV)_{\text{giriş}} = 0 \quad (3.13)$$

Akış kararlı rejim halinde olması durumunda $\frac{\partial}{\partial t}$ terimin etkisi olmayacak ve kontrol hacmine giren ve çıkan akışın kütleleri birbirine eşit olacaktır.

$$\sum_i (\rho AV)_{\text{çıkış}} = \sum_i (\rho AV)_{\text{giriş}} \quad (3.14)$$

$A(m^2)$ akışın aktığı geometrinin kesit alanı, $V (m/s)$ ise akış doğrultusundaki hız terimidir.

3.2.2 Momentumun korunumu

Newton ikinci yasası genellikle lineer momentum denklemleri olarak bilinir. Bu denklem cismin kütlesi ile hızının çarpımıdır ve yönü hızının yönü ile aynıdır. Maddenin momentumundaki değişim o maddeye dışarıdan net kuvvetin etkimesi ile olur. Maddenin ivmesi cisme etki eden net kuvvet ile doğru orantılı olup, cismin kütlesi ile ters orantılıdır. Şekil 3.1'deki kontrol hacmi için momentum korunum denklemini yazarsak bu durumda birim hacim için akış niceliği hız ve yoğunluğun çarpımı olacaktır [23].

$$\rho \vec{v} \partial \Omega \quad (3.15)$$

Momentumun kontrol hacmi içinde zamanla değişmesi:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho \vec{v} \partial \Omega \quad (3.16)$$

Taşıyım ile gerçekleşen momentum akısının momentum korunum denkleminde etkisi:

$$\rho \vec{v} = [\rho u, \rho v, \rho w]^T \quad (3.17)$$

$$- \oint_{\partial \Omega} \rho \vec{v} (\vec{v} \cdot \vec{n}) dS \quad (3.18)$$

Durmakta olan bir akışın momentum yayılımına bir etkisi olmadığından yayılım terimi ihmal edilir. Geriye kalan hacim (bünye) ve yüzey kuvvetlerinin etkisi ise iki şekilde incelenir:

1. Hacimsel (bünyesel) kuvvetler : Direkt olarak kontrol hacminin kütesine etki eden kuvvetler. Örneğin; yerçekimi kuvveti, kaldırma kuvvetleri , Coriolis veya santrifüj kuvvetleri vs.
2. Yüzeysel kuvvetler : Direkt olarak kontrol hacmi yüzeyine etki eden kuvvetler. Örneğin; akış ve kontrol hacmi yüzeyi arasında sürtünme kaynaklı kuvvetler, yüzey çevresine uygulanan basınç kuvvetleri vs.

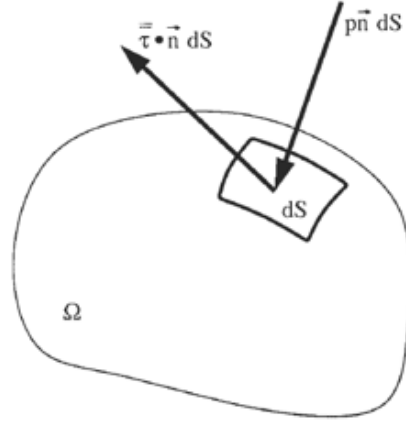
Yukarıdaki bilgiler ışığında hacimsel (bünyesel) kuvvetleri birim hacim başına $\rho \vec{f}_b$ şeklinde ifade edersek, momentum korunum denkleminde katkısı:

$$\int_{\Omega} \rho \vec{f}_b \partial \Omega \quad (3.19)$$

Yüzeysel kuvvetleride izotropik basınç, ve viskoz (kayma) gerilme tensörü olacak şekilde iki ayrı bileşene ayırırsak:

$$\overline{\overline{Q}}_S = -p \overline{\overline{I}} + \overline{\overline{\tau}} \quad (3.20)$$

$\overline{\overline{I}}$ birim tensörü ifade eder. Yüzey kuvvetlerinin kontrol hacmine etkisi şekil 3.2’de detaylı olarak gösterilmiştir



Şekil 3.2 : Kontrol hacmine etkiyen yüzey kuvvetleri

Yukarıda açıklanan momentum korunum denklemine etki eden tüm ifadeleri bir araya getirip düzenlersek son durumda momentum korunum denklemi:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho \vec{v} \partial\Omega + \oint_{\partial\Omega} [\rho \vec{v} (\vec{v} \cdot \vec{n}) dS \\ = \int_{\Omega} \rho \vec{f}_b \partial\Omega - \oint_{\partial\Omega} p \vec{n} dS + \oint_{\partial\Omega} (\vec{\tau} \cdot \vec{n}) dS \end{aligned} \quad (3.21)$$

3.2.3 Enerjinin korunumu

Enerjinin korunum ilkesini anlayabilmemiz için öncesinde termodinamiğin birinci yasasını bilmemiz gerek. Bu yasa Şekil 3.1'deki sonlu kontrol hacmi için yorumlanacak olursa, hacim içinde toplam enerjinin zaman içinde herhangi bir değişimi, hacim üzerinde etki eden kuvvetlerin yaptığı net işe ve hacim içine giren veya çıkan net enerji akısına bağlı olduğu belirtilmektedir [23].

Akışkanın birim kütle başına toplam enerjisi birim kütle başına iç enerjisi ve kinetik enerjisinin toplamı ile elde edilir. O halde toplam enerji (akışkanın potansiyel enerji ihmal edilmiştir) :

$$E = e + \frac{|\vec{v}|^2}{2} = e + \frac{u^2 + v^2 + w^2}{2} \quad (3.22)$$

Bu durumda korunacak olan nicelik birim hacim için toplam enerjinin (ρE) kontrol hacmi boyunca zamanla değişimi:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho E \partial\Omega \quad (3.23)$$

Enerji korunum denklemine taşınım akısı ile etki edecek terim ise:

$$-\oint_{\partial\Omega} \rho E (\vec{v} \cdot \vec{n}) dS \quad (3.24)$$

Kütle ve momentum korunum denklemlerinden farklı olarak enerjinin korunumunda yayılım teriminin ($\vec{F}_D$) etkisi vardır. Bu etki birim kütle başına korunan niceliğin gradyanı ile orantılıdır..

$$\vec{F}_D = -\gamma \rho \alpha_{isl} \nabla e \quad (3.25)$$

Sabit basınç ve sabit hacimde özgül ısı değerlerinin oranı $\gamma = c_p / c_v$, α_{isl} (m^2/s) ise ısı yayılım katsayısını ifade eder. Kontrol hacmine giren yayılım akısına ise sıcaklık gradyanından dolayı ısı iletimi sebep olmaktadır. Bu yüzden yukarıdaki eşitlik Fourier Kanunu formunda yazılabilir.

$$\vec{F}_D = -k \nabla T \quad (3.26)$$

Denklem 3.26'da ifade edilen T mutlak sıcaklık, k ($\frac{W}{mK}$) ise ısı iletim katsayısı olarak tanımlanır. $\vec{F}_D$ ifadesi bu durumda aslında $\vec{q}$ ısı akısını ifade etmektedir.

Bünye kuvvetleri tarafından yapılan iş teriminin yanında, kimyasal tepkime sonucu oluşan hacimsel ısınma veya soğuma olaylarını içine alan q_h terimi Denklem 3.27'de birlikte verilmiştir.

$$Q_V = \rho \vec{f}_b \cdot \vec{v} + q_h \quad (3.27)$$

Enerji korunumuna eklenecek olan son iş terimi ise akışkan parçacığına etkiyen basınç ve yüzey gerilmelerinin yaptığı iş terimidir.

$$\vec{Q}_S = -p \vec{v} + \vec{\tau} \vec{v} \quad (3.28)$$

Tüm terimler bir araya getirilip, son durumda enerjinin korunumu ilkesi yazılacak olursa Denklem 3.29 elde edilir.

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho E \partial \Omega + \oint_{\partial \Omega} \rho E (\vec{v} \cdot \vec{n}) dS \\
& = \oint_{\partial \Omega} k (\nabla T \cdot \vec{n}) dS + \int_{\Omega} (\rho \vec{f}_b \cdot \vec{v} + q_h) \partial \Omega \\
& - \oint_{\partial \Omega} p (\vec{v} \cdot \vec{n}) dS + \oint_{\partial \Omega} (\bar{\tau} \vec{v}) \cdot \vec{n} dS
\end{aligned} \tag{3.29}$$

Denklem 3.30’da belirtilen toplam entalpi ve toplam enerji arasındaki ilişkiyi kullanarak enerji korunum denklemini denklem 3.31’deki biçimde yazılabilir.

$$H = h + \frac{|\vec{v}|^2}{2} = E + \frac{p}{\rho} \tag{3.30}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho H \partial \Omega + \oint_{\partial \Omega} \rho H (\vec{v} \cdot \vec{n}) dS \\
& = \oint_{\partial \Omega} k (\nabla T \cdot \vec{n}) dS + \int_{\Omega} (\rho \vec{f}_b \cdot \vec{v} + q_h) \partial \Omega \\
& + \oint_{\partial \Omega} (\bar{\tau} \vec{v}) \cdot \vec{n} dS
\end{aligned} \tag{3.31}$$

3.3 Türbülans Modellenmesi

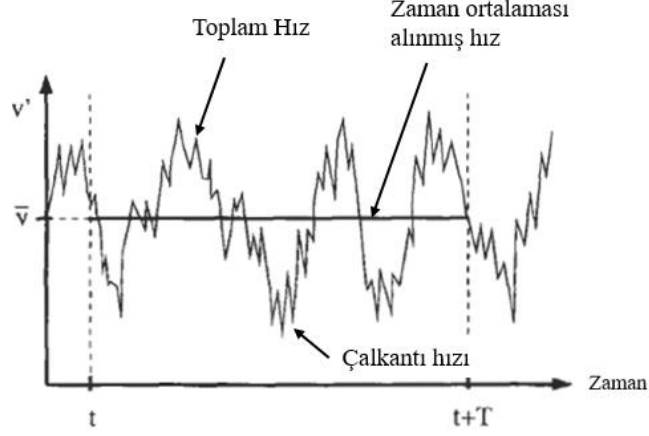
İç akışlarda kritik Reynolds (Re) sayısına ulaştıktan sonra, atalet kuvvetleri viskoz kuvvetler karşısında çok baskın hale gelir ve akış alanında kararsızlık başlar. Bu kararsızlık türbülanslı akışlarda hız, sıcaklık ve basınç terimlerinin zamana ve konuma bağlı olarak rastgelelik göstermesine sebep olur. Rastgeleliğin yarattığı çözüm zorluğu, günümüz matematiği ile türbülanslı akışın analitik olarak çözümünü imkansız kılar. Osborne Reynolds, çalışmalarında korunum denklemleri için akış özelliklerinin ortalama ve salınım cinsinden tekrar ifade etmiştir. Bu yaklaşım ile akış özellikleri iki yeni bileşene ayrılır:

$$\begin{aligned}
u(x, y, z, t) &= \bar{u} + u'(x, y, z, t), \\
v(x, y, z, t) &= \bar{v} + v'(x, y, z, t) \\
w(x, y, z, t) &= \bar{w} + w'(x, y, z, t) \\
p(x, y, z, t) &= \bar{p} + p'(x, y, z, t)
\end{aligned} \tag{3.32}$$

Denklem 3.32’nin sağındaki ilk terim akış özelliğinin zaman ortalamasını ifade eder. İkinci terim ise salınımların (çalkantılar) zaman ortalamasını ifade eder. Salınım teriminin zaman ortalaması sıfır olduğu matematiksel olarak Denklem 3.33’te gösterilmiştir.

$$\bar{v} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_t^{t+T} v dt$$

$$\overline{v'} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_t^{t+T} (v - \bar{v}) dt = \bar{v} - \bar{v} = 0 \quad (3.33)$$



Şekil 3.3 : Türbülanslı bir akışta hızın Reynolds ayrışmasının gösterimi [24]

Burada kullanılan T ortalama geçen süreyi gösterir. Görüldüğü üzere v' ortalama değeri zaman boyunca sıfırdır. Diğer yandan salınım değerinin karesinin ortalaması sıfır değildir ve bu ifade türbülansın ne kadar şiddetli olduğunu ölçütüdür [25].

$$\overline{v'^2} = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} v'^2 dt \neq 0 \quad (3.34)$$

Türbülanslı bir akışta salınım ifadelerinin çarpımının ortalaması, $\overline{u'v'}, \overline{u'p'}$ gibi terimler sıfır değildir. Ortalama değerler kullanarak kütle korunumu denklemini tekrar yazarsak eşitlikler bize akış alanının ortalama ve salınım kısımlarının kütle korunum denklemini sağladığını gösterir.

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} = 0$$

$$\frac{\partial \bar{u}'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{w}'}{\partial x} = 0 \quad (3.35)$$

Sıkıştırılmaz ve sabit viskoziteli newtonien bir akış için momentum denklemini yazıldığında sonuç daha ilgi çekici hale gelir. (Hacim kuvvetleri yerçekimi, ihmal edilmiştir.)

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (3.36)$$

Zaman ortalaması alınan değerleri denkleme yerleştirip zaman ortalaması sıfır olan değerleri denklemden çıkardığımızda her bir doğrultu için momentum denkkemi Denklemler 3.37 deki halini alır.

$$\begin{aligned}
& \rho \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) \\
&= -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \mu \nabla^2 \bar{u} - \rho \left(\frac{\partial \overline{u'^2}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial z} \right) \\
& \rho \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right) \\
&= -\frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \mu \nabla^2 \bar{v} - \rho \left(\frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v'^2}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial z} \right) \\
& \rho \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right) \\
&= -\frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \mu \nabla^2 \bar{w} - \rho \left(\frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{w'^2}}{\partial z} \right)
\end{aligned} \tag{3.37}$$

Türbülans etkisi ile gelen
Reynolds gerilmeleri

Görüldüğü gibi viskoz etkiden dolayı oluşan gerilmelere ek olarak türbülansın getirdiği salınım hareketleride denkleme katılmıştır. Aslında gerilme değil, kovektif hızlanma olan bu terimler, laminar (viskoz) gerilme terimleri ile aynı boyutta olduğu için literatürde türbülans (Reynolds) gerilmesi olarak adlandırılır [25]. Reynolds gerilmeleri dokuz bileşenden oluşmasına rağmen aslında bağımsız altı bileşenden meydana gelir ve aşağıdaki gibi gerilme tensörü ile ifade edilirler.

$$\text{Reynolds gerilmeleri} = \begin{bmatrix} \overline{\rho u'^2} & \overline{\rho u'v'} & \overline{\rho u'w'} \\ \overline{\rho u'v'} & \overline{\rho v'^2} & \overline{\rho v'w'} \\ \overline{\rho u'w'} & \overline{\rho v'w'} & \overline{\rho w'^2} \end{bmatrix}$$

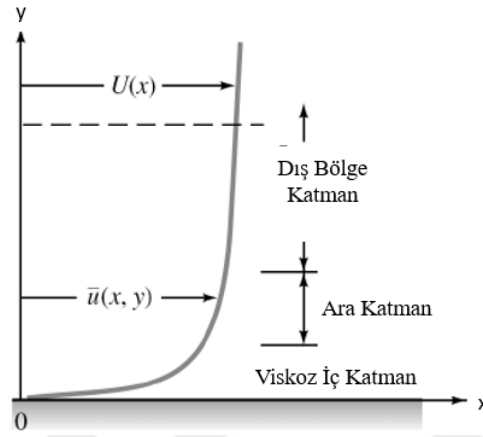
Şimdi ise akışa ait rastgele skaler bir miktar (ϕ) için örneğin sıcaklık, enerji vb. gibi ekstra türbülans taşınım denklemini türetilim. Zaman ortalaması alınmış skaler büyüklük için transport taşınım denklemi Denklem 3.38 ile ifade edilir:

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{\phi}}{\partial t} + (\bar{\phi} \cdot \nabla) \bar{v} \right) = \alpha_\phi \nabla^2 \bar{\phi} - \rho \left[\frac{\partial \overline{\phi' u'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{\phi' v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{\phi' w'}}{\partial z} \right] + K_\phi \tag{3.38}$$

K_ϕ ile ifade edilen terim akışa ait ϕ miktarı için üretilen yüzey veya hacim kaynak terimidir. Yayılım teriminde bulunan α_ϕ terimi ise ϕ niceliğinin yayılım katsayısını ifade eder.

3.3.1 İç akışta türbülans

Boru içinde türbülanslı bir akışta sınır tabaka bölgesi üç bölümde incelenir. Yüzeyin yanında viskoz etkilerin baskın olduğu iç katman (viscous sub-layer), ara katman (overlap layer) ve akışın tamamen türbülanslı olduğu dış katman (outer turbulent layer) şeklinde isimlendirilir.



Şekil 3.4 : Duvar yanında türbülanslı akışa ait hız profilleri [24]

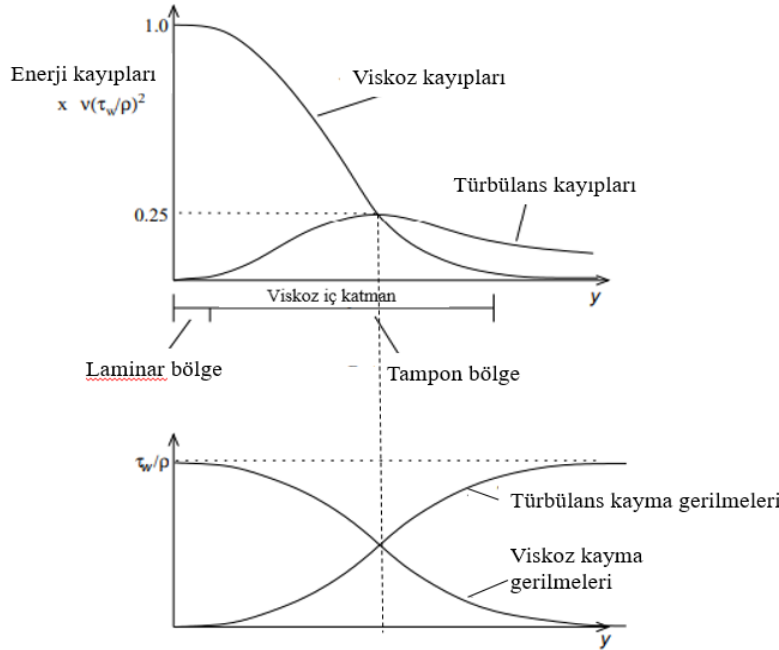
İki boyutlu ve akışın sadece x doğrultusunda olduğu boru içinde bir akış düşünelim. Yüzeye yakın yerde oluşan sınır tabaka içinde hızın y yönündeki değişimi çok büyük olacaktır. Buna ek olarak $\rho \overline{u'v'}$ yarattığı Reynolds gerilmesi de yüzeyin normal yönünde daha baskındır. O halde sıkıştırılamaz akış ve hacim kuvvetlerinin ihmalı ile x yönündeki momentum denklemi Denklem 3.39 gibi yazılır.

$$\left(\overline{u} \frac{\partial \overline{u}}{\partial x} + \overline{v} \frac{\partial \overline{u}}{\partial y} \right) = -\frac{\partial \overline{p}}{\partial x} + \frac{\partial \tau}{\partial y} \quad (3.39)$$

$$\tau = \mu \frac{\partial \overline{u}}{\partial y} - \rho \overline{u'v'} = \tau_{laminer} + \tau_{türbülans}$$

Şekil 3.5'te ifade edildiği gibi yüksek y değerlerinde yani dış katmanda (outer layer) $\tau_{türbülans}$ gerilmesi $\tau_{laminer}$ gerilmesine göre iki üç kat daha büyüktür. Bunun tam tersi de yüzeyin yakınında iç katmanda (viscous sub-layer) geçerlidir. Ortalama kinetik enerjinin türbülansa olan kayıp oranı, viskoz gerilmenin türbülans kayma gerilmesine eşit olduğu yerlerde en fazladır. Bu noktada ortalama kinetik enerjideki viskoz kayıplarının türbülans kayıplarına eşit olduğu görülmektedir. [27]. Bu deneysel

gerçekler, türbülanslı bir yüzeyde sınır tabakası boyunca $u(y)$ hız profilini elde etmek için etkili matematik model kurmamızı sağlar.



Şekil 3.5 : Türbülans etkisinin yüzeye olan uzaklık ile değişimi [26]

3.3.2 Türbülanslı iç akışta hız profilleri

Boru içinde akışı çevreleyen katı yüzeylerin varlığı sebebiyle, akış karakteristiği ve türbülans yapısı serbest türbülanslı akıştan oldukça farklıdır. Bölüm 3.3.1’de belirtildiği gibi türbülanslı bir akışta yüzeye yakın sınır tabakada üç farklı hız profiline sahip bölge bulunmaktadır. Yüzeyde oluşacak gerilme τ_y olsun, δ dış katmandaki sınır tabaka kalınlığını ve U serbest akış hızını temsil etsin. Bu durumda ortalama hız, $\bar{u} = f(\mu, \tau_y, \rho, y)$ fonksiyonu olduğunu Prandtl 1930 yılında göstermiştir [24]. Boyut analizi sonucunda ortalama hız terimi için boyutsuz ϕ fonksiyonu elde edilir.

$$\bar{u} = \phi \left(\frac{y}{v} \left(\frac{\tau_{duvar}}{\rho} \right)^{\frac{1}{2}} \right) \left(\frac{\tau_{duvar}}{\rho} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.40)$$

$\sqrt{\tau_{duvar}/\rho} = u^*$ sürtünme hızı olarak yeni bir terim tanımlanır. Gerçekte hız terimi olmamasına rağmen m/s boyutunda olduğu için sürtünme hızı denmektedir.

$$\bar{u} = \phi \left(\frac{y}{v} u^* \right) u^* \rightarrow u^+ = \frac{\bar{u}}{u^*} = \phi \left(\frac{y}{v} u^* \right) \quad (3.41)$$

Bu ifade literatürde duvar yasası (law of the wall) olarak bilinmektedir. $0 \leq \frac{y}{v} u^* \leq 5$ için pürüzsüz yüzeylerde deney verileri ile tatmin edici bir ilişkili bulunmuştur [24].

Bu deneysel gerçekler kullanılarak viskoz iç katman (viscous sub-layer) kalınlığı y 'nin yalnız bırakılması ile Denklem 3.42'deki gibi hesaplanır.

$$y = \delta_{i\check{c} katman} = \frac{5\nu}{u^*} \quad (3.42)$$

Ortalama hızın artmasıyla Re sayısı artar. Böyle akışkarda viskoz iç katman inceler. Hız profili neredeyse düz bir hal alır ve hız dağılımı uniform hale gelir. Deneysel çalışmalar sonucunda boyutsuz $\phi\left(\frac{y}{\nu}u^*\right)$ fonksiyonunun $\frac{y}{\nu}u^*$ eşit olduğu bilinmektedir [24]. Bu sonuç aşağıdaki lineer viskoz ilişkiyi doğurmuştur.

$$u^+ = \frac{\bar{u}}{u^*} = \frac{y}{\nu}u^* = y^+ \quad (3.43)$$

$\frac{\nu}{u^*}$ uzunluk biriminde olup, viskoz boyu denmektedir. Yüzeyden olan boyutsuz y^+ mesafesi tanımı için kullanılır.

Viskoz ve türbülans etkilerin önemli olduğu dış katmanda ($30 < y^+ < 500$) viskoz etkilerin yarattığı kesme gerilmesinin değişimi duvardan uzaklaştıkça yavaşladığı için değeri sabit ve duvar kesme gerilimine (τ_{duvar}) eşit olduğu varsayılır [27].

von Karman dış katmandaki ortalama hızın, $\bar{u}$, akışkanın viskozitesinden bağımsız olduğunu, serbest akış hızından (U_{maks}) sapmasının sınır tabaka kalınlığına (δ), duvarda oluşan kayma gerilmesine ve akışkanın yoğunluğu gibi diğer özelliklerine bağlı olduğunu ifade etmiştir [24].

$$(U_{maks} - \bar{u})_{dış katman} = g(\delta, \tau_{duvar}, \rho, \nu) \quad (3.44)$$

Tekrar boyut analizi yapıldığında:

$$\frac{U_{maks} - \bar{u}}{u^*} = \phi\left(\frac{y}{\delta}\right) \quad (3.45)$$

$U_{maks} - \bar{u}$ terimi merkezde akmakta olan akışkanın, duvar etkileri nedeniyle hızının U_{maks} değerinden sapması olarak adlandırılır. Denklem 3.45 sınır tabakanın dış katmanı için hız kusur yasası olarak bilinir. Türbülanslı iç akış ve sınır tabaka akışları için yapılan çeşitli deneysel çalışmalar sonucunda hem duvar yasası (3.41) hem de hız kusur yasası (3.45) yaklaşımlarının doğru olduğu bulunmuştur [24].

Sınır tabakaya ait viskoz iç katman ve dış katman bölgelerinde oluşan hız profilleri birbirinden farklı olmasına rağmen, ara katmanda düzgün bir şekilde üst üste

gelmelidirler. 1937'de C. B. Millikan bunun ancak ara katmanda hızın logaritmik olarak y^+ ile değişmesi durumunda doğru olabileceğini gösterdi [27].

$$\frac{\bar{u}}{u^*} = \frac{1}{K} \ln \frac{yu^*}{v} + B \text{ yada } u^+ = \frac{1}{K} \ln(y^+) + B \quad (3.46)$$

Pürüzsüz yüzey üzerinde akan çoğu türbülanslı akışlarda, boyutsuz sabitler olan von Karman Sabiti (K) ve ek sabit B'nin deneysel çalışmalar sonucunda $K=0.4$ ve $B=5.5$ değerlerine sahip olduğu bulunmuştur. Duvar pürüzlülüğünün artması, B değerinde bir azalmaya neden olur. Yüksek Reynolds sayısında düz duvarlardan geçen tüm türbülanslı akışlar için K ve B değerleri genel geçer evrensel sabitlerdir. u^+ ve y^+ arasındaki logaritmik ilişkiden dolayı, Denklem 3.46 literatürde log-law olarak geçer. Bu denklemin geçerli olduğu katmanda $30 < y^+ < 500$ arasındaki değerleri aldığı varsayılır [27].

3.3.3 Standart κ - ϵ türbülans model

Türbülans modellemesi probleme spesifik olarak belirlenir. Tüm türbülans akışlara uygulanacak genel geçer türbülans modeli bulunmamaktadır. Yüksek Re sayısına dolayısıyla duvarda yüksek y^+ değerine sahip akış analizlerinde endüstriyel uygulamalarda en yaygın kullanılan türbülans modelleme tekniklerinden biri olan standart κ -epsilon ($\kappa - \epsilon$) yaklaşımı kullanılır. Genel amaçlı 3B HAD analizleri için yüksek doğruluk sunar. Kararlı ve sayısal olarak güçlü türbülans modelleme tekniklerinden biridir [29]. Standart $\kappa - \epsilon$ model, zaman ortalaması alınmış Navier–Stokes denklemlerine ek olarak, akıştaki türbülansın kinetik enerjisini (κ) ve kinetik enerjisindeki yayılım oranını (ϵ) hesaplamak için iki taşınım denklemini daha çözer. Standart $\kappa - \epsilon$ model için taşınım denklemleri Jones ve Launder tarafından 1972'de önerilmiştir [29].

κ ve ϵ ifadeleri hız ve uzunluk ölçeği terimlerini tanımlamak için kullanılır.

$$\vartheta = \kappa^{\frac{1}{2}} \quad \ell = \frac{\kappa^{3/2}}{\epsilon} \quad (3.47)$$

Boyut analizi uygulayarak eddy viskozitesini Denklem 3.48'deki gibi yazabiliriz.

$$\mu_t = \rho C_\mu \vartheta \ell = \rho C_\mu \frac{\kappa^2}{\epsilon} \quad (3.48)$$

C_μ boyutsuz bir sabittir. Sıkıştırılamaz akış için standart $\kappa - \epsilon$ model denklemleri aşağıdaki formda yazılır.

$$\rho \frac{\partial(\kappa)}{\partial t} + \rho(\nabla \kappa \vec{v} \cdot) = \nabla \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \nabla \kappa \right) + 2\mu_t S_{ij} S_{ij} - \rho \epsilon \quad (3.49)$$

$$\rho \frac{\partial(\epsilon)}{\partial t} + \rho(\nabla \epsilon \vec{v} \cdot) = \nabla \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \nabla \epsilon \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{\kappa} 2\mu_t S_{ij} S_{ij} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{\kappa} \quad (3.50)$$

Matematiksel ifadeyi kelimeler ile ifade edecek olursak:

Kontrol hacmi içinde (κ) veya (ϵ) zaman içinde değişim terimi	+	Sınırlardan kontrol hacmine giren (κ) veya (ϵ) taşınım terimi	=	Sınırlardan kontrol hacmine giren (κ) veya (ϵ) difüzyon terimi	+	Kontrol hacmindeki (κ) veya (ϵ) üretim terimi	-	Kontrol hacmindeki (κ) veya (ϵ) tüketim terimi
---	---	---	---	--	---	---	---	--

Şeklinde edebiliriz. Denklem 3.49 ve Denklem 3.50 yer alan C_μ , σ_κ , σ_ϵ , $C_{1\epsilon}$ ve $C_{2\epsilon}$ sabit terimlerdir. C_μ terimi açıkça yazılmasada aslında μ_t teriminin içinde kullanılır. Yıllar boyunca birçok türbülanslı akış koşuluna göre yapılan kapsamlı deneyler neticesinde standart $k - \epsilon$ modeli için bulunan sabit değerler aşağıda verilmiştir [27].

$$C_\mu = 0.09 \quad \sigma_\kappa = 1.00 \quad \sigma_\epsilon = 1.30 \quad C_{1\epsilon} = 1.44 \quad C_{2\epsilon} = 1.92$$

Mükemmel değildirler, fakat birçok deneysel verilerle yüksek tutarlılık sağlarlar.

3.4 Temel Isı Geçişi Denklemleri

3.4.1 Isı İletimi

Isı iletimi, iç enerjinin atom veya molekül gibi mikroskopik parçacıkların etkileşimi yolu ile iletiildiği bir yayılım olayıdır. Katılarda atomlar arası mesafe sıvı ve gazlara göre nispeten daha az olduğu için ısı iletimi katılarda daha iyidir. Bu yüzden katı maddelerin ısı iletim katsayıları sıvı ve gazlara göre nispeten daha yüksektir. Isı akısının vektörel büyüklük olduğunu hatırlayarak, Fourier Kanunu'nu üç boyut için yazarsak Denklem 3.51 elde edilir. Verilen ifade de ısı iletim katsayısının yönden bağımsız yani izotropik olduğu kabul edilmiştir. Negatif işaret, ısıнын daima azalan sıcaklık yönünde iletilmesinden dolayı koyulur.

$$\vec{q}^u = -k \nabla T = -k \left(\vec{i} \frac{\partial T}{\partial x} + \vec{j} \frac{\partial T}{\partial y} + \vec{k} \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (3.51)$$

3.4.1.1 Maddenin ısı özellikleri

Isı iletim katsayısı

Isı geçişi hesaplarında Fourier Kanunu kullanabilmek için ısı iletim katsayısının (k) bilinmesi şarttır. Isı iletim katsayısı, yayılım ile ısı enerjinin ne kadar hızlı aktarıldığının göstergesidir. Maddenin katı, sıvı ve gaz hallerine göre farklılık gösterir.

Atomik ve moleküler düzenin katılarda, sıvı ve gazlara göre daha sıkı olmasından dolayı katılarda ısı iletim katsayısı sıvı ve gazlara göre daha yüksektir. Yöne bağlı bir büyüklüktür. Maddenin izotropik kabul edilmesi şartı ile ısı iletimi yönden bağımsız hale gelir. Tez kapsamında incelenen egzoz manifoldu ve diğer bileşenlerin ısı iletim katsayıları izotropik olarak kabul edilmiştir. Bunun yanında ısı iletim katsayısı sıcaklık ile değişkenlik gösterebilir.

$$k_x = k_y = k_z \quad (3.52)$$

Diğer ısı özellikler

Isı geçişi problemlerinin analizi yapılırken maddenin ısı iletim katsayısı, k (W/mK) dışında maddenin yoğunluğu, ρ (kg/m³), ve özgül ısı, c_p (J/kgK), kullanılması da gerekir. Yoğunluk ve özgül ısının çarpılması ile elde edilen ve hacimsel ısı kapasitesi, (J/m³K) olarak adlandırılan özellik, bir malzemenin ısı enerjisi depolama yeteneğini ölçer. Isı geçişi analizlerinde diğer önemli bir terim olan ısı yayılım katsayısı $\alpha_{\text{ısı}}$ (m²/s) maddenin ısı özellikleri ile Denklem 3.53 gibi ifade edilir.

$$\alpha_{\text{ısı}} \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right) = \frac{k}{\rho c_p} \quad (3.53)$$

Yüksek $\alpha_{\text{ısı}}$ değerine sahip malzemeler çevresindeki ısı değişikliklere hızlı cevap verirken, düşük $\alpha_{\text{ısı}}$ değerine sahip malzemeler ise daha yavaş cevap verir.

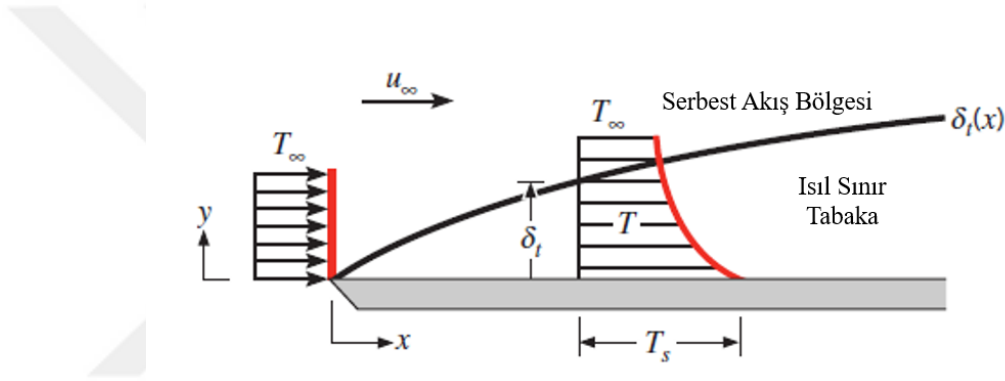
3.4.2 Isı Taşınımı

Isı taşınımı genel anlamda doğal ve zorlanmış taşınım olmak üzere ikiye ayrılır. Akışkan hareketi sıcaklık farkı nedeniyle akışkan yoğunluğundaki değişiminden kaynaklanıyorsa doğal taşınım, akışkan hareketi dışarıdan itici bir gücün akışkana enerji vermesi ile sağlanıyorsa zorlanmış taşınım denir. Zorlanmış taşınım da kendi içinde iç akış ve dış akış olmak üzere ikiye ayrılır. Egzoz manifoldu bir iç akış problemi olup, zorlanmış taşınımına örnektir.

Latince anlamı dönmek, şaşmak olan türbülans kelimesi, akışkanın hareketi sırasındaki gösterdiği düzensizlikleri ifade etmektedir. Genellikle büyük çaplı karmaşık boru içinde yüksek hızlara sahip akışlarda meydana gelir. Egzoz manifold içindeki akış bu akışa örnek olarak verilebilir. Türbülanslı akışın incelenmesi için tam bir analitik çözüm mevcut değildir.

3.4.2.1 Isıl sınır tabaka

Hareket halindeki bir akışkan ile sınırlayıcı bir yüzey arasındaki taşınım ile ısı geçişi ısı sınır tabaka içinde gerçekleşir. Isıl sınır tabaka levha sıcaklığı ile, akış sıcaklığı farklı olduğunda meydana gelir. Levha ucunda uniform T_∞ sıcaklığına sahip akışkan, levhaya temas ettiği $y = 0$ anında akışkan parçacıkları $T_{yüzey}$ levha sıcaklığına eşit olur. Isıl enerji temas halindeki akışkan parçacıklardan bir üst katmandaki komşu parçacıklara aktarılır. Kademe kademe ısı enerji levhadan uzak olan parçalara bu şekilde iletilir. $y = \delta_t$ olduğu anda ısı geçişi ihmal edilebilir seviyeye gelir. δ_t ısı sınır tabaka kalınlığı olup, $(T_{yüzey} - T)/(T_{yüzey} - T_\infty) = 0.99$ olduğu mesafe olarak tanımlanır. Şeki 3.6’da ısı sınır tabaka oluşumu gösterilmiştir.



Şekil 3.6 : Yüzeyde oluşan ısı sınır tabaka [30]

Kitlesel hareketin olmadığı yani akışkan hızının sıfır olduğu yüzey yakınında akışkan ile yüzey arasında ısı geçişi sadece yayılım ile gerçekleşir. Denklem 3.54 ile ifade edilir. Burada kullanılan ısı iletim katsayısı akışkana aittir.

$$q_{yüzey}^u = -k_{akışkan} \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} \quad (3.54)$$

Her ne kadar ısı taşınımı ile gerçekleşen ısı geçişinin altında yatan karmaşıklık fazla olsa da Newton, taşınım ile geçen ısı ile sıcaklık farkının orantılı olduğunu kendi adıyla anılan Denklem 3.55 Newton’un Soğutma Yasası ile ifade etmiştir.

$$q_{yüzey, ısı taşınımı}^u = h_x (T_{yüzey} - T_\infty) \quad (3.55)$$

h_x (W/m^2K) yerel ısı taşınım katsayısı, $T_{yüzey}$ (K) yüzey sıcaklığı, T_∞ (K) ise akışkanın yüzeyden yeterince uzaktaki sıcaklığını ifade etmektedir. Denklem 3.54 ve

3.55'in birbirine eşitlenmesiyle denklemler yeniden düzenlenir ve Denklem 3.56 formunu alır.

$$q_{yüzey}^u = h_x (T_{yüzey} - T_{\infty}) = -k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0}$$

$$h_x = \frac{-k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0}}{T_{yüzey} - T_{\infty}} \quad (3.56)$$

Bu eşitlikten anlaşıldığı üzere yerel ısı taşınım katsayısını bulmak için önce duvarda oluşan ısıl sınır tabakanın sıcaklık dağılımı belirlenmelidir. Isıl sınır tabaka içinde, duvar yüzeyindeki sıcaklık gradyanı ısı geçişini önemli ölçüde etkiler. $T_{yüzey} - T_{\infty}$ sabit olması koşulu ile sınır tabakanın artan x yönünde sıcaklık gradyanı azalacağından, h_x (W/m²K) değerinin de azalacağı aşikardır.

3.4.2.2 Yerel ve ortalama ısı taşınım katsayısı

Bir noktadaki sıcaklıktan ziyade bir yüzeyden gerçekleşen toplam ısı geçişi hesaplanacaksa, o zaman ortalama ısı taşınım katsayısından faydalanılır.. Bir yüzey için ortalama ısı taşınım katsayısı, tüm yüzey üzerinde yerel ısı taşınım katsayısının ortalaması alınarak bulunur. Denklem 3.57'deki h_x ve h_{ort} sırasıyla, yerel ve ortalama ısı taşınım katsayısı olarak adlandırılır.

$$q_{yüzey}^u \text{ ısı taşınımı} = h_{ort} A (T_{yüzey} - T_{\infty}) = \int_{\partial\Omega} h_x (T_{yüzey} - T_{\infty}) dS \quad (3.57)$$

3.4.2.3 Taşınımda önemli temel boyutsuz sayılar

Matematiksel denklemlerin çözümü çoğu zaman karmaşık olup, işlemler açısından büyük kolaylık olsun diye diferansiyel denklemlerdeki çeşitli terimlerin oransal büyüklükleri için boyut analizinden yararlanılır. Bunun sonucunda ısı geçişi ve akışkanlar mekaniği için büyük öneme sahip çeşitli boyutsuz sayılar elde edilir [31].

Reynolds (Re) Sayısı:

İngiliz bilim adamı Osborne Reynolds (1842-1912) yaptığı araştırmalar neticesinde akışkanın fiziksel özelliklerinden oluşan ve hangi rejim bölgesinde olduklarını ifade eden boyutsuz sayı olan Reynolds (Re) sayısını tanımlamıştır.

$$Re = \frac{\rho V_{ort} D_H}{\mu} = \frac{V_{ort} D_H}{\nu} \quad (3.58)$$

Şeklinde ifade edilir. V_{ort} (m/s) ortalama akış hızı, D_H (m) hidrolik boru çapı, ν (m^2/s), akışkanın kinematik viskozitesidir Fiziksel anlamı ise akışkanın atalet kuvvetinin, viskoz kuvvetlere oranı olarak literatürde yerini almıştır. Bir akışın hızındaki değişikliğe direnen atalet kuvvetleri fazla ise akış türbülanslıdır, akışa direnç gösteren viskoz kuvvetler fazla ise akış laminerdir.

Çizelge 3.1 : Boru içinde akışlarda Reynolds sayıları ve akış rejimleri

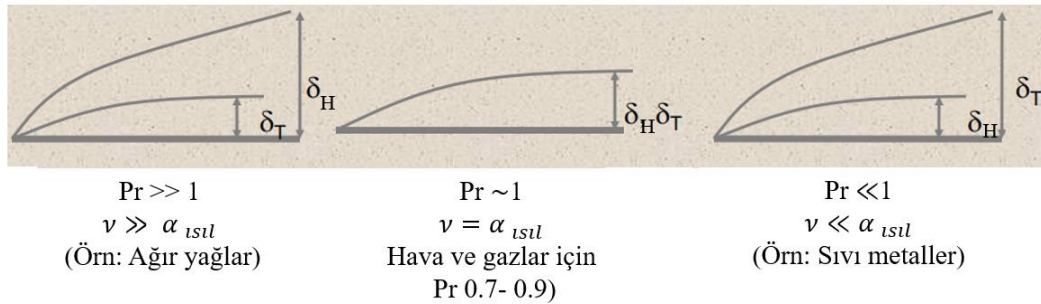
Akış Tipi	Reynolds Sayısı (Re)
Laminer rejim	$0 < Re < 2300$
Geçiş rejim	$2300 < Re < 4000$
Türbülans rejim	$4000 < Re$

Prandtl (Pr) Sayısı:

Bir akışkanın kinematik viskozite, ν (m^2/s) diğer adıyla momentum yayılım katsayısı ile ısı yayılım katsayısının, $\alpha_{ısıl}$ (m^2/s) oranı bize Prandtl (Pr) sayısını verir. Fiziksel olarak anlamı ise hız sınır tabaka ve ısı sınır tabakanın birbirlerine göre kalınlıklarının oranını ifade eder. Bu tabakalar içinde gerçekleşen momentum ve enerji aktarımının birbirine oranını gösterir.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha_{ısıl}} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (3.59)$$

Sıvı metaller için Pr sayısı çok küçüktür. Isıl sınır tabakasının, hız sınır tabakasından daha kalın olduğunu söyler. Ağır yağlar için ise durum tam tersidir. Hız sınır tabakası, ısı sınır tabaka kalınlığından daha yüksektir. Gazların Pr sayıları ise 1 civarındadır. Yani, hız sınır tabaka ile ısı sınır tabaka kalınlıklarının aynı olduğunu ifade eder [31]. Şekil 3.9’da Prandtl sayısı ile hız ve ısı sınır tabakaların nasıl değiştiği gösterilmiştir.



Şekil 3.7 : Prandtl sayısının ısı ve hız sınır tabakalarına etkisi

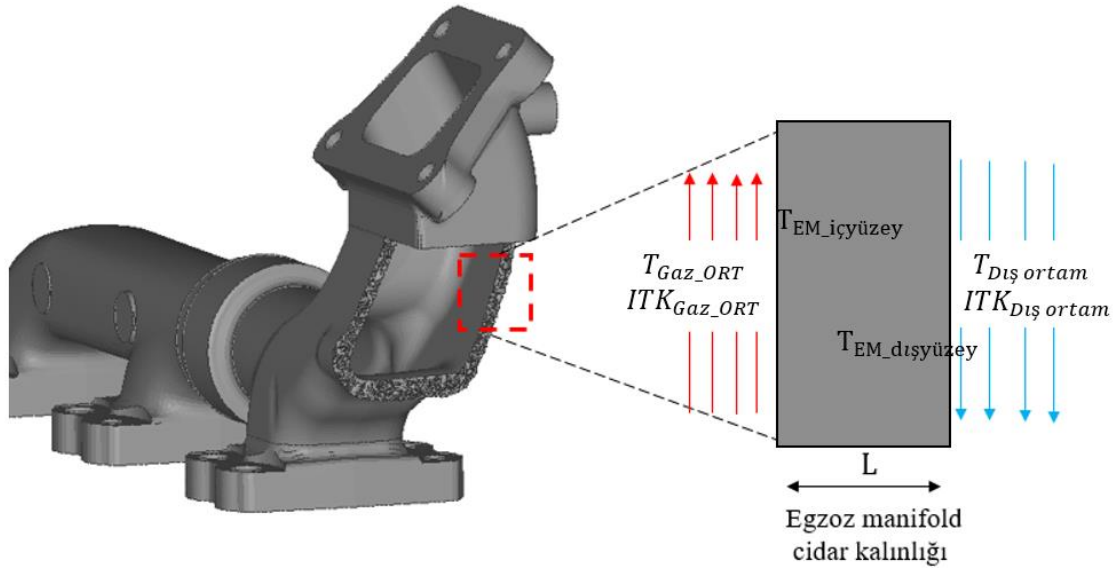
Nusselt (Nu) Sayısı:

Isı taşınımı için diğer önemli boyutsuz sayılardan bir tanesidir. Nusselt sayısı, katı cidar üzerindeki boyutsuz sıcaklık gradyenine eşittir. Aynı ısı taşınım katsayısında olduğu gibi yerel ve ortalama değerler için Nusselt sayısı tanımlanır. Yüzeyde oluşan taşınım ile ısı geçişinin ölçüsünü verir. Yerel Nu sayısının bilinmesi ile yerel ısı taşınım katsayısı, h_x , hesaplanabilir. Bu sayede yerel ısı akısı hesabı yapılabilir.

$$Nu_x = \frac{h_x D_H}{k_{akışkan}} \quad (3.60)$$

3.4.3 Egzoz manifold üzerinde ısı geçişi

Tez kapsamı boyunca ışıınım etkisi ihmal edildiği, ısıнын sadece taşınım ve iletim ile aktarıldığı yaklaşımı yapıldı. Egzoz manifold cidarı etrafında egzoz gazı ve hava olmak üzere iki farklı akış akmaktadır. Egzoz manifold içinde herhangi ısı üretim ve/veya tüketim terimi olmadığı ve kararlı durum için matematik modeli basitçe Şekil 3.10'da ifade edilir.



Şekil 3.8 : Egzoz manifoldunun cidarında gerçekleşen ısı geçişi

Egzoz gazından cidara aktarılan ısı taşınımını Newton Soğuma Yasası ile hesaplanır

$$\frac{\dot{Q}}{A} = q'' = h_{Gaz_ORT} (T_{Gaz_ORT} - T_{EM_içyüzey}) \quad (3.61)$$

Egzoz manifold cidarı içinde ısı enerjinin yayılımı Fourier Kanunu ile hesaplanır. Isı sıcak olan cidardan soğuk olan cidar doğru yayılır.

$$\frac{\dot{Q}}{A} = q'' = \frac{k}{L} (T_{EM_içyüzey} - T_{EM_dışyüzey}) \quad (3.62)$$

Son olarak cidardan havaya olan ısı taşınımı:

$$\frac{\dot{Q}}{A} = q'' = h_{Dış\ ortam} (T_{EM_dışyüzey} - T_{Dış\ ortam}) \quad (3.63)$$

Enerjinin korunumu gereği aktarılan enerji korunacaktır. Bu durumda:

$$\begin{aligned} \frac{Q}{A} &= h_{Gaz_ORT} (T_{Gaz_ORT} - T_{EM_içyüzey}) \\ &= \frac{k}{L} (T_{EM_içyüzey} - T_{EM_dışyüzey}) \\ &= h_{Dış\ ortam} (T_{EM_dışyüzey} - T_{Dış\ ortam}) \end{aligned} \quad (3.64)$$

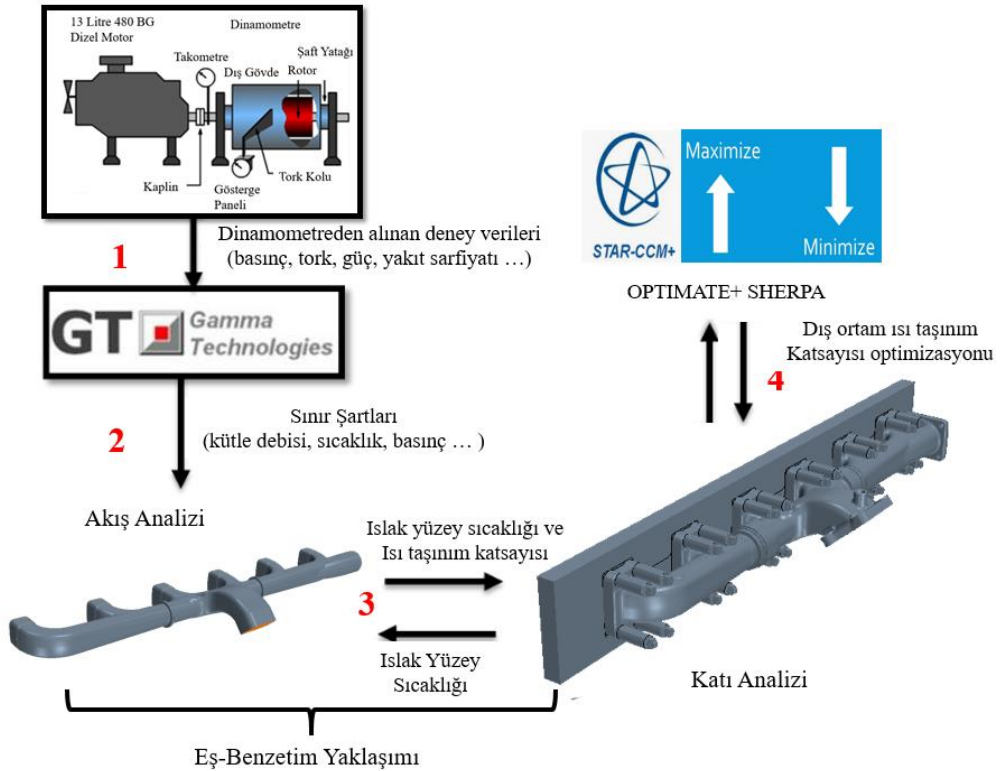
$$\begin{aligned} \frac{Q}{A} \left(\frac{1}{h_{Gaz_ORT}} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_{Dış\ ortam}} \right) &= (T_{Gaz_ORT} - T_{EM_içyüzey}) \\ &+ (T_{EM_içyüzey} - T_{EM_dışyüzey}) + (T_{EM_dışyüzey} \\ &- T_{Dış\ ortam}) \end{aligned} \quad (3.65)$$

$$\begin{aligned} \frac{Q}{A} \left(\frac{1}{h_{Gaz_ORT}} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_{Dış\ ortam}} \right) &= (T_{Gaz_ORT} - T_{Dış\ ortam}) \\ Q &= \frac{(T_{Gaz_ORT} - T_{Dış\ ortam})}{\frac{1}{A} \left(\frac{1}{h_{Gaz_ORT}} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_{Dış\ ortam}} \right)} = \frac{(T_{Gaz_ORT} - T_{Dış\ ortam})}{R_{Isıl}} \end{aligned} \quad (3.66)$$

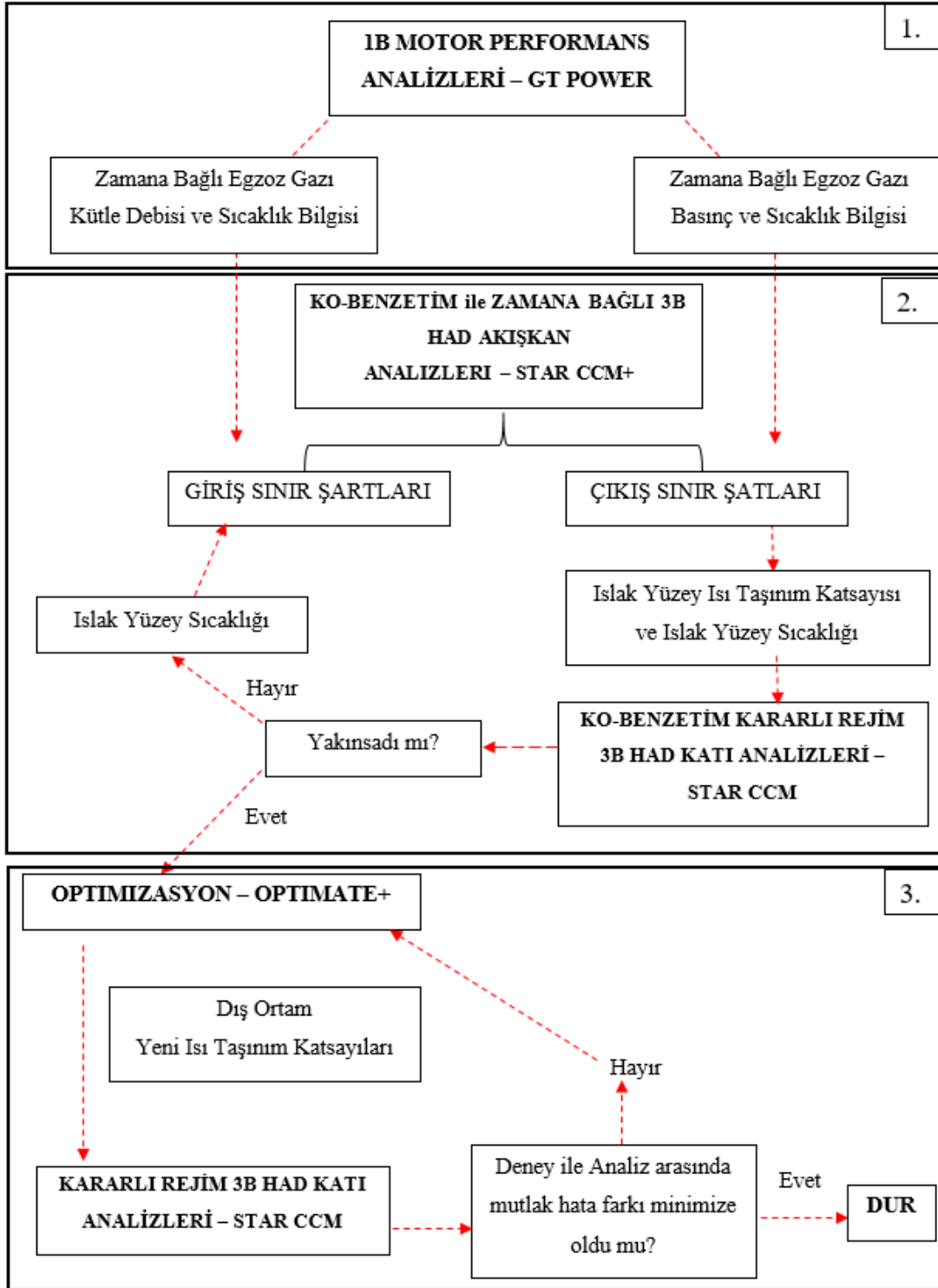
Isıl direnç, $R \left(\frac{K}{W} \right)$ Denklem 3.66 da ifade edildiği gibi ısı iletim katsayısına, taşınım katsayısına ve geometriye bağlıdır.

4. SAYISAL ÇALIŞMALAR

Sayısal çalışmalarının sonucunda 1B motor performans analiz sonuçlarının dinamometre deneyi ile uyum sağlaması ve motorun kritik çalışma bölgesinde (maksimum güç bölgesi) egzoz manifoldunun sıcaklık haritasını 3B HAD analizi ile doğru olarak hesaplanması amaçlanmıştır. Yapılan çalışmalar Şekil 4.1’de şematik olarak belirtilmiştir İlk önce GT Power yazılımı ile 1B motor performans analizleri yapıldı. Motor performans analizleri dinamometre deneyi ile uyum sağladıktan sonra 3B HAD analizleri için sınır şartları elde edildi. Sınır şartları kullanılarak zamana bağlı akış analizi ve kararlı hal için egzoz manifold ısı geçiş analizi Star CCM+ yazılımında gerçekleştirildi. Star CCM+ içinde gerçekleşen bu döngüye Eş-Benzetim (Co-Simulation) adı verilmektedir. Eş-Benzetim analizinden sonra kontrol noktalarında sıcaklık sonuçlarının deney sonuçları ile daha tutarlı olması adına dış ortam ısı taşınım katsayısı ($h_{Dış Ortam}$) optimizasyon çalışması yapıldı. Optimizasyon çalışması için Star CCM+ yazılımının eklentisi olan Optimate+ yazılımı kullanıldı.



Şekil 4.1 : Tez kapsamında yapılan çalışmaların şematik gösterimi



Şekil 4.2 : Egzoz manifold analizleri akış şeması

Egzoz manifoldunun sıcaklık hesabı için izlenen yollar sırasıyla Şekil 4.2’de gösterilmiştir. 1. adımda motorun maksimum güç çalışma şartı için 1B motor performans analizi gerçekleştirildi. Egzoz manifolduna giren ve çıkan egzoz gazına ait sıcaklık, basınç ve kütle debisi krank açısına bağlı olarak elde edildi. Daha sonra bu bilgiler 2. adımda kullanılarak 3B egzoz manifoldu analizleri gerçekleştirildi. Bu

adımında egzoz manifoldunun içindeki akış ve egzoz manifoldunda ısı geçişi ayrı analizlerde incelendi. 3.adımda ise egzoz manifoldunun sıcaklık dağılımını deney sonuçları ile doğruluğunu arttırmak adına optimizasyon çalışması yapıldı.

4.1 1B HAD ile Motor Performans Analizleri

1B motor benzetim yazılım programları, dinamometre deneylerinin gerekliliklerini en aza indirmeye ve aynı zamanda deney sürelerini azaltmaya yardımcı olarak motor tasarım projelerinde yaygın olarak kullanılır. Motorun performansını incelemek ve optimize etmek için uygun maliyetli ve hızlı bir çözüm sağlarlar.

1B Motor performans analizinin avantajlarını aşağıdaki gibi sıralanabilir.

1. Kısa sürede motor performansı ile ilgili sonuçlar elde eder.
2. Motor performansına ait tüm özellikler incelenebilir. Yanma analizleri, ısı geçişi analizleri, turboşarj analizleri, emme ve egzoz sistemleri, yakıt tüketimi ve emisyon analizleri, vb. gibi.
3. Farklı bir motor veya aynı motorun farklı çalışma şartlarını dinamometre deneyine ihtiyaç duymadan incelemeye yarar.
4. Dinamometre deneyleri için maliyet ve zaman tasarrufu sağlar.

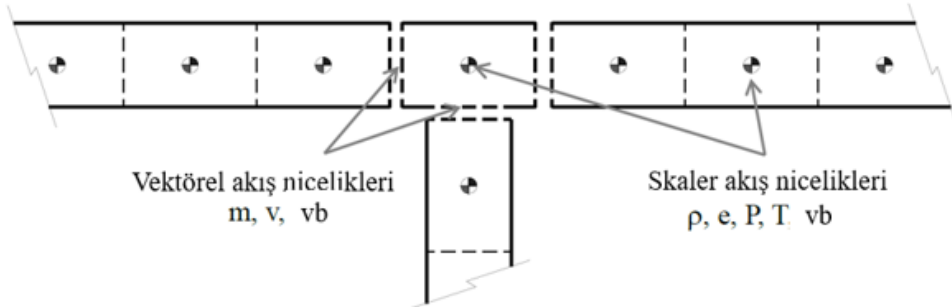
Gamma Teknolojilerinin geliştirdiği GT-Power yazılımı, motor performans analizlerini bir boyutta gerçekleştiren önemli benzetim programlarından biridir. Motorun tüm parçalarını analiz edebilir ve ayrıca bazı parçaların daha detaylı olarak incelenmesi için diğer ticari yazılımlarla (Simulink, Star CCM+ vb.) birlikte çalışabilir. Güç, tork, hava akışı, hacimsel (volümetrik) verim, yakıt tüketimi, turboşarj performansı ve eşleşmesi, pompalama kayıpları, ısı geçişi vb. gibi birçok temel motor performans hesaplamalarının tahmin edilmesinde kullanılır. Fiziksel davranışları zamana bağlı ve zamandan bağımsız olarak inceler [32].

Program temelde korunum denklemlerini çözer. 1B akış analizlerinde bir eksenindeki akış hızının diğer eksenlere göre daha büyük olduğu varsayımı yapılır. Bu yüzden akışın olduğu doğrultu için tüm denklemler eş zamanlı olarak çözülür. Akış doğrultusunda tüm değerlerin ortalaması alınır.

Yapılan çözümün doğruluğunu arttırmak için büyük sistemler daha küçük alt sistemlere ayrıştırılır. Ayrıklaşma işlemi, tüm motor sistemini birkaç farklı alt bileşene (emme hattı, egzoz hattı, silindirler vb.) ayırarak ve kullanılan boru hatlarını

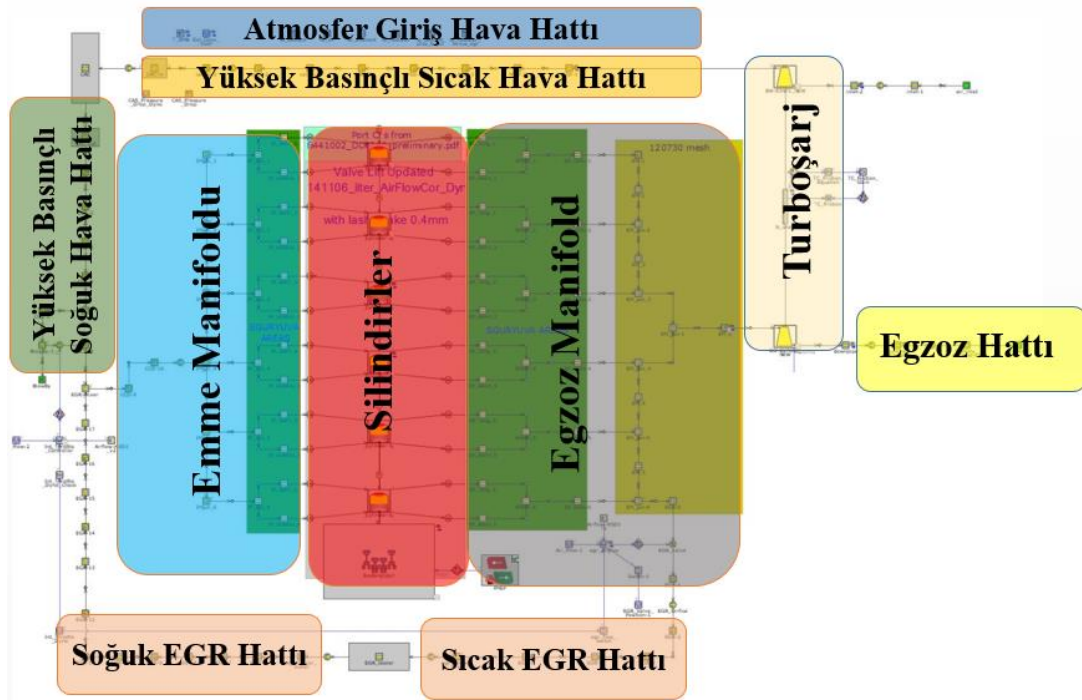
daha küçük parçalara bölerek yapılır. Ayırıklaşan her bir sonlu hacim birbirlerine sınırlarından bağlıdır.

Akışkana ait skaler büyüklükler kontrol hacim elemanının merkezinde hesaplanır ve tüm hacim boyunca sabit kabul edilir. Akışkana ait vektörel büyüklükler ise kontrol hacminin sınırlarında hesaplanır. Akışa ait başlıca skaler nicelikler yoğunluk, toplam iç enerji, basınç, sıcaklık, toplam entalpidir. Başlıca vektörel nicelikler ise kütle akısı, akış hızıdır.



Şekil 4.3 : 1B hesaplamaların yapıldığı sonlu küçük hacim elemanları [32]

Motor performans modeli dinamometre deneyi ile uyum sağlanması için Şekil 4.4'te gösterildiği gibi kuruldu. Motora ait her bir alt sistem (emme hattı, egzoz hattı, silindirler) ayrı ayrı modele eklenerek tüm motor modeli oluşturuldu. Her bir alt bileşen (borular, dirseker, motor parçaları) için malzeme özellikleri, geometrik bilgiler ve dinamometre deneyinden elde edilen başlangıç şartları programa tanımlandı.



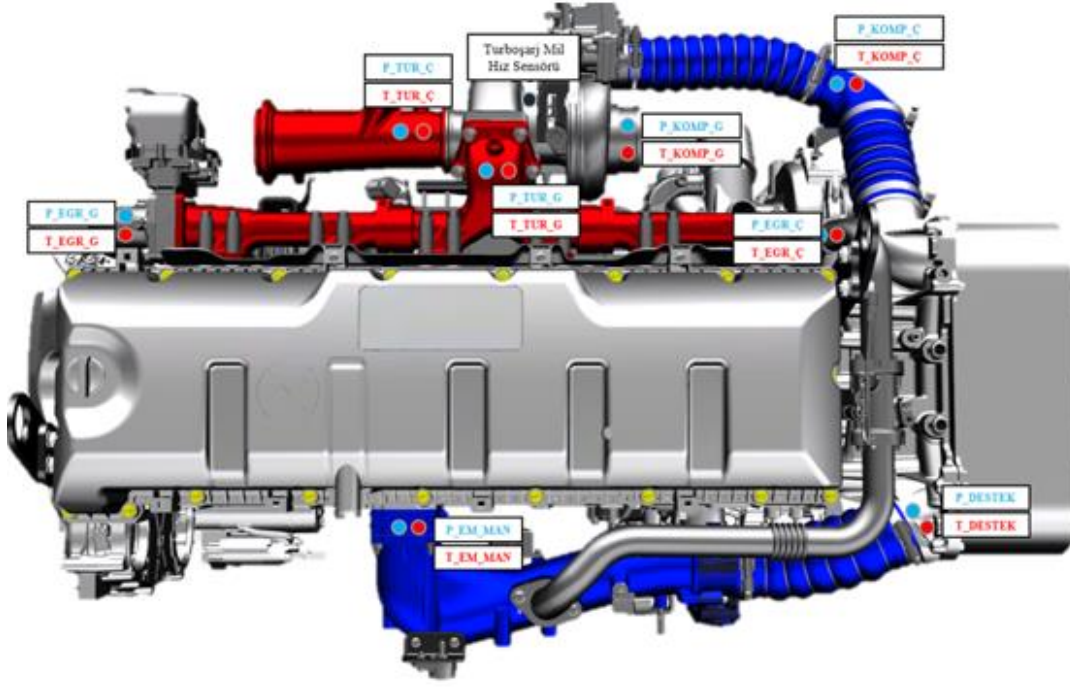
Şekil 4.4 : GT-Power ile 1B egzoz manifoldunun analiz şeması



Şekil 4.5 : Araç şartlarında dizel motorunun çalışma prensibi

Turboşarjlı dizel motorun gerçek araç koşullarında nasıl çalıştığı Şekil 4.5'te ifade edilmiştir. Dışarıdan temiz havayı içine alarak hava filtresine gönderir ve hava temizlenir. Bu sırada az miktarda basınç düşümü gerçekleşir. Hava temizlendikten sonra kompresöre girer. Kompresörden çıkan yüksek sıcaklık ve basınçtaki hava soğutulmak üzere soğutucu ünitesine girer. Burada sabit basınç altında sıcaklığı düşürülür. Daha sonra emme manifolduna gönderilen havanın basıncı boru sürtünmelerinden dolayı bir miktar daha düşer. Silindirlere girmeden önce hava basıncı dış ortam atmosfer basıncına göre yine de 2 – 3 kat fazladır. Yüksek basınçlı hava silindir içine gönderildikten sonra yanma gerçekleşir. Patlama sonrası oluşan atık gaz, egzoz manifolduna gönderilir. Yüksek sıcaklık ve basınçtaki atık gaz enerjisinin bir kısmını türbine verir ve genişler. Türbinden çıkan gaz son olarak susturucuya gönderilir. Burada katalizörlerden geçerek dış ortama atılmak için uygun hale gelir. Son olarak egzoz borusundan araç dışına atılır.

Araç koşullarında gerçekleşen tüm bu termodinamik olayları incelemek üzere dinamometre motor deneyi gerçekleştirildi. Dinamometrede ölçülen verilerde herhangi bir hata olması, motor performans analiz sonuçlarının olumsuz etkilenmesine sebep olur. Bu yüzden ölçümlerin dikkatlice incelenmesi gerekir. Deney sırasında oluşabilecek sistematik ve rastlantısal hataları analize yansıtmak için bir hata bandı tanımlandı. Hata bandı Bölüm 5 Deneysel Çalışmalar Çizelge 5.1’de belirtilmiştir. Analiz sonuçlarının tanımlanan hata bandı içinde olması hedeflendi.



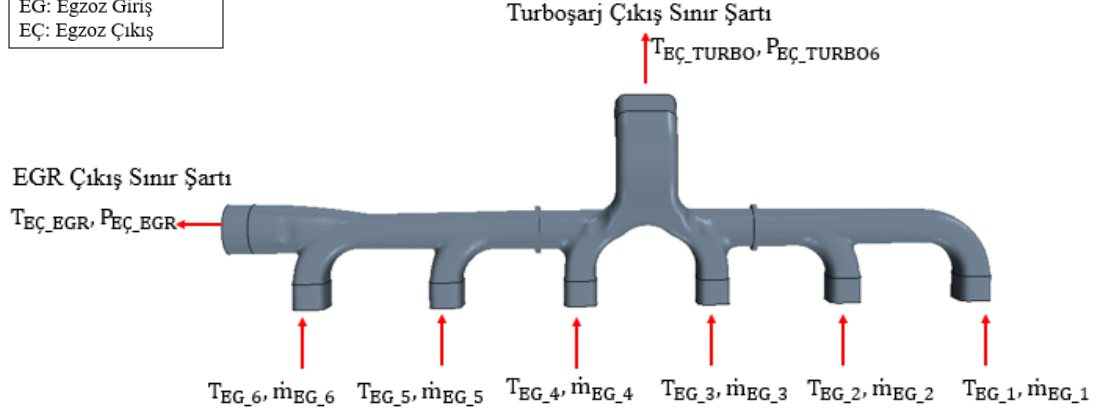
Şekil 4.6 : Motorun 1B analizde incelenen kısımları

Motor performansının dinamometre ile uyumlu olması için öncelikle motorun her alt sisteminin kendi içinde uyumlu olması gerekir. Bu amaçla Şekil 4.6’da mavi renk ile gösterilen emme hattı, kırmızı renkte gösterilen egzoz hattı ve patlamanın gerçekleştiği silindirler ayrı ayrı incelendi. Dinamometre deneyinde ölçülen sıcaklık ve basınç verileri kullanılarak her alt sistemin deney ile uyumu sağlandı. Analiz ortamında boru sürtünmesi veya boru çaplarını değiştirerek deney sırasında gerçekleşen boru içindeki basınç düşüşleri hesaplandı ve deney ile tutarlı olması sağlandı.

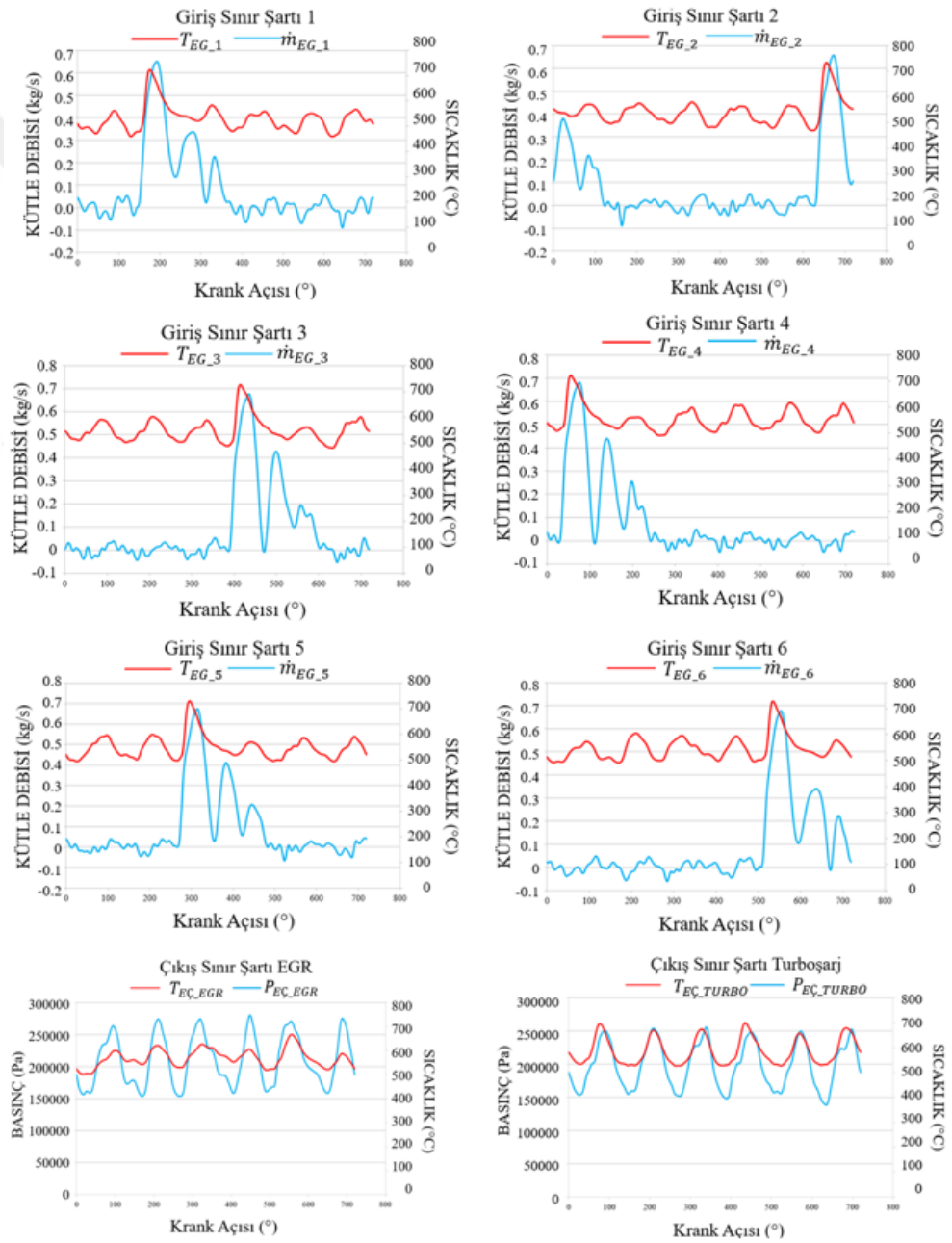
Sonuç olarak 1B motor performans modeli ile ilişkilendirildi. Sabit rejimde tam yük altında alınan dinamometre deney verileri ile motor performans analizleri arasında tüm devirlerde kabul edilebilir hata bantları içinde uyum sağlandı.

Daha sonra 1B motor performans modeli tam yük altında kritik motor devri (1800 d/dk) için çalıştırıldı. Bir güç çevrimi boyunca 1° KA’ya bağlı temel korunum denklemlerini çözdü. Böylece, 3B HAD analizlerini gerçekleştirmek için maksimum gücün elde edildiği motor devrinde bir çevrime ait sınır şartları elde edilmiş olur. Şekil 4.7’de görüldüğü üzere giriş sınır şartı olarak egzoz manifoldunun her bir girişi için (6 adet) egzoz gazına ait kütle debisi ve sıcaklık bilgisi, çıkış sınır şartı olarak ise turboşarj ve EGR sistemine ait giriş basıncı ve sıcaklık bilgileri, her bir krank açısı için tablolar halinde alındı. Daha sonra bu tablolar 3B HAD egzoz manifold akış analizinde sınır şartı olarak kullanıldı.

EG: Egzoz Giriş
EÇ: Egzoz Çıkış



Egzoz Giriş ve Çıkış Sınır Şartları



Şekil 4.7 : 3B HAD akış analizi için sınır şartları

4.2 3B HAD ile Egzoz Manifoldu Analizleri

1B motor performans analizlerinin karşılık, Star CCM+ 3B HAD çözücüsü, gerçek dünya koşullarını daha doğru analiz etmek için çoklu-fizik benzetimler gerçekleştirmeye olanak tanıyan ve geometri optimizasyonuna daha fazla imkan sunan etkili bir analiz programıdır. 3B HAD çözücüsünden çok daha fazlası olan Star CCM+, katı ve/veya akış problemlerini, ısı geçiş problemlerini, gerinim-gerilme hesaplarını yapabilen, çok çeşitli modelleme ihtiyaçlarını karşılayabilecek çözücü paketlerini bir araya getirilmesi ile oluşturulmuş, kompakt bir mühendislik aracıdır. Akış problemlerinde sonlu hacimler metodunu kullanır. Etkili ve kolay çözüm ağı oluşturma algoritmasına sahiptir [28].

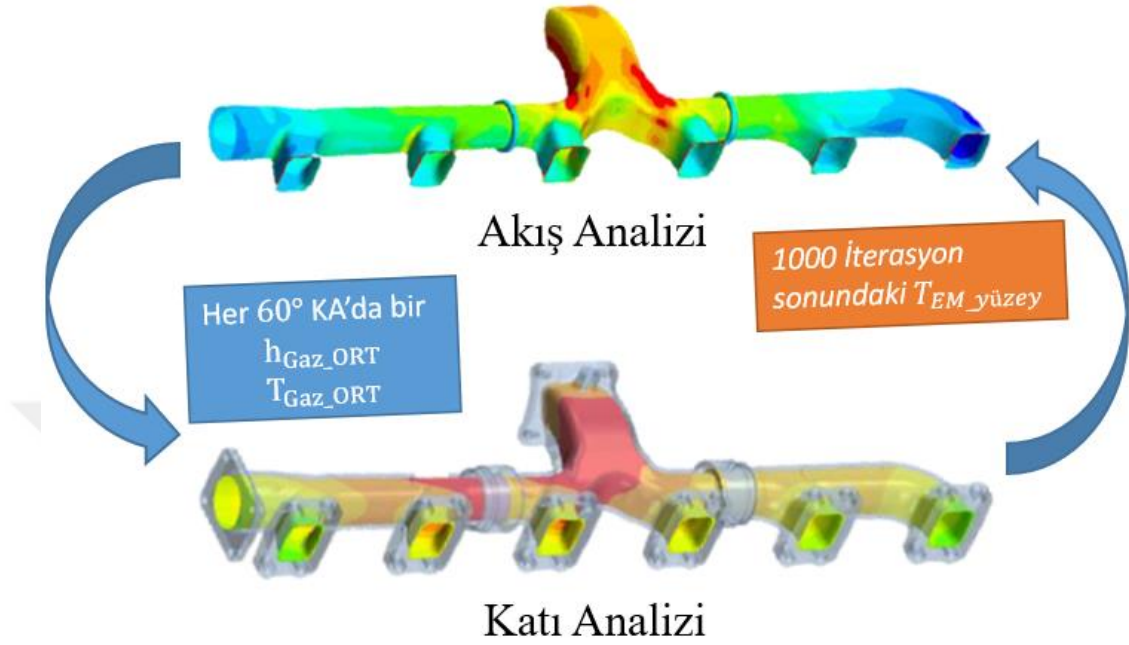
4.2.1 Eş-Benzetim yöntemi

Eşlenik (conjugate) ısı geçişi benzetimleri, tek bir benzetim dosyası içinde katı ve akış çözüm hacimlerini modellemek için yaygın olarak kullanılır. Eşlenik analizlerde, katı ve akış çözüm alanlarında kullanılan zaman adımları aynı olmak zorundadır. Katı ve akış alanlarının çözümü için kullanılacak zaman adımının birbirinden farklı olması istenen durumlarda Star-CCM+ Star-CCM+ Eş-Benzetin (Co-Simulation) tekniği özel bir avantaj sağlar.

İçten yanmalı motorlarda sıralı patlama olduğundan egzoz gazlarının manifolda girişi çevrimsel olarak gerçekleşir. Sıcak egzoz gazları silindir ateşleme sırasına bağlı olarak sırayla egzoz manifolduna girer. Bu tip bir akışa pulsating “darbeli” akış denir. Akıştaki çevrimsel değişim, problemi zamana bağlı kılar [33]. Bu yüzden akış alanı çözümü yapılırken zaman kavramı çok önemlidir. Akış karakteristiği bir iş çevrimi boyunca krankın açısına bağlı değişim gösterdiğinden, akış alanını çözmek için çok küçük zaman adımlarına ihtiyaç duyulur. Diğer yandan egzoz manifoldunun ısı kapasitesi egzoz gazına göre daha yüksek olduğu için katı alanının çözümü krank açısının değişimine bu kadar hızlı cevap vermez. Eş-Benzetim yaklaşımı ile katı ve akış alanlarındaki iki farklı fiziksel davranışı zamana bağlı ve zamandan bağımsız olarak incelemek mümkün olur. Bu yöntemin bir başka esnekliği de iki model için oluşturulmuş çözüm ağının uyumlu olması gerekmez. Böylece her bir model için farklı tipte ve yoğunlukta çözüm ağı kullanılabilir.

Bu amaçla egzoz manifold çözüm hacmi akışan ve katı ortam olmak üzere iki farklı benzetim modelinde incelenir. Şekil 4.8’de belirtilen akış şeması Star CCM+ ile Star

CCM+ arasında egzoz manifold analizine ait Eş-Benzetim sürecini anlatmaktadır. Anlaşıldığı gibi iki yönlü analiz işlemi gerçekleşmektedir. Her bir analiz sonunda, diğer analize özel veri aktarımı gerçekleşir.



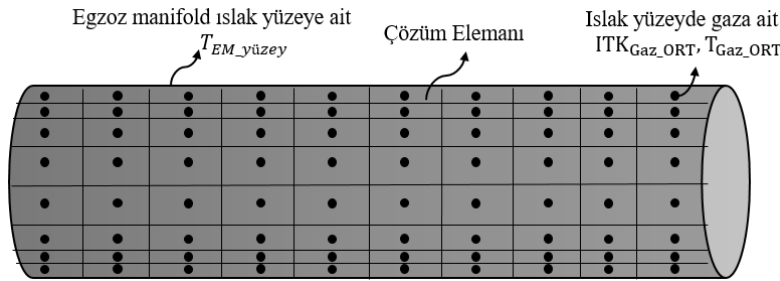
Şekil 4.8 : Egzoz manifold iki yönlü Eş-Benzetim veri alış-verişi şeması

Eş-Benzetim tekniğinde veri aktarımının nasıl yapılacağı önemlidir. Bu yüzden hangi analizlerin önce başlayacağı belirtilmelidir. İlk başlayacak olan analize birincil, bekleyen diğer analize ise ikincil denir. Bu örnek özelinde birincil analiz akış analizi, ikincil ise katı analizdir. Akış modeli belirli zaman adımına kadar çalıştırıldıktan sonra katı modele, sıcak gazın değdiği yüzeydeki çözüm elemanına ait zaman ortalamaları alınmış ısı taşınım katsayısı (h_{Gaz_ORT}) ve gaz sıcaklığını (T_{Gaz_ORT}) verilerini aktarır ve eşleşme gerçekleşir. İkincil analiz olan katı model aldığı bu verileri ısıl yük sınır şartı olarak kullanır ve zamandan bağımsız olarak ısı geçiş analizini tamamlar. Analiz sonucunda hesaplanan egzoz manifold ıslak yüzey sıcaklığını ($T_{EM_yüzey}$) akış modeline veri olarak aktarır ve eşleme işlemi tekrar gerçekleşir. Veri alış verişi ve eşleme işlemi Star-CCM'in içinde otomatik olarak gerçekleşir. Akış modeli yeni $T_{EM_yüzey}$ bilgisini başlangıç sınır şartı olarak alır ve analizler yeniden tekrarlanır. Bu analizler yakınsama kriteri sağlanana kadar devam eder. Yakınsama kriteri olarak akış ve katı analizinde bulunan ortak ara yüzeyinde (ıslak yüzey) ısı geçişi ve sıcaklık takip edildi. Toplam 6 çevrimin sonunda ıslak yüzeyde gerçekleşen ısı geçişinin ve sıcaklığın değişmediği görüldü.

Akış çözümünden her 60° krank açısında (KA) bir akışa ait h_{Gaz_ORT} ve T_{Gaz_ORT} verileri katı modele aktarılır. Bir çevrimde krank iki tam tur yapar ve açı olarak karşılığı 720° KA'dır. Veri alışverişi bir çevrim için $720^\circ/60^\circ = 12$ kez gerçekleşir. Eş-Benzetim analizi altı motor çevrimi sonunda toplam $12 \times 6 = 72$ kez veri aktarımı gerçekleştirir. Kritik devir hızında 60° KA'nın zaman olarak karşılığı Denklem 4.1 ile hesaplanır.

$$60^\circ \times \left(\frac{1 \text{ dakika}}{1800 \text{ devir}} \right) \left(\frac{1 \text{ devir}}{360^\circ} \right) \left(\frac{60 \text{ saniye}}{1 \text{ dakika}} \right) = 0.0055 \text{ sn} \quad (4.1)$$

Hesaplanan 0.0055 saniyede bir akış modelinden katı modele veri aktarım olayı gerçekleşir. Veri aktarım zamanı gelesiye kadar çözülen her bir zaman adımında hesaplanan h_{Gaz} ve T_{Gaz} yerel olarak hesap edilir. Veri aktarım zaman adımında ise bu değerlerin zaman ortalaması alınarak katı modele aktarılır. Katı model ise almış olduğu verileri zamandan bağımsız ısı geçişi denklemlerini çözmek için kullanır. Isı geçişi analizinde zaman bir parametre olmadığından belli bir iterasyon sayısından sonra tamamlanır ve analiz sonundaki manifoldun ıslak yüzey sıcaklığı ($T_{EM_yüzey}$) akış modeline aktarılır. Şekil 4.9'da akış hacmine ait temsili çözüm hacmi gösterilmiştir.



Şekil 4.9 : Akış çözüm elemanlarına ait temsili veri aktarım olayı

Akışa ait ısı taşınım katsayısı h_{Gaz_ORT} hesabı, her bir KA'da hesaplanan h_{Gaz} değerleri ile toplanarak daha sonra bir iş çevrime yani 720° KA'ya denk gelen toplam zamana bölünmesi ile yapılır. Akışa ait gaz sıcaklığı T_{Gaz_ORT} hesabı ise toplam ıslak yüzeydeki ısı akısından gelir. Her bir KA'daki akışa ait ıslak yüzey ısı akısı, o andaki akışın gaz sıcaklığı $T_{Gaz}(\text{°KA}, x, y, z)$ ile $h_{Gaz}(\text{°KA}, x, y, z)$ çarpımı ile elde edilir. Daha sonra bu ısı akıları toplanarak ıslak yüzeye ait toplam ısı akısı elde edilir. Bu değeri h_{ORT} ve 720° KA zaman adımına bölündüğünde akışa ait T_{ORT} elde edilir. Denklem 4.2 ve Denklem 4.3 ıslak yüzeye ait h_{ORT} ve T_{ORT} değerlerinin matematiksel olarak ifadesini gösterir.

$$h_{\text{Gaz_ORT}}(x, y, z) = \frac{\sum h_{\text{Gaz}}(^{\circ}\text{KA}, x, y, z)}{720^{\circ}\text{KA}} \quad (4.2)$$

$$T_{\text{Gaz_ORT}}(x, y, z) = \frac{\sum T_{\text{Gaz}}(^{\circ}\text{KA}, x, y, z) h_{\text{Gaz}}(^{\circ}\text{KA}, x, y, z)}{720^{\circ}\text{KA} h_{\text{Gaz_ORT}}(x, y, z)} \quad (4.3)$$

4.2.1.1 Akış analizi detayları

Egzoz manifold içinde darbeli (pulsative) bir akış hakim olduğu için, akış alanı karakteristiği krankın bir tam iş çevrimi boyunca zamanla büyük ölçüde değişim gösterir. Bu yüzden akış alanının çözümünde zaman önemli bir etken haline gelir. Çözüm alanı oluştururken zamana bağlı, Implicit Unsteady, özelliği seçilir. Implicit yöntem ile bir sonraki zaman adımının çözümü o an ki cebirsel denklemlerin eş zamanlı olarak çözümü ile elde edilir. Yakınsama kriteri sağlanana kadar denklemler iteratif (tekrarlı) olarak çözülür. Explicit yöntemlere göre her bir zaman adımının çözümü daha uzun sürer ancak daha kararlı (stability) bir çözüm sağlanır. Bu yaklaşımda analizin sonlanacağı fiziksel zaman ile çözümlerin için gerekli iç iterasyon sayısı birlikte belirtilir.

Patlama sonrası egzoz gazların yüksek hızlara sahip olmasından dolayı akış rejmi olarak türbülans seçilmiştir. Akışın yüksek y^+ ($30 < y^+ < 500$) değerine sahip olduğu kabul edilmiştir. Böylece akış hız profili türbülans dış katman bölgesinde olduğu ve log-law yasasına uyduğu varsayılmıştır. Türbülans modeli olarak standart κ - ϵ ortalama Reynolds Navier Stokes türbülans modeli (ORNS) çözüm için seçilmiştir. Sabit türbülans Prandtl sayısı tanımlanmıştır.

Akışkan olarak hava (gaz) kullanıldı. Molekül kütlesi (kg/kmol), özgül ısı kapasitesi C_p ($\frac{\text{J}}{\text{kgK}}$) ve ısı iletim katsayısı k ($\frac{\text{W}}{\text{mK}}$) analiz boyunca sabit tutuldu. Hal denklemi için ideal gaz kabulü yapılmıştır. Böylece iki hal değişkeni olan yoğunluk ρ ($\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$) ve sıcaklık T (K) kullanarak akışa ait iç enerji (J) ve basınç P (Pascal) bilgisi Denklem 4.4'deki gibi elde edilir. Segregated flow (ayrılmış akış) özelliği ile momentum denklemleri her bir boyut için ayrı çözülür. Akışkanın dinamik viskozitesi (Pa.s) Denklem 4.5'de belirtilen Sutherland Kanunu ile sıcaklığın fonksiyonu olacak şekilde tanımlanmıştır.

$$P = \rho RT, \quad i = C_v T \quad (4.4)$$

$$\frac{\mu}{\mu_0} = \left(\frac{T}{T_0}\right)^{\frac{3}{2}} \left(\frac{T_0 + S}{T + S}\right) \quad (4.5)$$

T_0 ve μ_0 referans sıcaklık ve dinamik viskozite terimleridir. S ise Sutherland sabiti olarak literatürde yerini almıştır. Sıcaklık (K) birimine sahiptir.

Mevcut bir yüzeye atılan ağ yapısının kalitesini arttırmak ve daha iyi hacimsel çözüm ağı oluşturabilmek için “surface remesh” özelliği aktif edilir. Akış analizinin doğruluğunu arttırmak ve sınır tabakaya ait korunum denklemlerinin çözümü için yüzeyde iki katman olacak şekilde prism layer çözüm elemanı kullanıldı. Geri kalan kısımlar trimmer mesh ile modellendi. Trimmer mesh yapısı, hem basit hem de karmaşık problemler için yüksek kaliteli çözüm oluşturduğu için akış hacmi bu eleman ile oluşturuldu [28]. Hesaplama kullanılan HAD modeli yaklaşık 250,000 trimmer çözüm ağından oluşur.

Çıkış ve giriş sınır şartlarından olası geri akışları önlemek ve yakınsama hızını arttırmak için ekstruder tabakalar modele eklendi. Ekstruder ağ, çözüm hacmi içinde başlangıç ve çıkış sınır yüzeylerinin orijinal boyutlarını genişletmek için kullanılır, böylece daha doğru ve gerçekçi bir çözüm hacmi elde edilir [28].

Kritik motor devri bu çalışma için 1800 d/dk olarak daha önce belirtilmişti. Motor performans analizlerinde bir çevrim boyunca kullanılan zaman adımı olarak motorun 1°'lik KA kabul edildiği için, 3B HAD zaman diliminin bu değerin üç katına karşılık gelen zaman adımından fazla veya 2° KA'nın üzerinde kullanılmaması tavsiye edilir [34]. Bu yüzden 0.5° KA'sı 3B HAD akış analizi için kullanılan zaman adımı olarak ayarlanmıştır. Akış alanı için 0.5° KA'na denk gelen gerekli zaman aralığı Denklem 4.6 ile hesaplanmıştır. 1B motor performans analizinden gelen giriş ve çıkış sınır şartları her 1°'lik bilgiyi içermesinden dolayı 3B HAD analizlerinde 0.5°'lik ara değerler için spline interpolasyon fonksiyonu kullanıldı. Her bir giriş ve çıkış sınır şartı ayrı ayrı tablolar halinde tanımlanmıştır. Diğer bir sınır şartı olarak ise duvarda kaymama tanımlanmıştır. Yani akışın temas ettiği yüzeyde hızın sıfır olduğu kabul edilmiştir.

$$\left(\frac{0.5^\circ}{\Delta t_{HAD}}\right) \left(\frac{1 \text{ dakika}}{1800 \text{ devir}}\right) \left(\frac{1 \text{ devir}}{360^\circ}\right) \left(\frac{60 \text{ saniye}}{1 \text{ dakika}}\right) = \frac{4.62963E^{-5}}{\Delta t_{HAD}} \text{ sn} \quad (4.6)$$

Altı çevrim için bu durumda 8640 HAD (Δt_{HAD}) zaman dilimi olacağı Denklem 4.7 ile hesaplanır. Akış analizinin tamamlanma zamanı ise Denklem 4.8 ile hesap edilir.

$$\left(\frac{\Delta t_{HAD}}{0.5^\circ}\right) \left(\frac{360^\circ}{1 \text{ devir}}\right) \left(\frac{2 \text{ devir}}{1 \text{ çevrim}}\right) 6 \text{ çevrim} = 8640 \Delta t_{HAD} \text{ sn} \quad (4.7)$$

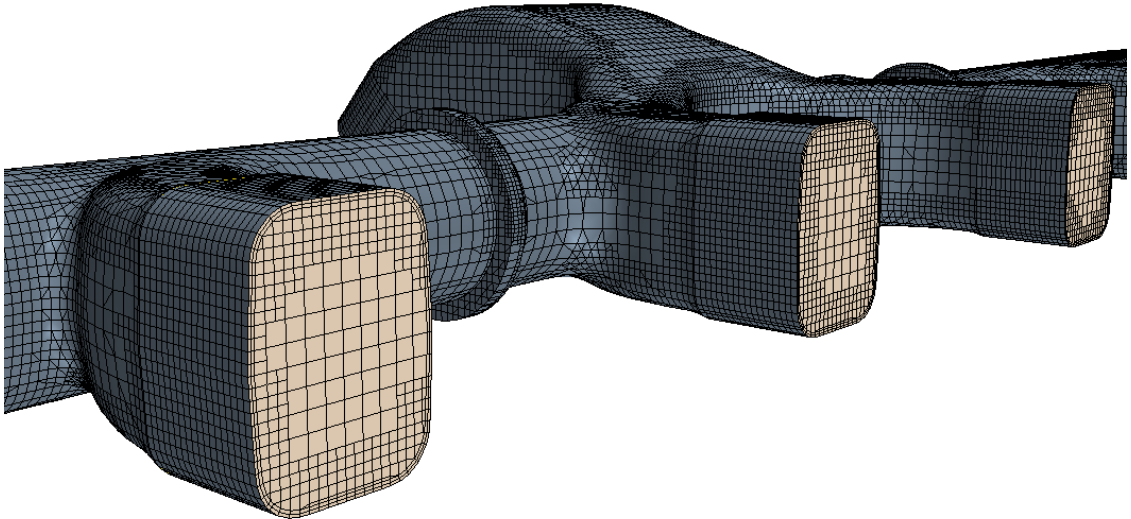
$$8640 \Delta t_{HAD} = 8640 \times 4.62963E^{-5} = 0.4 \text{ saniye} \quad (4.8)$$

Çizelge 4.1’de akış modeline ait bilgiler özet halinde belirtilmiştir.

Çizelge 4.1 : Akış analizine ait bilgiler

Akış Modeli - Birincil	
Akışkan	Hava – İdeal gaz
Fiziksel davranış	Sıkıştırılabilir & Zamana bağlı
Duvar modeli	Yüksek y^+ değeri
Türbülans modeli	Ortalama Reynolds Navier Stokes Standart κ - ϵ türbülans modeli
Zaman adımı	0.5° Krank açısı ($4.62963E^{-5} \text{ sn}$)
Veri aktarım süresi	60° Krank açısı (0.0055 sn)
Çözüm süresi	6 Çevrim (0.4 sn)
Çözüm eleman sayısı	$\approx 250,000$

Altı çevrim sonunda akış alanı çözümü içi geçen toplam fiziksel süre 0.4 saniye olarak hesaplandı ve analizi sonlandırma kriteri olarak tanımlandı. 3B HAD akış analizinin yapılacağı hacim Şekil 4.10’da gösterilmiştir



Şekil 4.10 : Eş-Benzetim akış modeli çözüm hacmi

4.2.1.2 Katı analizi detayları

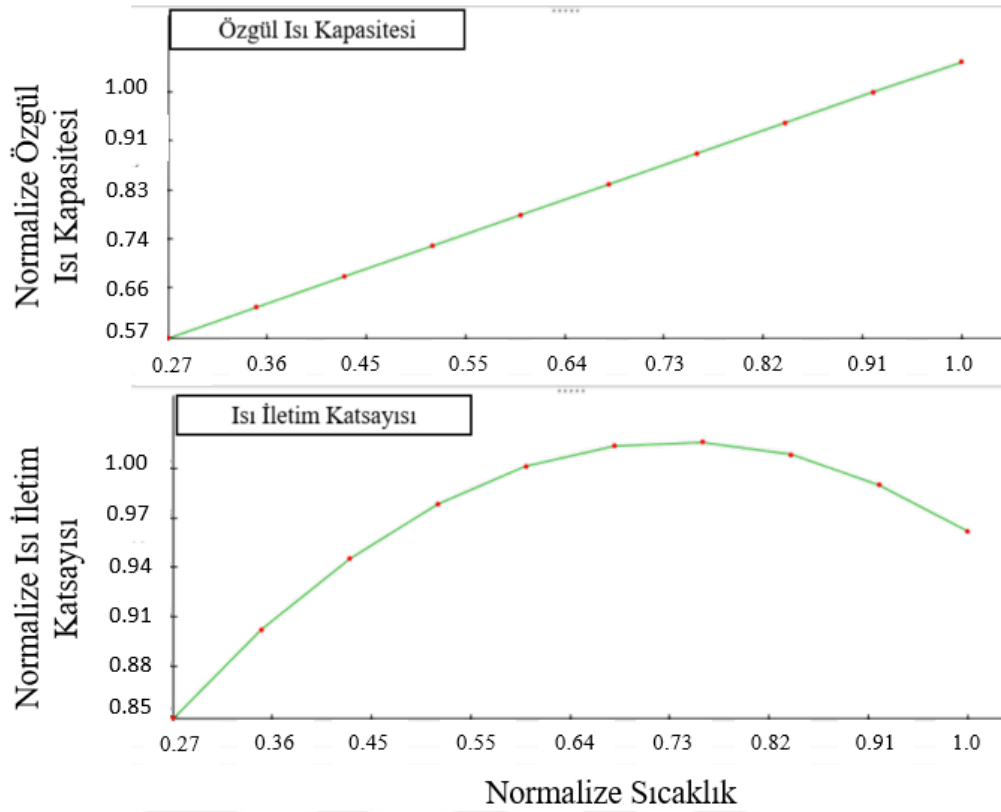
Eş-Benzetim yaklaşımında akış alanı ve katı alanı ayrı olarak çözüm gerçekleştirildiği için egzoz manifold ısı geçiş analizinin çözümü için segregated solid enegy (ayrılmış katı enerji) sayısal şeması kullanıldı. Böylece katı modele ait enerji denklemi tek başına çözümlenir. Katı hacim içinde herhangi bir ısı üretimi yada tüketimi yoktur. Analizin zamandan bağımsız olması ve herhangi bir ısı kaynak teriminin olmaması, enerji denkleminde bu terimlerin düşmesine neden olur.

Katı modelde gerçekleşen ısı geçişini daha doğru bir şekilde hesaplamak için egzoz manifoldu dışında, civatalar, burçlar, basitleştirilmiş silindir kafası, ve conta modele eklendi. Temas halindeki yüzeyler arasında temas direnci sıfır olarak tanımlandı. Bu durum enerjinin direkt olarak bileşenlere aktarılması hedeflendi. Böylece temas yerlerinde olası sıcaklık düşüşünün önüne geçilmiştir. Bu yaklaşım ile bileşenlerin ulaşabileceği en yüksek sıcaklık durumu benzetilmeye çalışıldı.

Başlangıç şartı için tüm katı modele oda sıcaklığı (300 K) tanımlandı. Akış analizinden gelen akışa ait h_{Gaz_ORT} ve T_{Gaz_ORT} ile birlikte, dış ortama ait $h_{Dış Ortam}$ ve $T_{Dış Ortam}$ bilgisi ısı geçiş analizi için gerekli sınır şartları oluşturdu. Dış akışkan olarak havanın modellenememesinden dolayı havanın $h_{Dış Ortam}$ ve $T_{Dış Ortam}$ analiz boyunca sabit tutuldu. Malzeme yoğunlukları analiz boyunca sabit kabul edildi.

Silindir kafası malzemesi için GJV450 dökme demir tanımlandı. Malzemenin ısı özelliklerinin sıcaklıkla değiştiği kabul edildi. Civatalar, burçlar ve conta için standart çelik malzeme özellikleri tanımlandı ve malzemenin ısı özelliklerinin sıcaklıkla değişmediği kabul edildi.

Egzoz manifold malzemesi için HiSiMo dökme demir kullanıldı. Bu malzemeye ait ısı özellikler tanımlandı. Isı iletim katsayısı ve özgül ısı kapasitesi sıcaklıkla değiştiği kabul edildi. Sayısal çalışmalarda kullanılan egzoz manifold malzemesinin ısı özelliklerinin sıcaklık ile değişimi Şekil 4.11'de gösterilmiştir. Özgül ısı değeri sıcaklık ile doğrusal bir değişim gösterirken, ısı iletim katsayısı sıcaklıkla önce artan sonra azalan bir davranış göstermektedir. Değerler normalize değerler olup, her bir niceliğin ilgili sınırlar dahilinde en büyük değeri referans alınarak normalizasyon yapılmıştır.



Şekil 4.11 : Egzoz manifold malzemesinin ısı özellikleri (c_p , k)

Eş-Benzetim egzoz manifold ısı geçiş analizi için 1000 iterasyon (tekrarlama) sayısı seçildi. 1000 iterasyon sonunda egzoz manifoldunun sıcaklıkları kararlı rejime oturduğu görüldü. Akış analizinden her 60° KA'da bir veri alan katı model, 1000 iterasyon sonunda egzoz manifolduna ait ıslak yüzey $T_{EM_yüzey}$ bilgisini akış analizine tekrar gönderir. Toplam 6 iş çevrimi için durma kriteri Denklem 4.9 ile hesaplanan 72,000 iterasyon sayısı olarak tanımlandı.

$$\left(\frac{720^\circ}{60^\circ}\right) \times 1000 \frac{\text{iterasyon}}{1 \text{ iş çevrimi}} \times 6 \text{ iş çevrimi} = 72,000 \text{ iterasyon} \quad (4.9)$$

Çizelge 4.2'de katı modele ait bilgiler özet halinde belirtilmiştir.

Çizelge 4.2 : Katı analizine ait bilgiler

Katı Modeli – İkincil	
Malzeme	HiSiMo Dökme demir
Fiziksel davranış	Kararlı hal
Veri aktarım süresi	1000 iterasyon
Çözüm süresi	6 Çevrim (72,000 iterasyon)
Çözüm eleman sayısı	$\approx 1,900,000$

Şekil 4.12’de görüldüğü gibi çözüm hacmi oluşturulurken yaklaşık 1,900,000 polyhedral eleman tipi kullanıldı.

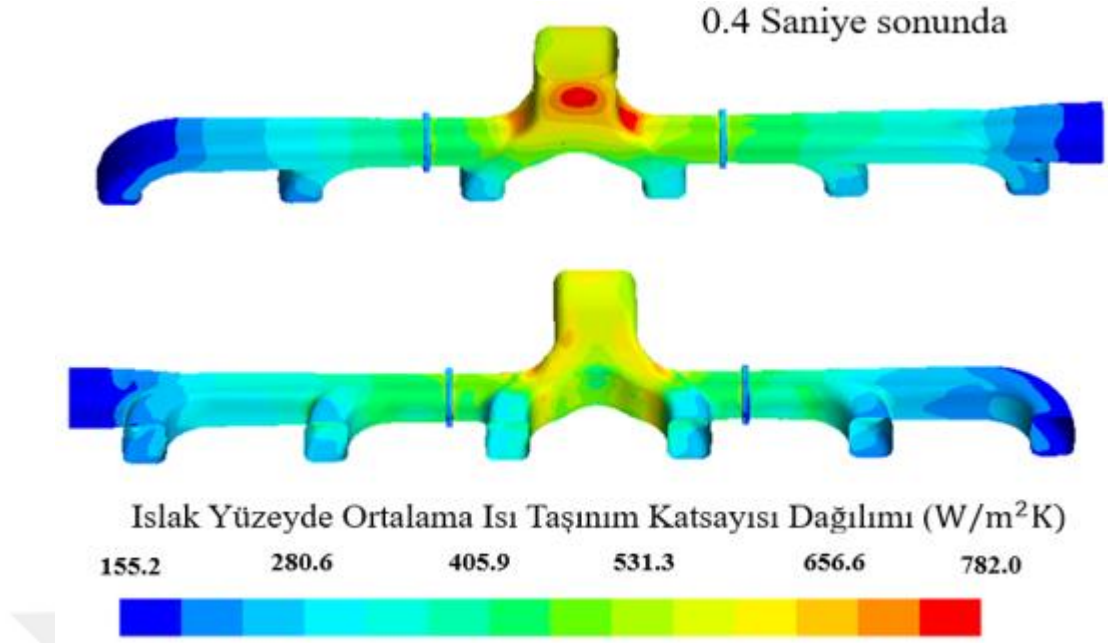


Şekil 4.12 : Eş-Benzetim katı model çözüm hacmi

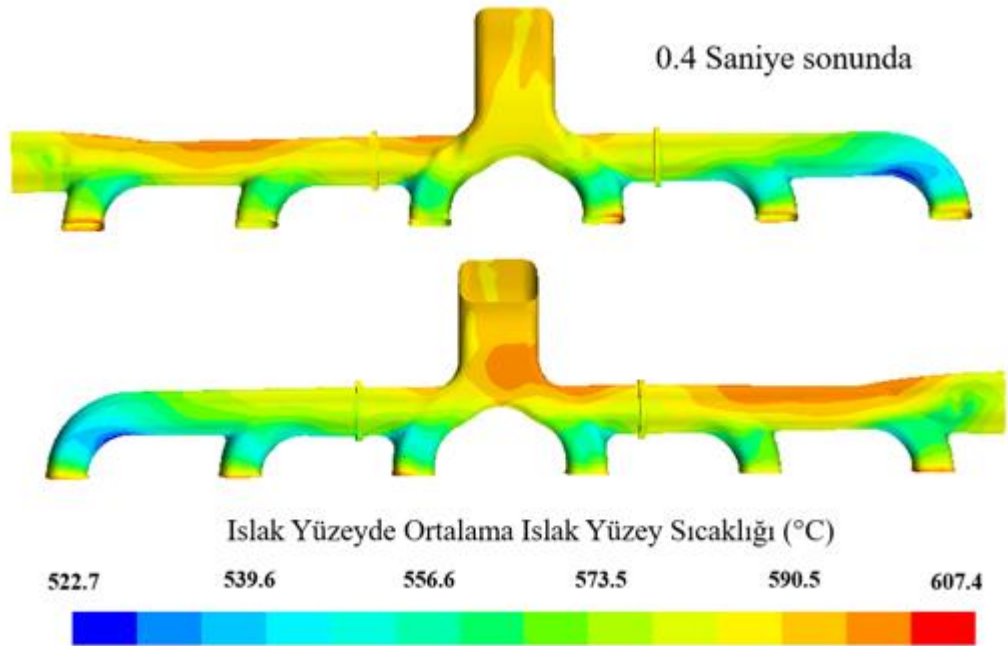
4.2.1.3 Eş-Benzetim sonuçları

Eş-Benzetim analizi yakınsama kriteri sağlanana kadar tekrarlı bir şekilde 6 kez devam etti. 6. tekrarın sonunda ıslak yüzey sıcaklığı $T_{EM,yüzey}$ ve ıslak yüzeyde gerçekleşen ısı geçişi birincil ve ikincil analizde aynı değere yakınsadığı görüldü. Böylece Eş-Benzetim analizinin yakınsama kriteri sağlandı. Analizleri tamamlandığında aşağıda belirtilen sonuçlar bulundu.

0.4 saniye sonunda sıcak gazın değdiği ıslak yüzeydeki çözüm elemanına ait 6. çevrim için zaman ortalamaları alınmış h_{Gaz_ORT} ve T_{Gaz_ORT} sonuçları Şekil 4.13 ve Şekil 4.14’te gösterilmiştir. Türbin girişine doğru kesitin daralması o bölgelerde akış hızlarının yerel olarak artmasına sebep olmuştur. Ayrıca bu bölgenin tüm egzoz gazının toplandığı bölge olması o kesitten geçen gazın kütle debisini, dolayısıyla hızının artmasına sebep olmuştur. Bunun sonucunda h_{Gaz_ORT} türbin girişindeki dirsek bölgelerinde yüksek değerde hesaplandı. h_{Gaz_ORT} ’nın yüksek olduğu yerlerde egzoz gazından manifolda ısı geçişi daha fazla olacağı için bu bölgelerde sıcaklıkların yüksek olması beklenir.

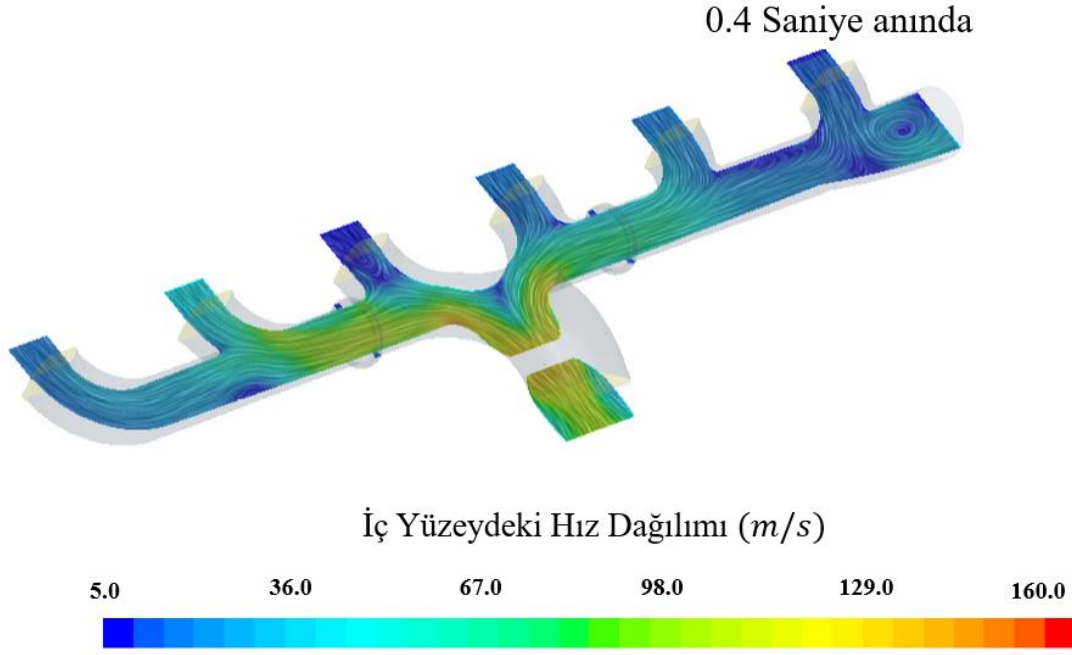


Şekil 4.13 : Islak yüzeydeki çözüm elemanlarına ait h_{Gaz_ORT} dağılımı

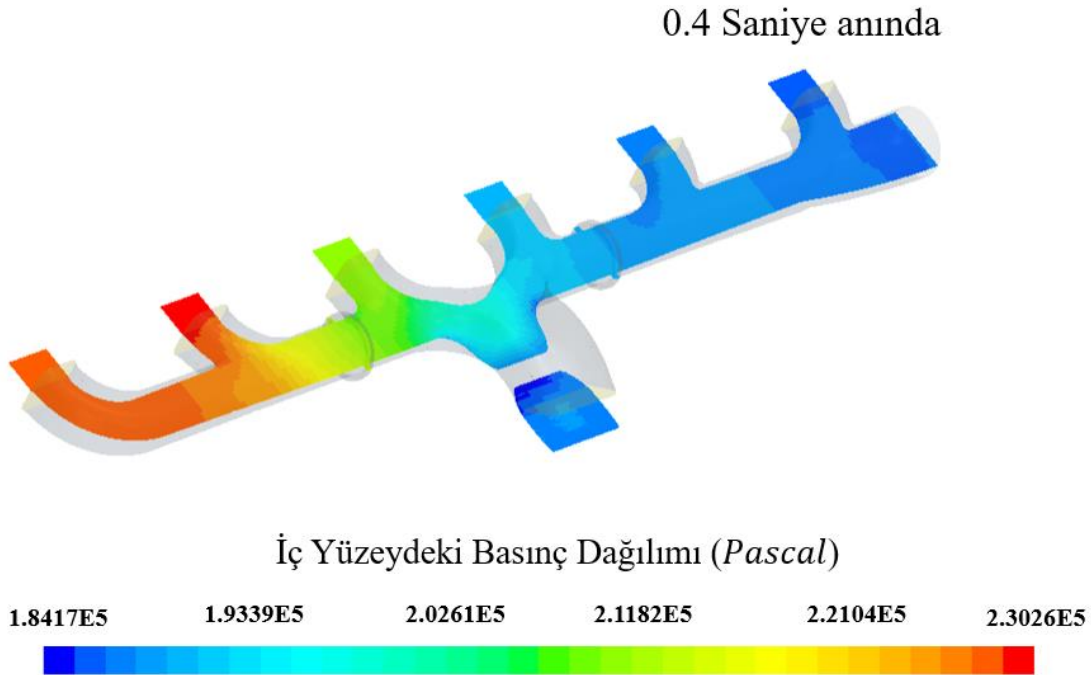


Şekil 4.14 : Islak yüzeydeki çözüm elemanlarına ait T_{Gaz_ORT} dağılımı

Şekil 4.15 ve Şekil 4.16'da $t=0.4$ saniye anında egzoz gazına ait hız ve basınç sonuçları gösterilmiştir. Basıncın ve hızın yerel olarak bir yerde yüksek olması $t=0.4$ sn anında ilgili silindirin iş çevriminin gerçekleştiğinin göstergesidir. Manifold içi basınç değerinin çok yüksek olmadığı, dayanım açısından sıkıntı yaratmayacağı analiz sonucunda görülmüştür.

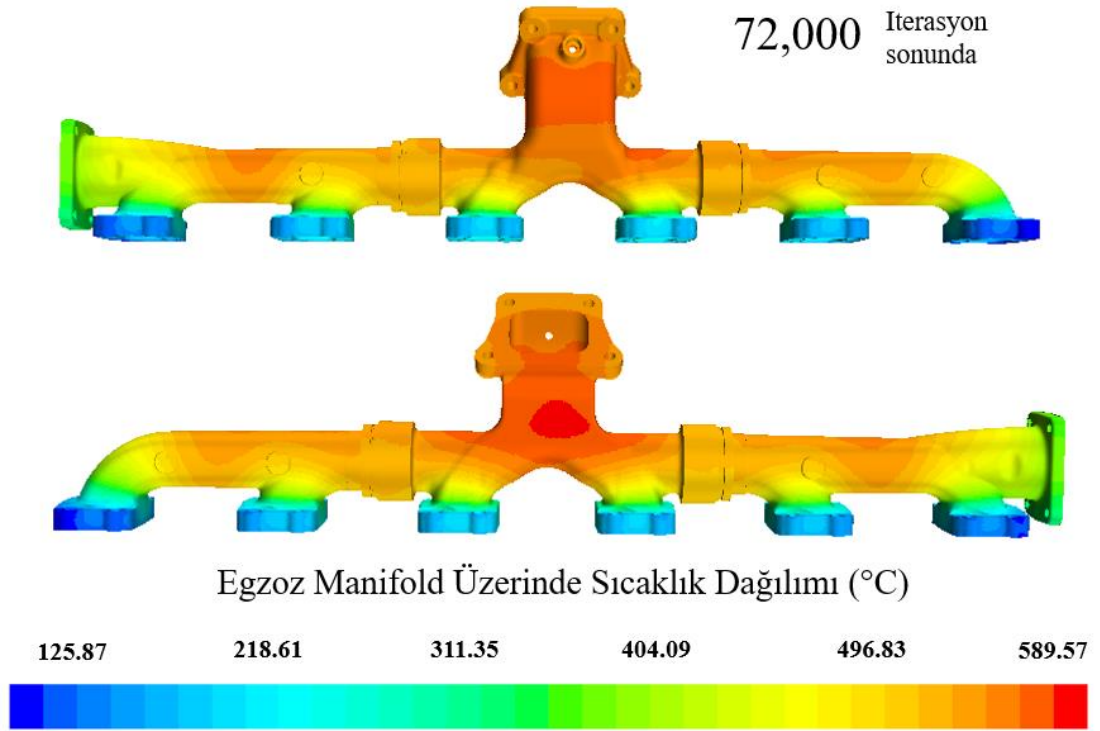


Şekil 4.15 : 0.4 saniye anında akışa ait iç yüzeydeki hız dağılımı



Şekil 4.16 : 0.4 saniye anında akışa ait iç yüzeydeki basınç dağılımı

Akış analizinin 0.4 saniye süre sonunda zaman ortalaması alınmış h_{Gaz_ORT} ve T_{Gaz_ORT} değerleri ile sabit dış ortam ısı taşınım katsayısı ve sıcaklığı kullanarak egzoz manifoldu için zamandan bağımsız ısı geçişi analizi tamamladı. Analiz sonucunda egzoz manifold metal sıcaklık dağılımı Şekil 4.17’de gösterilmiştir. 72,000 iterasyon sonucunda en sıcak bölgenin en yüksek h_{Gaz_ORT} hesaplandığı yerde olduğu görüldü.



Şekil 4.17 : 6. Çevrim sonunda egzoz manifold metal sıcaklığı

4.3 Optimizasyon Analizleri ve Sonuçları

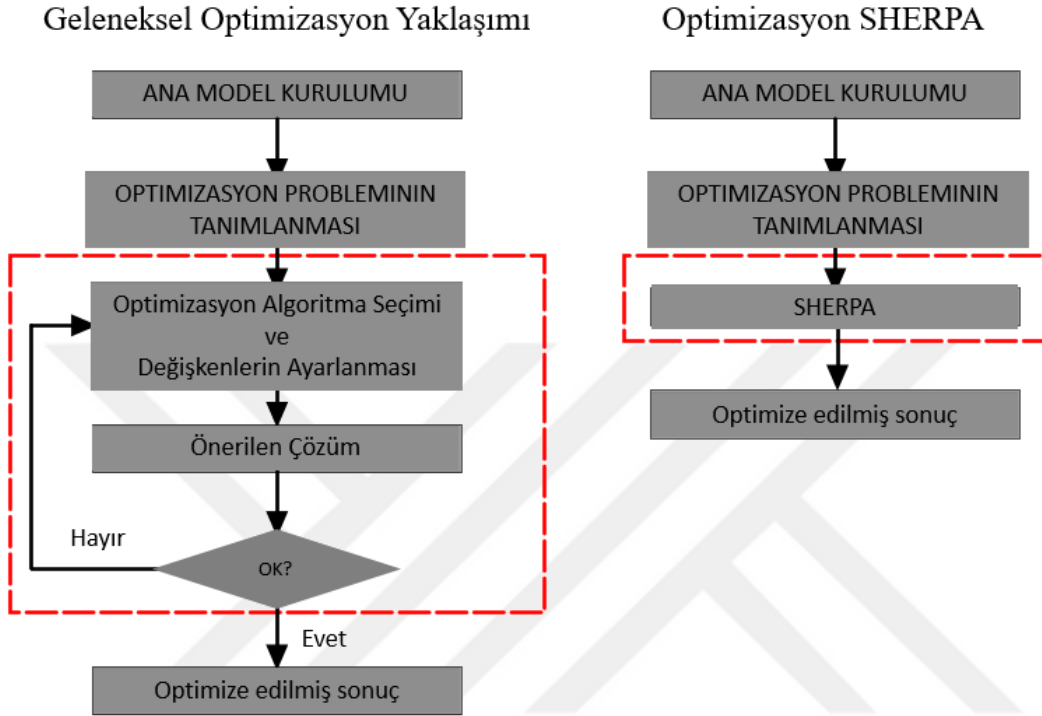
Optimizasyon için Star CCM+ içinde bulunan Optimate+ yazılımından yararlanıldı. Optimate+, Star CCM+ ortamında tasarım arama çalışmalarını gerçekleştiren bir eklentidir. İçinde bulundurduğu SHERPA, aslında özel bir arama algoritmasıdır. Optimizasyon analizinin amacına ulaşması için değişken değerlerinin en uygununu arar ve bunu aynı anda birden çok arama yöntemi kullanarak yapar. Değişkenlerin manuel olarak ayarlandığı geleneksel optimizasyon algoritmalarından farklı olarak, SHERPA'nın kullandığı yöntemde değişkenler, tasarım alanının doğası hakkında edinilen bilgiye göre arama sırasında otomatik olarak değiştirilir. SHERPA tasarım alanı hakkında daha fazla bilgi edinirken, her arama yöntemini ne zaman ve ne sıklıkla kullanacağını belirler [28].

SHERPA ile optimizasyonun genel avantajları şu şekilde yazılabilir :

1. Uygun bir algoritma seçmeden önce tasarım alanını anlamak için zaman harcamanıza gerek yoktur. SHERPA tasarım alanını kendi içinde öğrenir.
2. Optimizasyon algoritmalarında ve uygulamalarında herhangi bir uzmanlığa gereksinim duymaz. SHERPA hangi yöntemin kullanılacağı ve nasıl ayarlanacağı ile ilgili tüm kararları kendi verir.

3. SHERPA belirli bir arama yönteminin sınırlamaları ile kısıtlanmaz, optimizasyon için daha geniş hedefler belirlenebilir ve geleneksel yaklaşımlarla karşılaştırıldığında daha fazla sayıda değişken içerebilir.

Şekil 4.18’de SHERPA ile klasik optimizasyon yaklaşımlarının farkı gösterilmiştir.

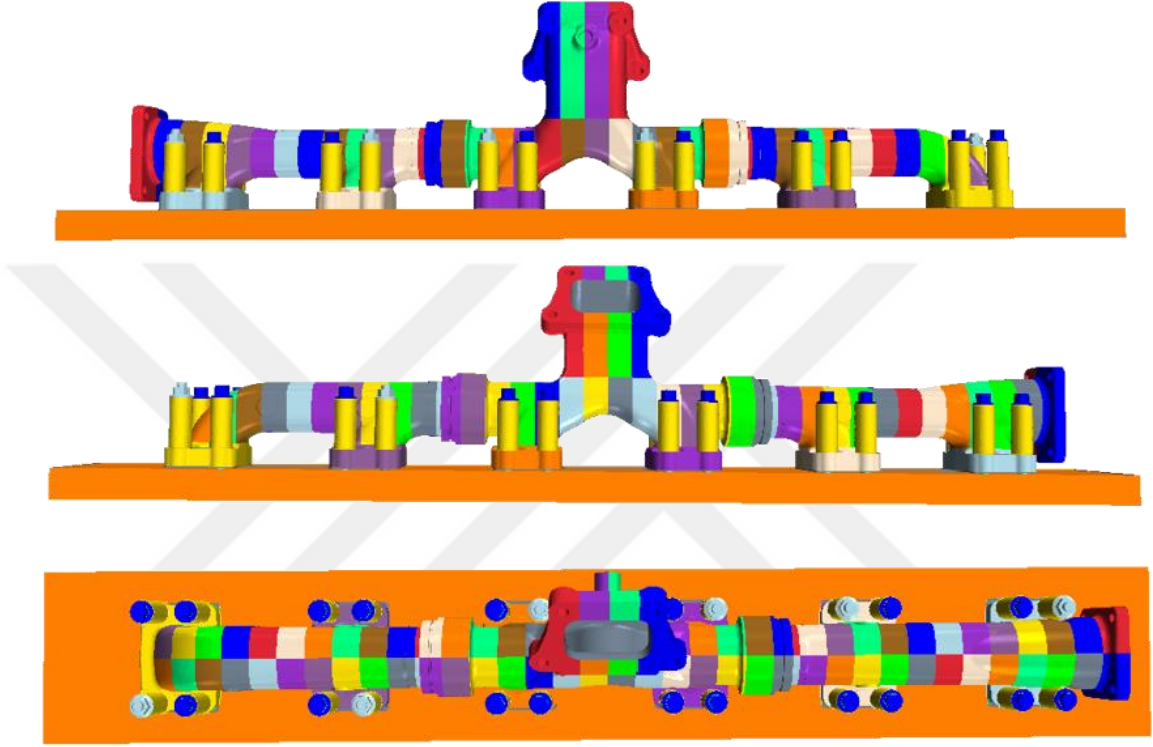


Şekil 4.18 : SHERPA ve klasik optimizasyon yöntemleri karşılaştırması [28]

Egzoz manifoldu üzerindeki dış ortam ısı taşınım katsayısı dağılımının optimizasyon çalışmasının temel amacı, egzoz manifoldunun dayanımı için kritik öneme sahip olan metal sıcaklık dağılımının dinamometre deneyinde gerçekleştirilen sıcaklık ölçümleri ile olan doğruluğunu arttırmaktır.

Eş-Benzetim yaklaşımında dış hava akışının modellenmemesi nedeniyle, dış havanın ısı geçiş katsayısı ve sıcaklığı analiz boyunca sabit tutulmuştu. Dinamometre veya gerçek çalışma koşullarında çalışan motorda egzoz manifoldunun dış yüzeyi aslında farklı hız ve ortam sıcaklığına sahip hava akışına maruz kalır. Gerçek sürüş koşullarda aracın hızı veya dinamometre odasındaki havalandırma şartlarının etkisi ile motor etrafında farklı hızlarda ve sıcaklıklarda hava akışı dolaşmaktadır. Farklı hızlara sahip dış ortam havası ısı geçişi üzerinde oldukça etkilidir. Hızdaki ufak değişimler ısı taşınım katsayısını önemli ölçüde etkilemektedir [35].

Dış ortam ısı taşınım katsayısının bölgesel değişimi egzoz manifoldunun sıcaklık dağılımını önemli ölçüde etkileyeceğinden bu çalışmada egzoz manifold yüzeyi Şekil 4.19'daki gibi toplamda 88 parçaya bölünmüştür. 88 parçaya bölünme sebebi ise daha detaylı bir optimizasyon çalışması gerçekleştirmek istenmesidir. Böylece analiz sonunda hesaplanan sıcaklıkların, deneysel ölçümler ile olan farkını minimize etmek için geniş bir tasarım alanı sağlanmış oldu.



Şekil 4.19 : Optimizasyon analizine ait değişkenlerin tanımı

Her bir parça için dış ortam ısı taşınım katsayısı girdi değişkeni olarak optimizasyon algoritmasına tanımlanmıştır.

Çıktı değişkenleri olarak da analiz sonucu kontrol noktalarında hesaplanan sıcaklıkların deney ölçümleri ile olan mutlak farkı tanımlanmıştır. Sıcaklıklar arasında oluşan mutlak farkı en aza indirmek hedef fonksiyonu olarak seçilmiştir. Egzoz manifold üzerindeki kontrol noktaları Şekil 5.3'de deneysel çalışmalar bölümünde gösterilmiştir. Bu tip birden fazla amaç fonksiyonunun minimize edillmesini içeren optimizasyon algoritmasına “çok amaçlı optimizasyon” (multiobjective optimization) denir.

Kısıt olarak ise her bir girdi değişkeni için (88 parça) minimum 0 ve maksimum 250 olacak şekilde dış ortam ısı taşınım katsayısı aralığı tanımlandı. Isı taşınım katsayılarının bu aralıkta 5'in tam katları olacak şekilde değişim göstermesi istendi. Hava sıcaklığının dinamometre odasında veya yol şartlarında çok değişmeyeceği

oldukça makul bir yaklaşım olduğu için optimizasyon çalışması boyunca ısı geçiş analizlerinde kullanılacak dış ortam hava sıcaklığı, Eş-Benzetim yaklaşımında kullanılan sabit değer kabul edildi. Şekil 4.20’de optimizasyon için tanımlanan değişkenler ve kısıtlar gösterilmiştir. Optimizasyon sonrası (O.S.) egzoz manifoldu üzerinde belirlenmiş kontrol noktalarındaki sıcaklık değerlerini dinamometre deney sonuçlarına yaklaştıracak yeni dış ortam ısı taşınım katsayısı 88 parça için bulundu.

Create Variables	Create Responses	Create Model Views	Manage Design Sets
Parameters	Visualization	Design Sets	

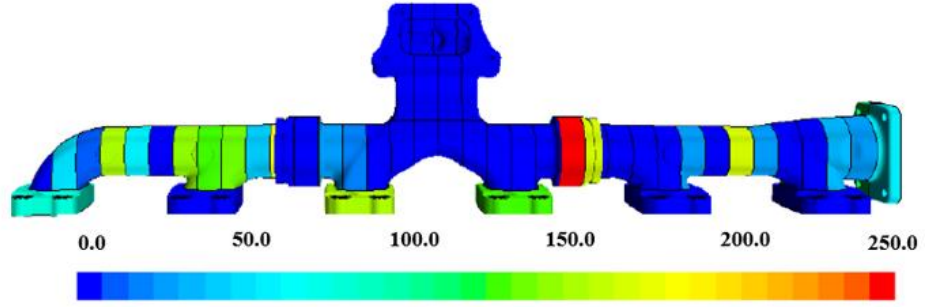
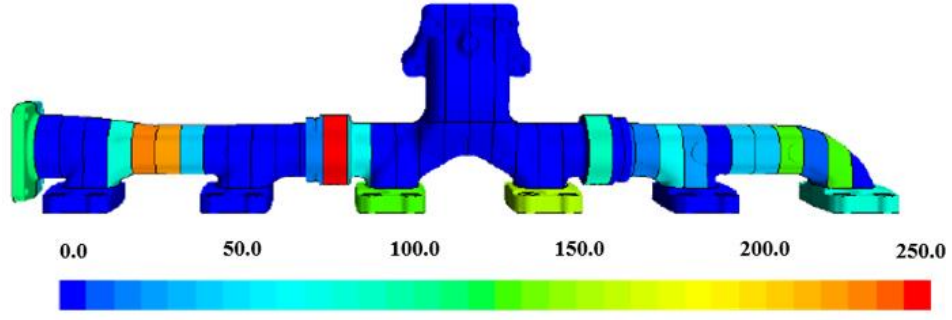
Variables									
Name	Enabled	SIM Object	Type	Min	Baseline	Max	Increment	Resolution	List
HTC-EGR-FLN...	☒	HTC-EGR-FLN...	Continuous	0	0	250	5	51	
HTC-EX-FLN...	☒	HTC-EX-FLN...	Continuous	0	0	250	5	51	
HTC-EX-FLN...	☒	HTC-EX-FLN...	Continuous	0	0	250	5	51	
HTC-EX-FLN...	☒	HTC-EX-FLN...	Continuous	0	0	250	5	51	
HTC-EX-FLN...	☒	HTC-EX-FLN...	Continuous	0	0	250	5	51	
HTC-EX-FLN...	☒	HTC-EX-FLN...	Continuous	0	0	250	5	51	
HTC-EX-FLN...	☒	HTC-EX-FLN...	Continuous	0	0	250	5	51	
HTC-SOLID-1	☒	HTC-SOLID-1	Continuous	0	0	250	5	51	
HTC-SOLID-2	☒	HTC-SOLID-2	Continuous	0	0	250	5	51	
HTC-SOLID-3	☒	HTC-SOLID-3	Continuous	0	0	250	5	51	
HTC-SOLID-4	☒	HTC-SOLID-4	Continuous	0	0	250	5	51	
HTC-SOLID-5	☒	HTC-SOLID-5	Continuous	0	0	250	5	51	
HTC-SOLID-6	☒	HTC-SOLID-6	Continuous	0	0	250	5	51	
HTC-SOLID-7	☒	HTC-SOLID-7	Continuous	0	0	250	5	51	

Responses				Plots & Scenes	
Response ...	Enabled	Report Name	Source	Name	Enabled
ABS_DIF_SP01	☒	ABS_DIF_SP01	Simulation	ABS_TEM_D...	☒
ABS_DIF_SP02	☒	ABS_DIF_SP02	Simulation	HeatTransfer...	☒
ABS_DIF_SP03	☒	ABS_DIF_SP03	Simulation	MaxTemp_So...	☒
ABS_DIF_SP04	☒	ABS_DIF_SP04	Simulation	Residuals	☒
ABS_DIF_SP05	☒	ABS_DIF_SP05	Simulation	SUM_ABS_DI...	☒
ABS_DIF_TC-1	☒	ABS_DIF_TC-1	Simulation	TEM_DIFs	☒

Objective	Goal	Lower Limit	≤	Constraint	≤	Upper Limit
ABS_DIF_SP01	Minimize	-5.0		DIF_SP01		5.0
ABS_DIF_SP02	Minimize	-5.0		DIF_SP02		5.0
ABS_DIF_SP03	Minimize	-5.0		DIF_SP03		5.0
ABS_DIF_SP04	Minimize	-5.0		DIF_SP04		5.0
ABS_DIF_SP05	Minimize	-5.0		DIF_SP05		5.0
ABS_DIF_TC-1	Minimize	-5.0		DIF_TC-1		5.0
ABS_DIF_TC-2	Minimize	-5.0		DIF_TC-2		5.0
ABS_DIF_TC-3	Minimize	-5.0		DIF_TC-3		5.0
ABS_DIF_TC-4	Minimize	-5.0		DIF_TC-4		5.0
ABS_DIF_TC-5	Minimize	-5.0		DIF_TC-5		5.0

Şekil 4.20 : SHERPA ile optimizasyon algoritmasının kurulumu

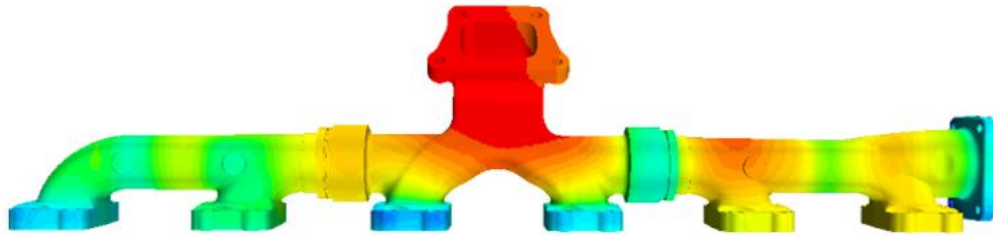
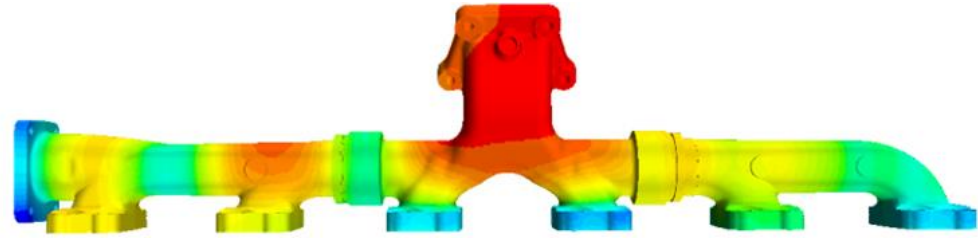
Egzoz manifolduna ait dış yüzey ısı taşınım katsayısı dağılımı Şekil 4.21’deki gibi elde edilmiştir. Egzoz manifoldunun orta bölgesinde ısı taşınım katsayısının (h) sıfıra yakın olduğu görülmüştür. Fiziksel anlamı ise o bölgeden havaya taşınım ile ısı geçişinin çok az gerçekleştiği sonucu çıkarılır. Gerçek çalışma şartlarında motorun araç üzerindeki konumu incelendiğinde bu bölge etrafında bir çok başka parçanın bulunduğu ve ısı kalkanının kullanıldığı düşünülerek, hava akımının o bölgede çok az olacağı sonucuna varılır. O halde bu bölge ile dış ortam arasında zorlanmış taşınım ısı geçişinin neredeyse sıfır olduğu sonucu mantıklı bir çıkarımdır. Öte yandan SP-05, TC-1 ve TC-2 bölgelerinde ısı taşınım katsayısının arttığı görülmüştür . Yani taşınım ile dış ortama ısı geçişinin artacağı anlamına gelmektedir. Optimizasyon öncesi bu noktalar ile deney sonuçları arasında farkın fazla olması bu bölgelerde ısı taşınım katsayısının diğer yerlere göre daha fazla değişim göstermesine sebep olmuştur.



Dış Ortam Isı Taşınım Katsayısı (W/m^2K)

Şekil 4.21 : O.S. dış ortam ısı taşınım katsayısı ($h_{Dış\ Ortam}$) dağılımı

Elde edilen yeni dış ortam ısı taşınım katsayısı dağılımı ve Eş-Benzetim analizinin sonucunda elde edilen h_{Gaz_ORT} ve T_{Gaz_ORT} sınır şartları ile zamandan bağımsız ısı geçişi analizi tekrar edildi. Şekil 4.22’de optimizasyon sonrası manifold üzerinde yeni sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Dış ortam ısı taşınım katsayısının değişimi ile sonuçların nasıl değiştiği açıkça görülmektedir.



O.S. Egzoz Manifold Üzerinde Sıcaklık Dağılımı ($^{\circ}C$)



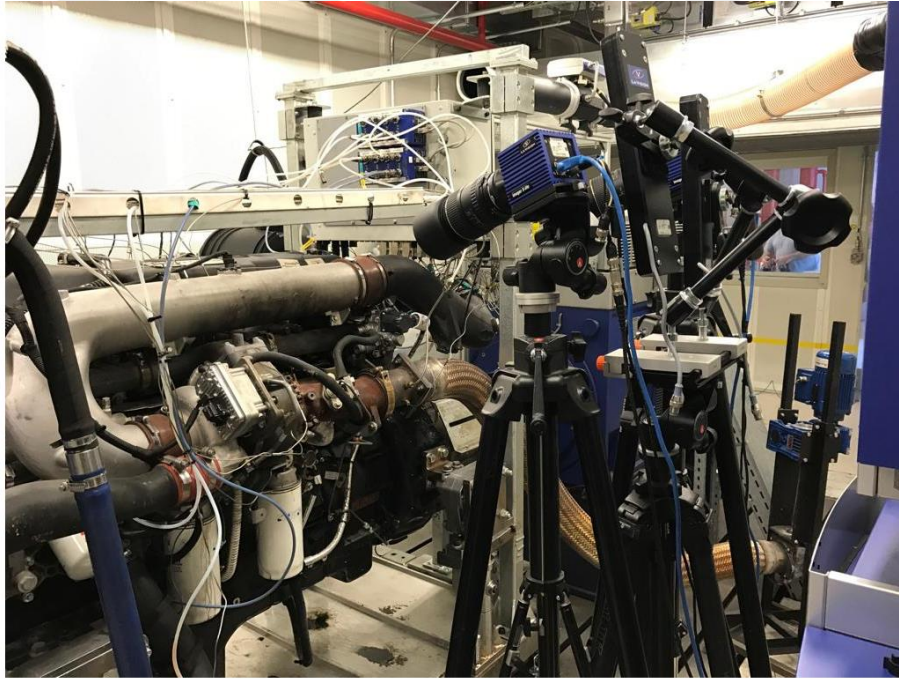
Şekil 4.22 : O.S Egzoz manifold metal sıcaklık dağılımı ($^{\circ}C$)



5. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

5.1 Motor Performans Deneyi

Dinamometre, içten yanmalı motorun performansını ölçmek için kullanılan ayarda verilen isimdir. Bilgisayarlı bir donanıma sahip olan dinamometre motorun gücünü, torkunu, verimini, ortalama etkin basıncını vb. gibi motor performansı hakkında bilgi veren parametreleri ölçmek için kullanılır. Şekil 5.1’de dinamometre deneyinin gerçekleştiğı dinamometre motor odası gösterilmiştir.



Şekil 5.1 : Motor dinamometre odası

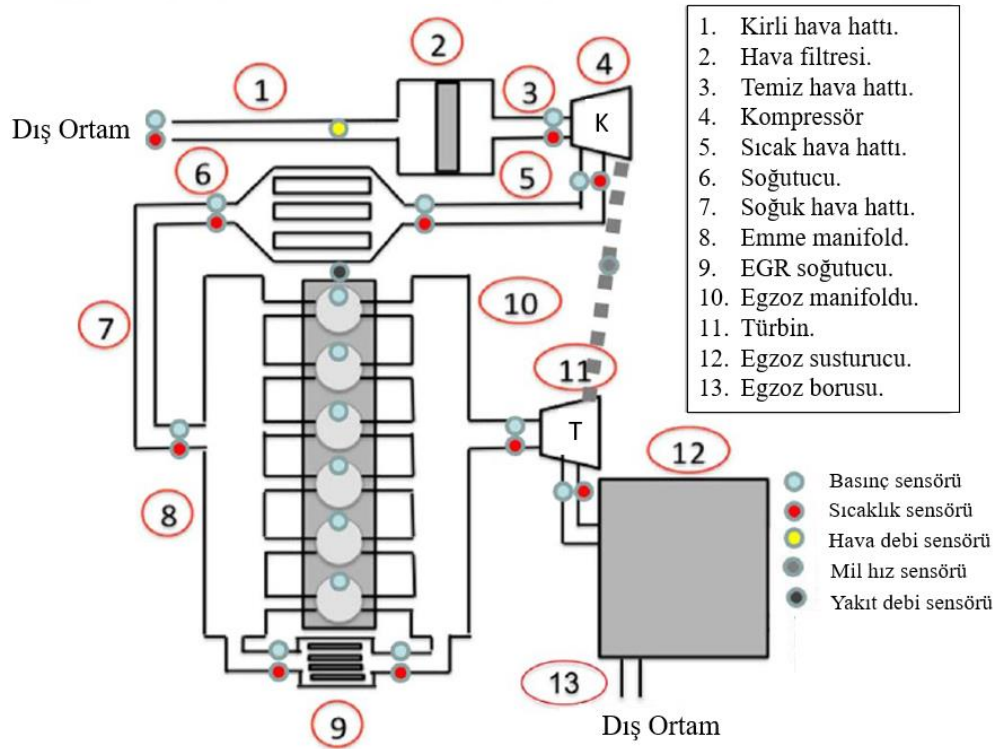
İlk etapta motorun belirlenen yerlerine basınç, sıcaklık, debi ve turboşarj milinin hızını ölçmek için hız sensörleri yerleştirildi. Sensör noktalarını gösteren motor şeması Şekil 5.2’de belirtilmiştir.

Motor deneyi oda koşulları altında yapıldı (Ortam sıcaklığı 25°C +/- 2°C ve 1 bar). Yakıt olarak TS 3082 EN 590 standardına uygun dizel kullanıldı. Soğutma suyu olarak %50’si su, %50’si monoetilen glikol ve organik asit teknolojisi (OAT) korozyon inhibitörlerinden oluşan soğutucu karışım kullanıldı. Motor yağı olarak ağır vasıta dizel motora uygun standart motor yağı kullanıldı.

Karterdeki motor yağının ve motor soğutma sıvısının 90°C ulaşınca kadar motor çalıştırıldı. Daha sonra motor 900 devir sayısından, 2000 devir sayısına kadar her 100 d/dk aralıklarla tam yük altında çalıştırıldı. Motorun her devrinde kararlı rejime oturması için 100 saniye beklendi. Daha sonra motorun belirlenen yerlerinden kararlı hal basınç ve sıcaklık ölçümleri 100 saniye boyunca alındı ve tüm kanallar için ortalama değerler kaydedildi.

Ölçümler daha sonra motor performans analizinin dinamometre deneyi ile uyum sağlanması için kullanıldı.

Dinamometrede ölçülen tüm basınç verileri efektif değerdedir. Herhangi bir hesaplama veya karşılaştırma yapmadan önce ölçüm basınçlarına atmosfer basıncı (1 bar) ekleyerek mutlak basınca dönüştürüldü.

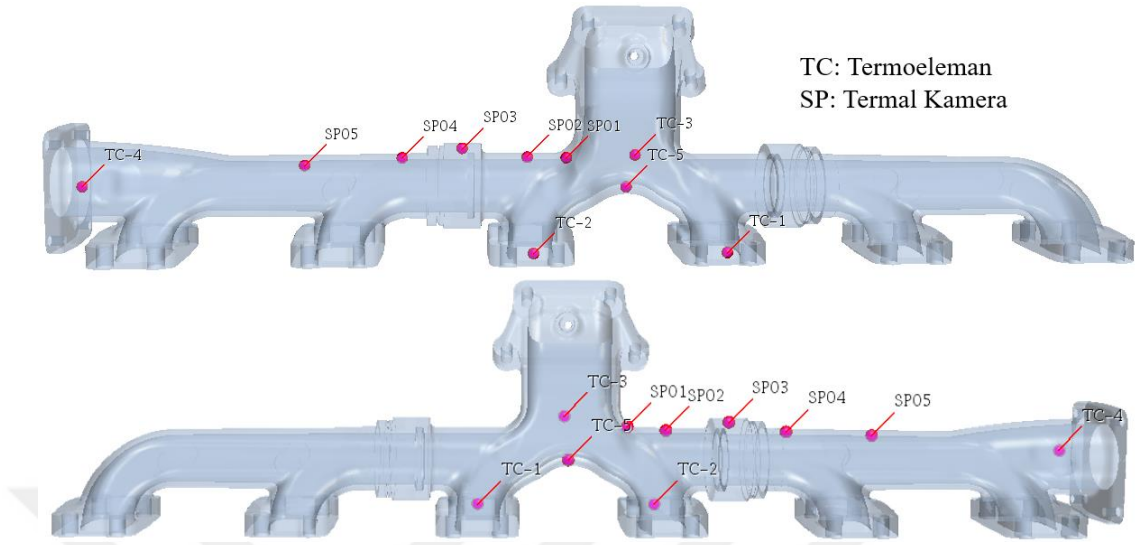


Şekil 5.2 : Sensör noktalarını gösteren motor şeması

5.2 Egzoz Manifold Isıl Deneyi

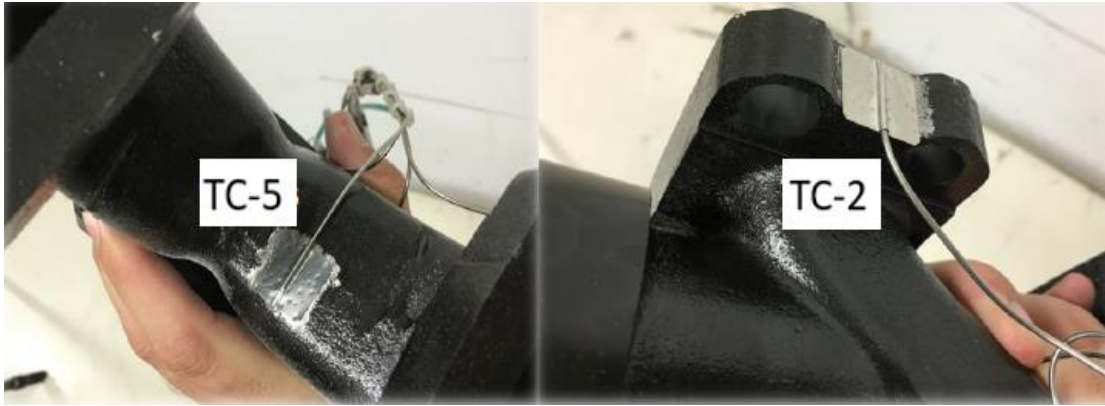
BDM hesaplarının doğruluğunu onaylamak için Şekil 5.3’de gösterilen toplam 10 adet kontrol noktası egzoz manifoldunun yüzeyinde belirlendi. Dinamometre odasında motor tam yük altında maksimum tork bölgesinde 1200 d/dk çalıştırılıyorken 20 saniye içinde maksimum gücü veren 1800 d/dk çıkarıldı. 10 dakika boyunca bu devirde tam yük altında çalıştırılan motorun 10 kontrol noktasının 5 noktasına ait sıcaklık ölçümleri yüksek sıcaklığa dayanıklı K tipi termoelemanlar (TC) kullanılarak yapıldı.

Diğer 5 noktanın sıcaklığı ise farklı açılarda konumlandırılmış iki adet termal kamera ile izlendi.



Şekil 5.3 : Kontrol noktalarının egzoz manifold üzerindeki yeri

Dört tanesi orta manifolda, bir tanesi ise EGR çıkışı olmak üzere K tipi termoelemanlar manifold yüzeyine monte edildi. Yapıştırma işlemi Şekil 5.4’de gösterildiği gibi punta kanyaklarıyla yapıldı. Egzoz manifoldu sıcaklık dağılımı kararlı rejime ulaşıncaya kadar ısınma evresi bilgisayar yardımıyla izlendi.



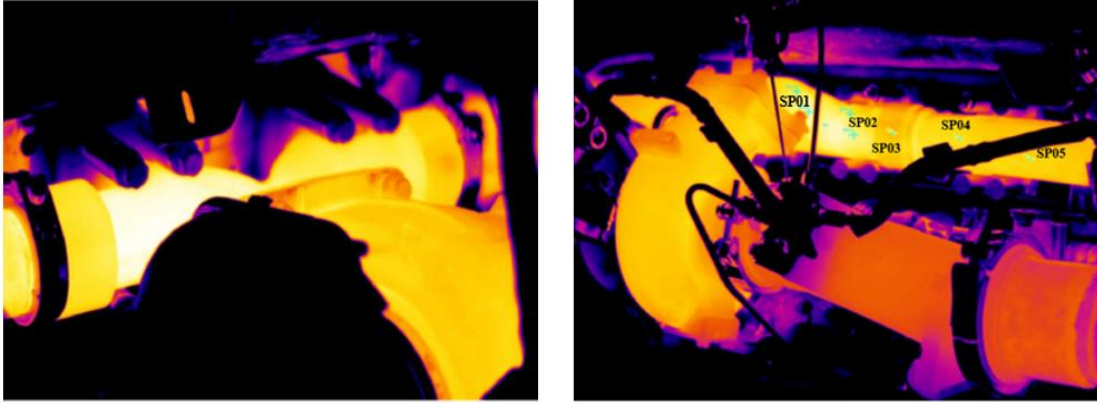
Şekil 5.4 : Termoelemanların egzoz manifolduna yapıştırılması

İki farklı açıda konumlandırılmış termal kameralar ile ölçüm noktaları odaklanmıştır. Termal kameranın doğru ölçüm yapabilmesi için termoelemanlar ile ölçüm yapılan noktalar referans alındı. Egzoz manifoldunun doğru yayma oranı değeri için manifoldun yüzey sıcaklığı ilk olarak termoelemanlar ile ölçüldü. Daha sonra Termoelemanlarda okunan sıcaklık değerleri ile aynı olacak şekilde termal kameranın

özellikleri ayarlandı. Termoelemanda okunan sıcaklık değerleri ile uyum sağlayan yayma oranı, egzoz manifoldu yüzeyinin yayma oranı olarak kabul edildi.

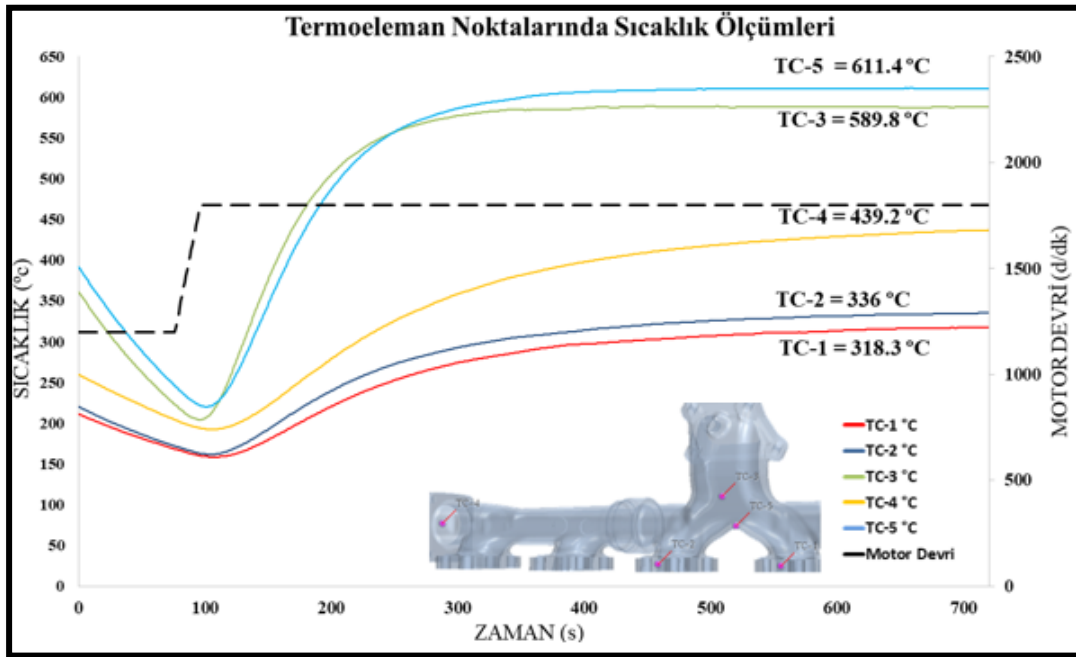
Sıcaklıkların yüksek değere ulaştığı turboşarj ve EGR çıkış bölgeleri egzoz manifoldu için kritik bölgelerdir. Bu nedenle ölçüm noktaları turboşarj ve EGR çıkış bölgelerine yakın seçilmiştir. Şekil 5.5’de ısınma evresinin sonunda kararlı rejime oturmuş sıcaklık dağılımına ait termal kamera görüntüsü gösterilmiştir.

Ek A.1’de termal kamera çalışma prensibi ile ilgili genel bilgiler verilmiştir

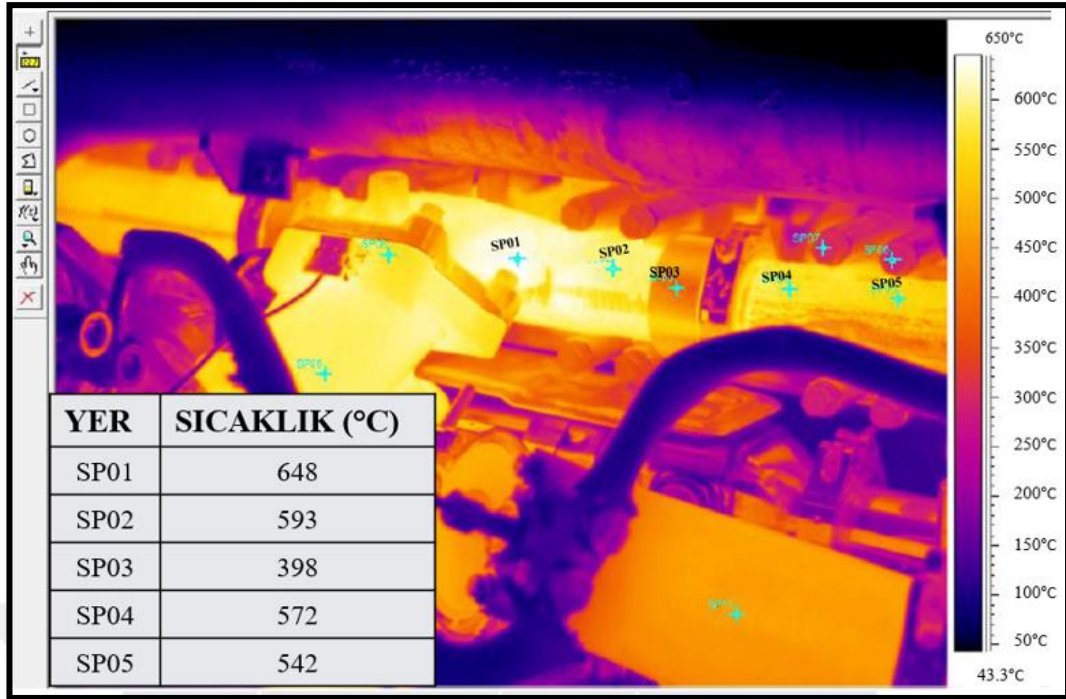


Şekil 5.5 : Kararlı hal noktasında termal kamera görüntüsü

Maksimum güçte çalışan motorun 10 dakika sonunda egzoz manifold metal sıcaklığının kararlı hale ulaştığı Şekil 5.6’da termoeleman ölçümlerinden görüldü. Termal kameraya ait sıcaklık ölçümlerinin sonuçları Şekil 5.7’de gösterilmiştir.



Şekil 5.6 : Kontrol noktalarında termoelemanlar ile ölçülen sıcaklık sonuçları



Şekil 5.7 : Kontrol noktalarında termal kamera ile ölçülen sıcaklık sonuçları

Ölçümler sonunda 10 kontrol noktası için en sıcak nokta SP01 olarak termal kamera ile ölçüldü. Öte yandan TC-5 noktası, termoelemanlar ile ölçülen en sıcak nokta olarak belirlendi. En sıcak noktanın turbin bölgesinde olması BDM ile yapılan analizlerle tutarlılık göstermektedir. O bölgede ısı taşınım katsayılarının yüksek olduğu analiz sonucunda görülmüştü. Sıcak egzoz gazından, egzoz manifolda ısı geçişi bu bölgede fazladır.

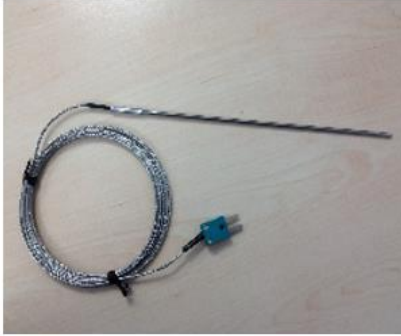
5.3 Deneysel Ölçümlerin Hassasiyeti

Deney süresince debi ölçümleri, her bir giriş ve çıkış için sıcaklık ve basınç ölçümleri tam yük altındaki farklı motor devirleri için ölçülmüştür. Deneysel çalışmalar sırasında herhangi bir niceliğin ölçümünde kullanılan cihazların hassasiyetine ve güvenilirliğine bağlı olarak deney belirsizlik içerir. Deney düzeneğinde kullanılan ve ölçümleri etkileyen elemanların üretici firma tarafından belirlenen hata oranları hakkında genel bilgiler mevcuttur.

5.3.1 Termoeleman ile sıcaklık ölçümü

Yakıt hattı, hava giriş hattı, egzoz hattı, yağlama sistemi, soğutma sistemi vb. gibi deney düzeneğinde motorun farklı noktalarındaki sıcaklıkların ölçümü hassas K tipi termoelemanlar ile gerçekleştirilmiştir. K tipi Nikel-Krom / Nikel-Alümel tellerin

birleşimi ile oluşan en yaygın termoeleman tipidir. Ucuz, doğru, güvenilir ve geniş bir sıcaklık aralığına sahiptir. Nikel bazlı oldukları için iyi korozyon ve aşınma direncine sahiptirler. Şekil 5.8’de K tipi termoelemanına ait teknik bilgiler gösterilmiştir.



Teknik Bilgileri

- Tedarikçi: Universal Thermosensor
- Kullanılan termoeleman türleri:
 - K Tipi Standart Termoeleman
 - K Tipi Hortum Termoeleman
 - K Tipi Mineral İzoleli Termoeleman
 - K Tipi Kaynaklı Termoeleman
- Sınıf: 1
- Ölçüm aralığı: -200°C 1250°C
- Ölçüm hatası: +/- 2.2°C veya +/- % 0.75
- Çap: 0.5, 1.0, 1.5, 3.0 mm

Şekil 5.8 : Deneyde kullanılan termoeleman sıcaklık sensörü

5.3.2 Basınç ölçümü

Silindir içi basınç ölçümlerinde AVL’nin geliştirdiği çok hassas termodinamik ölçümlere izin veren GH14D sensör tipi kullanılmaktadır. Temelde Piezoelektrik basınç sensörü, bir bağlantı kablosu ve şarj amplifikatörü olmak üzere üç bileşenden oluşur oluşur. Piezoelektrik elemanlar, ısı genleşmenin olumsuz etkisini ve sensörün motora takılmasından dolayı meydana gelebilecek diğer mekanik gerilmelerin etkisini en aza indirir. Bu tür sensörler çok sayıda yüksek basınçlara maruz kaldıkları için kısa süre (1 ay) kullanıldıktan sonra bakımları yapılmalıdır

Deney düzeneğindeki her bir giriş ve çıkıştaki basınç değişimlerini ölçmek için Kistler firmasının geliştirdiği standart 0 – 10 bar ölçüm aralığına sahip basınç ölçer kullanılmıştır. Şekil 5.9’da basınç sensörleri gösterilmiştir



Teknik Bilgileri

- Tedarikçi: AVL
- Kullanılan sensör türü: GH14D
- Ölçüm aralığı: 0 – 250 bar
- Aşırı yük: 300 bar
- Doğrusallık: % 0.3
- Çalışma sıcaklığı: - 40°C – 400°C



Teknik Bilgileri

- Tedarikçi: Kistler
- Kullanılan sensör türü: 4080BT
- Ölçüm aralığı: 0 – 5bar / 0 – 10bar
- Aşırı yük: 20 bar
- Ölçüm hatası: +/- % 2.0
- Çalışma sıcaklığı: - 30°C – 150°C

Şekil 5.9 : Deneyde kullanılan basınç sensörleri

5.3.3 Debi ölçümü

Hava debisinin ölçümü ABB sensyflow debimetre, yakıt debisinin ölçümü AVL Fuel Mass Flow Meter ve motor soğutma suyunun debi ölçümü için Krohne'nin geliştirdiği elektromanyetik debi ölçer kullanılmıştır. Şekil 5.10'da hava debi ölçümü ölçümü için kullanılan cihaz gösterilmiştir.



Teknik Bilgileri

- Tedarikçi: ABB sensyflow
- Tekrarlanabilirlik: $\pm 0.25\%$
- Sıcaklık etkisi: $< 0.03\% / K$
- Basınç etkisi: $< 0.2\% / 100\text{ kPa}$
- Hata: 1.0%
- Çalışma sıcaklığı: $-25^{\circ}\text{C} - 80^{\circ}\text{C}$



Teknik Bilgileri

- Tedarikçi: Krohne OPTIFLUX 4000
- Tür: Elektromanyetik
- Tekrarlanabilirlik: $\pm 0.1\%$
- Hata: 0.5%
- Çalışma sıcaklığı: $-40^{\circ}\text{C} - 180^{\circ}\text{C}$

Şekil 5.10 : Deneyde kullanılan debi ölçüm sensörleri

5.3.4 Bağıl nem ölçümü

Motora giren havanın nem ve sıcaklık ölçümü için Vaisala şirketinin ürettiği HMT-330 seri



Teknik Bilgileri

- Tedarikçi: Vaisala
- Tür: HMT-330 Seri
- Ölçüm aralığı: $0-100\%$ Bağıl nem
 $0^{\circ}\text{C} - 180^{\circ}\text{C}$
- Hata: $\pm 1\%$ Bağıl nem ($0-90\%$)
 $\pm 1.7\%$ Bağıl nem ($90-100\%$)
 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$

Şekil 5.11 : Deneyde kullanılan bağıl nem sensörü

5.3.5 Turboşaft devir ölçümü

Micro-Epsilon firmasının endüstriyel uygulamalar için tasarladığı temassız turboşarjın devir sayacı kullanılmıştır



Teknik Bilgileri

- Tedarikçi: Micro Epsilon
- Kullanılan sensör türü: TurboSPEED DZ140
- Ölçüm aralığı: 500 – 400,000 d/dk
- Doğrusallık: +/- % 0.2 FSO
- Kararlılık: % 0.1
- Çalışma sıcaklığı: - 40°C – 235°C

Şekil 5.12 : Deneyde kullanılan turboşaft devir sensörü

5.3.6 Termal kamera

Egzoz manifold yüzeyinden sıcaklık ölçümleri Flir SC645 termal kamera ile yapılmıştır.



Teknik Bilgileri

- Tedarikçi: Flir SC645
- Çözünürlük: 640 x 480
- Yayıma oranı: 0.01 - 1
- Ölçüm aralığı: -20°C - 2000°C
- Hata: $\pm 2^\circ\text{C}$ yada % ± 2
- Görüntü frekansı: 25 Hz
- Otomatik veya manuel odaklama

Şekil 5.13 : Deneyde kullanılan termal kamera

Deneyisel ölçümlerde ekipman hataları, veri dönüştürücüleri ve veri toplama cihazlarından kaynaklanan hatalar esas olmakla beraber rastgele oluşan ilave hatalarda dikkate alınmıştır. Güven seviyesini arttırmak için her ölçülen değer bir emniyet faktörü ile çarpılarak rastgele hatalar da toplam hataya eklenmiştir.

Sayısal çalışmalarda kullanılacak olan hata toleransları, deney sırasında oluşabilecek tüm hatalar düşünülerek Çizelge 5.1'deki gibi belirlendi.

Çizelge 5.1 : Deney sırasında ölçülen değerlerdeki toplam belirsizlik

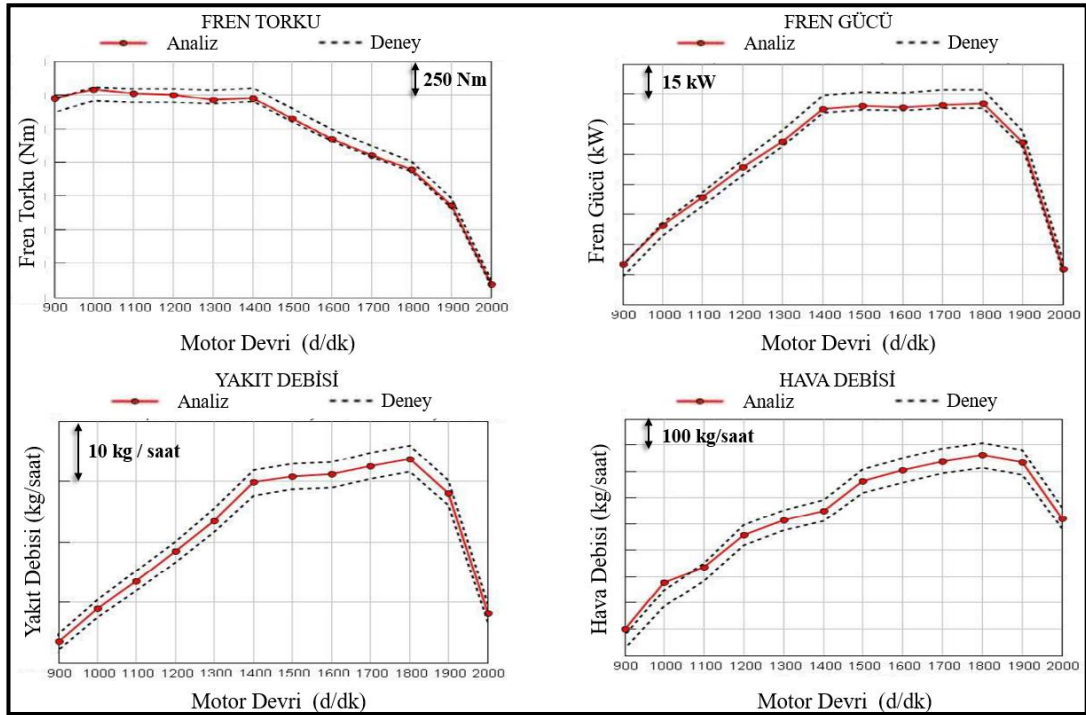
Parametreler	Belirsizlik
Turboşarj Şaft Hızı	% ± 2
Termal Kamera Sıcaklık Ölçümü	% ± 3
K Tipi Termoeleman ile Sıcaklık Ölçümü	$\pm 5^\circ\text{C}$
Basınç Ölçümleri	% ± 2
Debi Ölçümleri	% ± 3
Silindir İçi Basınç Ölçümü	± 5 bar
Fren Torku	% ± 2
Fren Gücü	% ± 2

6. SONUÇLAR

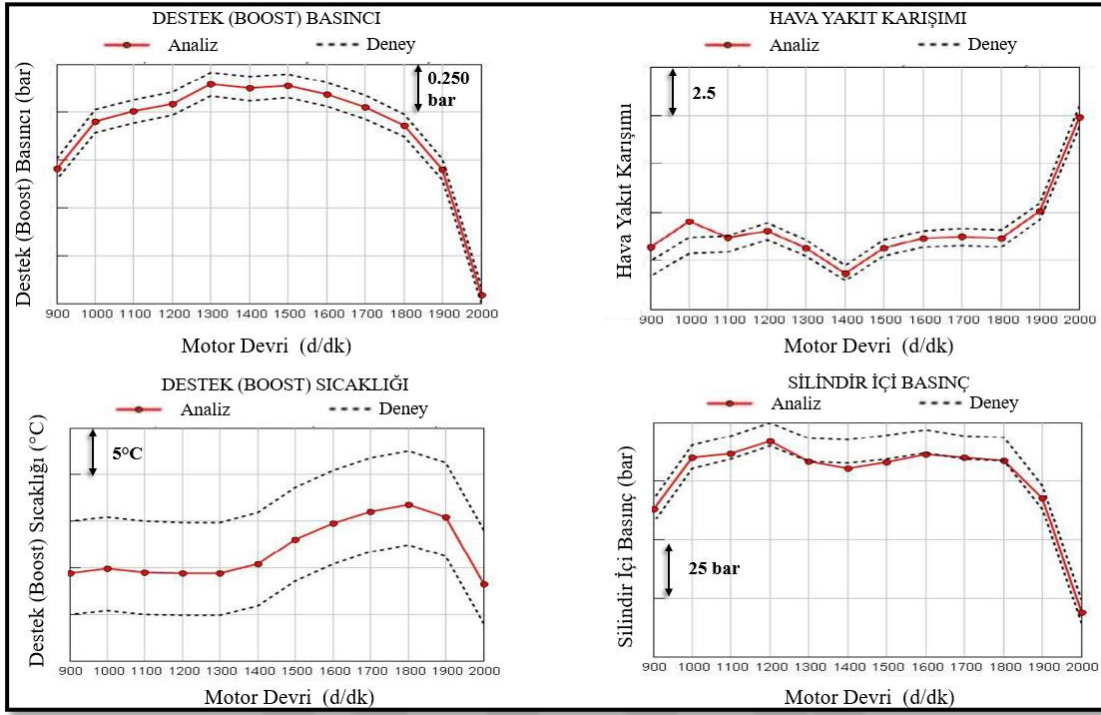
Bu çalışma kapsamında 480 BG 12.7 litre ağır ticari dizel motorunun dinanometre odasında maksimum güçte 10 dakika boyunca çalışması sonucunda sıcaklık dağılımının sayısal ve deneysel değerlendirmesi yapılmıştır.

BDM yaklaşımı ile ilk önce 1B motor performans analizleri ve dinamometre deneyi arasında uyum sağlandı. Bu amaçla GT-Power yazılımı ile 1B motor performans analiz parametreleri, kararlı rejime ulaşmış motor dinamometre deney ölçümlerine göre ayarlandı. Ölçümlerden elde edilen nominal değerler deney sırasında oluşabilecek sistematik ve rastlantısal hatalar düşünülerek 1B motor performans analiz sonuçları ile karşılaştırıldı.

Şekil 6.1'deki grafikte kırmızı renk 1B motor performans analiz sonuçlarını, noktalı siyah çizgiler ise deney verilerini ifade etmektedir. Deney verileri Çizelge 5.1'de belirtilen toplam hata oranları dikkate alınarak çizilmiştir. Sonuçların kabul edilen hata bantları içinde olduğu görüldü.



Şekil 6.1 : 1B Motor performans analiz sonuçları 1



Şekil 6.2 : 1B Motor performans analiz sonuçları 2

Şekil 6.1’den anlaşılacağı gibi fren gücü ve fren torkunda GT Power sonuçları deney verileri ile %2 farkla beklenen uyumu sağlamıştır. Analizler sonucunda motorun çalışma devirlerinde silindir içi patlama basınç değerleri dinamometre ölçümleri ile örtüştüğü Şekil 6.2’de görüldü. Bunun yanında, Şekil 6.1’de motorun kullandığı hava ve yakıt debisi analiz hesaplamaları ile deney verileri arasında %3 sapma görülmektedir. Akış debilerine benzer şekilde, modelin hava-yakıt karışım oranı tahmini de hata toleranslarının içinde hesaplandı.

Dinamometre deneyi ve 1B motor performans analizlerinde yeterli uyum sağlandıktan sonra 3B HAD analizlerini gerçekleştirmek için sınır şartları elde edilmiş oldu.

Gerekli sınır şartları alındıktan sonra egzoz manifoldunu ve içindeki akışı sayısal olarak incelemek için 3B HAD modelleri Star-CCM+ yazılımında kuruldu. Egzoz manifold içinde akışın darbeli (pulsating) olması problemi yüksek derecede zamana bağlı kılmıştır. Egzoz gazının karakteristiği küçük zaman adımlarında büyük ölçüde değişmesine egzoz manifold aynı hızda cevap vermez. Bu sebeple akış analizi zamana bağlı, egzoz manifold ısı geçiş analizi ise zamandan bağımsız (kararlı) olarak çözüldü. İki farklı fiziksel davranışı ayrı ayrı incelemeyi mümkün kılan Eş-Benzetim yaklaşımı kullanıldı. Egzoz manifold ısı geçiş analizlerinde dış hava akışının modellenmemesi

nedeniyle, dış havanın ısı taşınım katsayısı ve sıcaklığı analiz boyunca sabit tutuldu. Yapılan bu yaklaşım ile Eş-Benzetim ısı geçişi analizi tamamlandı. Bazı kontrol noktalarında hesaplanan sıcaklıkların deney ölçümlerinden oldukça farklı olduğu bulundu. Maksimum sapmaların termal kamera ile ölçüm yapılan noktalarda %37'ye, termoeleman ile ölçüm yapılan noktalarda ise %33'e ulaştığı görüldü.

İç akışta gerçekleşen ısı geçiş problemlerinin doğruluğunu gösteren literatür çalışmaları vardır. Bununla birlikte dış ortam ısı taşınım katsayısının, ısı akısı dağılımı üzerindeki önemli etkisi göz ardı edilmemelidir. Dinamometre odası veya araç koşullarında motor etrafında farklı hızlarda hava akımının dolaşması, egzoz manifold yüzeyini homojen olmayan ısı taşınım katsayısına maruz bırakır.

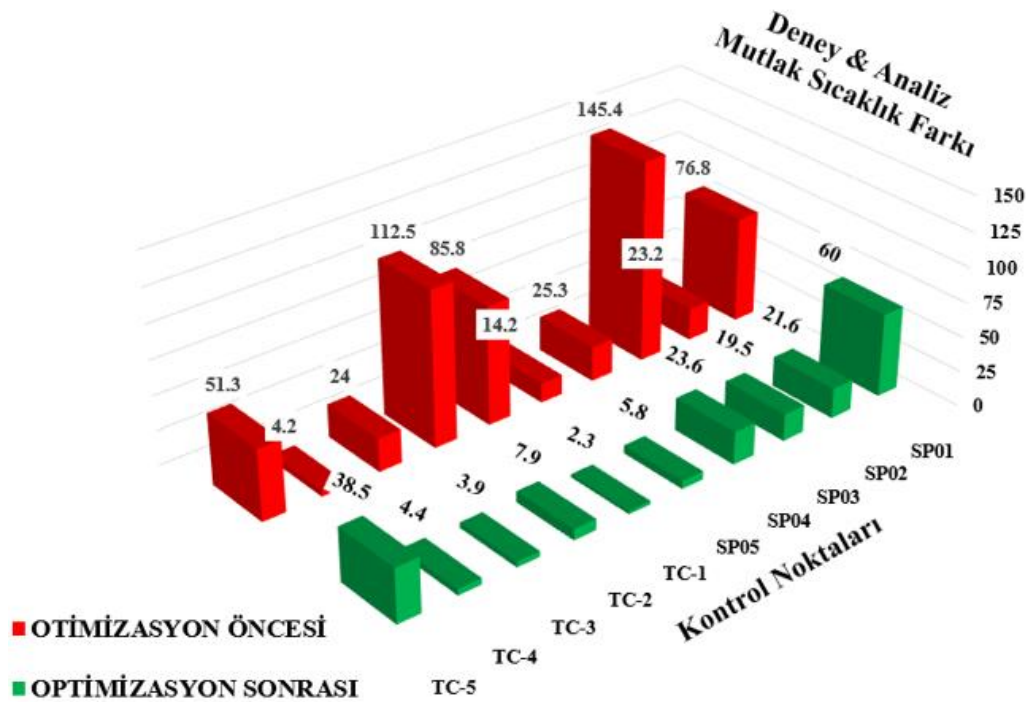
Dış ortam ısı taşınım katsayısı dağılımını aerodinamik analiz yapmadan hesaplamak için optimizasyon çalışması yapıldı. Optimizasyon sonunda elde edilen yeni dış ortam ısı taşınım katsayısının dağılımı ve Eş-Benzetim analizinden gelen ıslak yüzeye ait sınır şartlar ile ısı geçişi analizi tekrar edildi. Optimize edilmiş ısı taşınım katsayısı dağılımı sonucunda hesaplanan manifold sıcaklıkları deney ile karşılaştırıldığında, maksimum sapmaların termal kamera ile yapılan ölçümlerde %9'a termoeleman ile yapılan ölçümlerde ise %6'ya kadar düştüğü gözlemlendi.

Çizelge 6.1 : Analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırması

KONTROL NOKTALARI			OPTİMİZASYON ÖNCESİ (O.Ö)		OPTİMİZASYON SONRASI (O.S)	
			ANALİZ SONUCU (°C)	% FARK	ANALİZ SONUCU (°C)	% FARK
TERMAL KAMERA	SP 01	648	571.2	-11.85	588	-9.26
	SP 02	593	569.8	-3.91	571.4	-3.64
	SP 03	398	543.4	36.53	417.5	4.90
	SP 04	572	546.7	-4.42	548.4	-4.13
	SP 05	542	556.2	2.62	547.8	1.07
TERMEOLEMAN	TC - 1	318.3	232.5	-26.96	320.6	0.72
	TC - 2	336	223.5	-33.48	343.9	2.35
	TC - 3	589	565	-4.07	585.1	-0.66
	TC - 4	439	434.8	-0.96	434.6	-1.00
	TC - 5	611.4	560.1	-8.39	572.9	-6.30

Isınma evresinin sonunda tüm kontrol noktalarında analiz ile hesaplanan sıcaklıkların dinamometre deneyinde yapılan termal kamera ve termoeleman ölçümleri ile karşılaştırmalı sonuçları Çizelge 6.1 de gösterilmiştir. Optimizasyon sonrası 9 kontrol noktasında sıcaklık sonuçlarının deney ölçümlerine yaklaştığı gözlemlendi. TC-4 noktasında ise sonucun çok değişmediği görüldü.

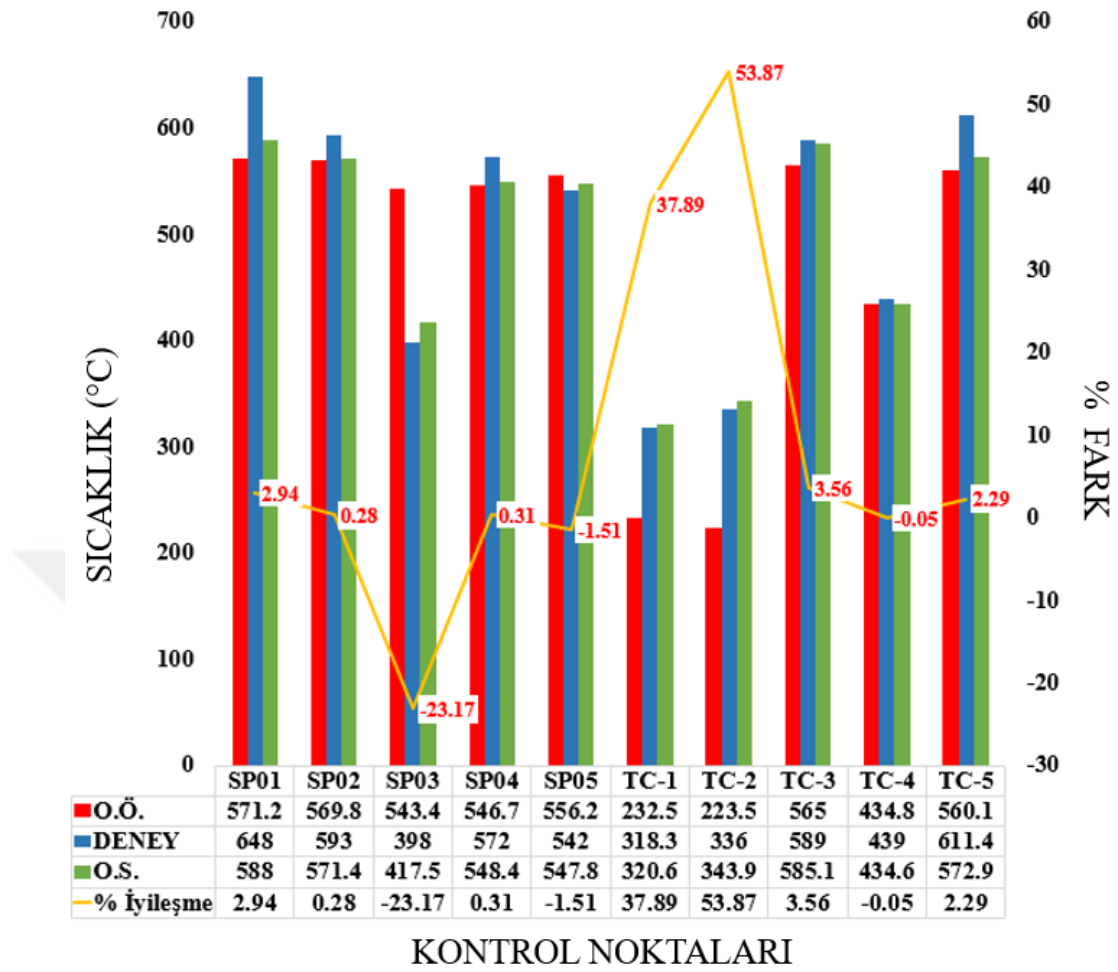
Optimizasyon algoritması kurulurken hedef fonksiyonu olarak kontrol noktalarında hesaplanan sıcaklıkların, deney ölçümlerinden olan mutlak değerce farkını minimize etmesi amaçlandı. Şekik 6.3’de optimizasyonun verilen kısıtlar dahilinde hedefe ne kadar yaklaştığını gösteren sütun grafik gösterilmiştir. TC-4 de ait sıcaklık sonuçlarında herhangi bir değişim gözlenmezken, diğer tüm noktalarda optimizasyon hedefini gerçekleştirdiği görülmektedir. Özellikle SP03, TC-1 ve TC-2 noktalarında oldukça başarılı sonuçlar elde edildi.



Şekil 6.3 : Optimizasyon hedefinin başarısını gösteren sütun grafik

Şekil 6.4’de kontrol noktalarına ait sıcaklık sonuçları sütun grafik olarak gösterilmiştir. Yeşil sütunlar optimizasyon sonrasını (O.S.), kırmızı sütunlar ise optimizasyon öncesini (O.Ö) ifade etmektedir. Deney sonuçları ise mavi sütun ile gösterilmiştir. O.S.’sı TC-1 (%37.89), TC-2 (%53.87) ve SP03 (%-23.17) noktalarında O.Ö’si ve O.S’sı sıcaklık farkının en fazla olduğu görüldü. Bu noktalarda analiz sonuçları ile deneysel ölçümler arasında sıcaklık farklarının en fazla olduğu sonucu çıkarılır.

OPTİMİZASYONUN SICAKLIK DAĞILIMI ÜSTÜNDEKİ ETKİSİ



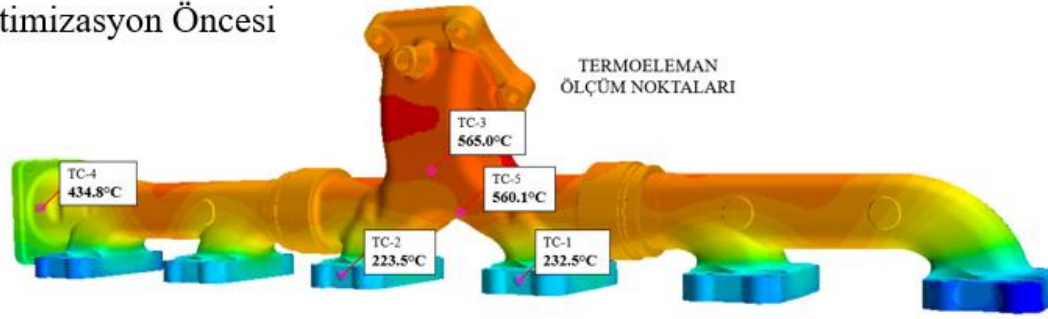
Şekil 6.4 : Optimizasyonun kontrol noktalarındaki sıcaklıklara etkisi

Sonuç olarak egzoz manifoldunda ısı geçiş analizi, içten yanmalı dizel motorlar için çok karmaşık sayısal problemlerden biridir. Hem ısı iletiminin hemde ısı taşınımının birlikte incelendiği literatür çalışmaları vardır. Bu çalışma ile dış ortam ısı taşınım katsayısının metal sıcaklık dağılımına etkisinin son derece önemli olduğu gösterildi.

Azami güçte çalışan ağır ticari araç motoruna ait egzoz manifoldunun ısı davranışı incelendi. Deneysel ve sayısal çalışmalar birbirleri ile karşılaştırıldı. Karşılaştırma sonucunda, optimize edilen dış ortam ısı taşınım katsayıları kullanılarak yapılan HAD analizinin sonuçlarının deneysel ölçümler ile kabul edilebilir sınırın (% 10) içinde bir değişim sergilediği görüldü. Şekil 6.5 ve Şekil 6.6'da analiz ve deney sonuçları bir arada gösterilmiştir.

Doğru tahmin edilen sıcaklık dağılımı egzoz manifoldunun ömür hesaplarının güvenli bir şekilde yapılmasına olanak sağlamıştır. Böylece erken tasarım aşamalarında yapısal zayıflıklarının önüne geçilir ve en az maliyet ile optimum ürün elde edilir.

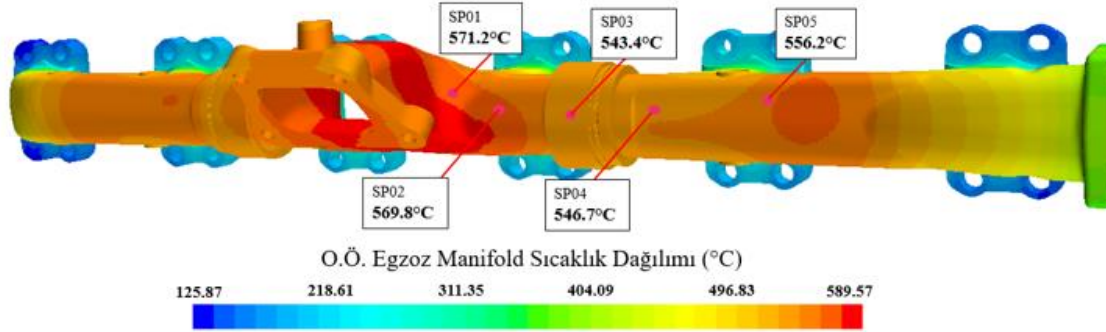
Optimizasyon Öncesi



O.Ö. Egzoz Manifold Sıcaklık Dağılımı (°C)



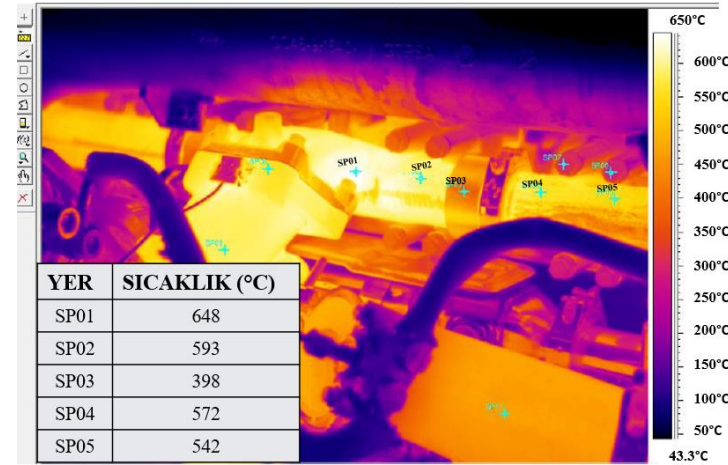
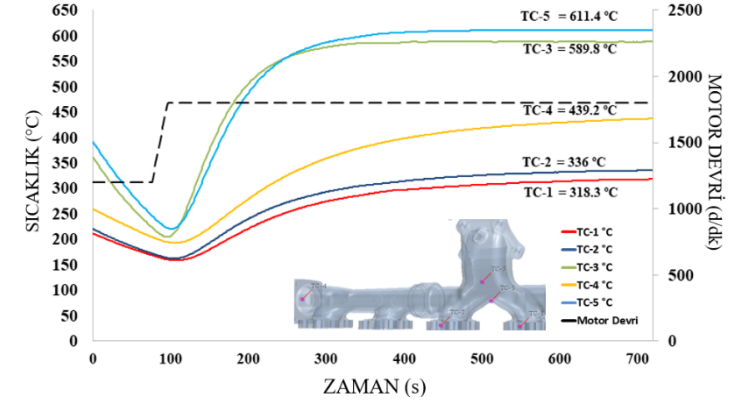
TERMAL KAMERA ÖLÇÜM NOKTALARI



O.Ö. Egzoz Manifold Sıcaklık Dağılımı (°C)

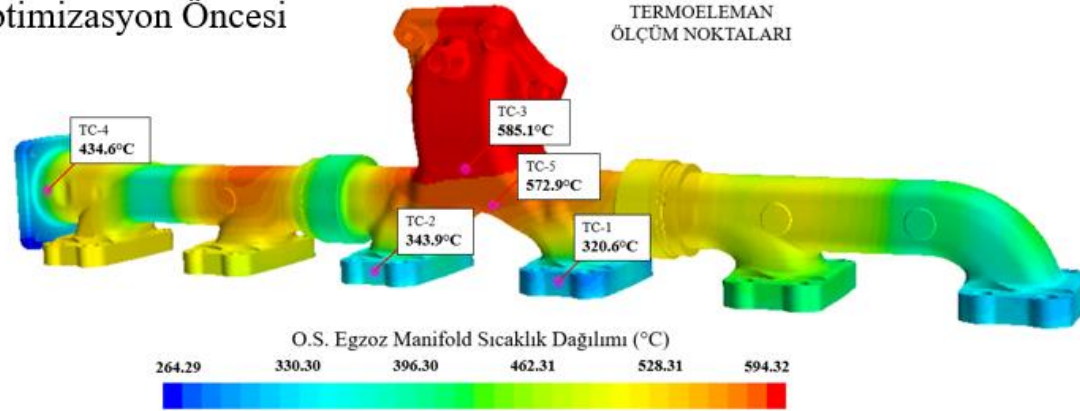


Termoeleman Noktalarında Sıcaklık Ölçümleri

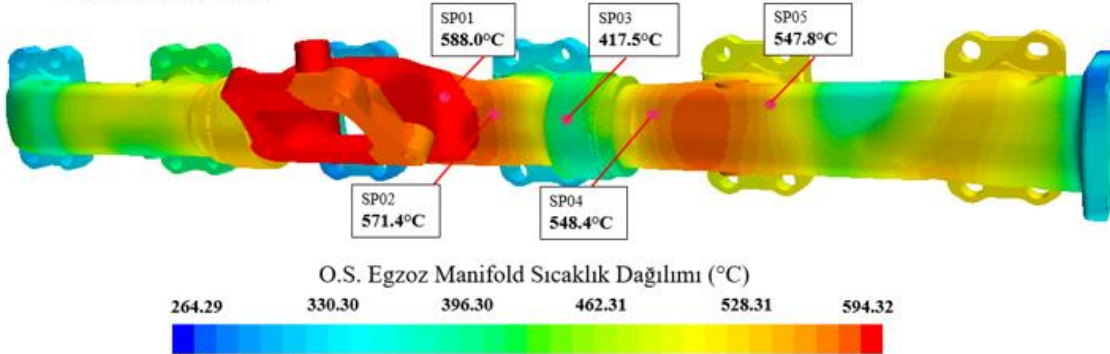


Şekil 6.5 : O.Ö. egzoz manifoldunun sıcaklık dağılımı ve deney sonuçları

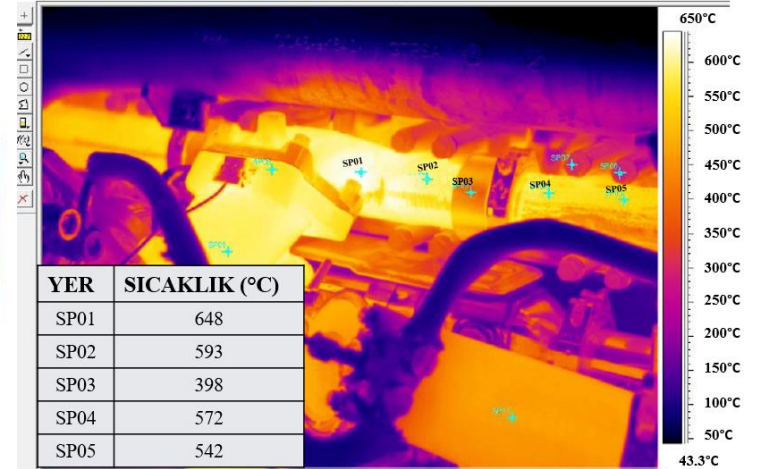
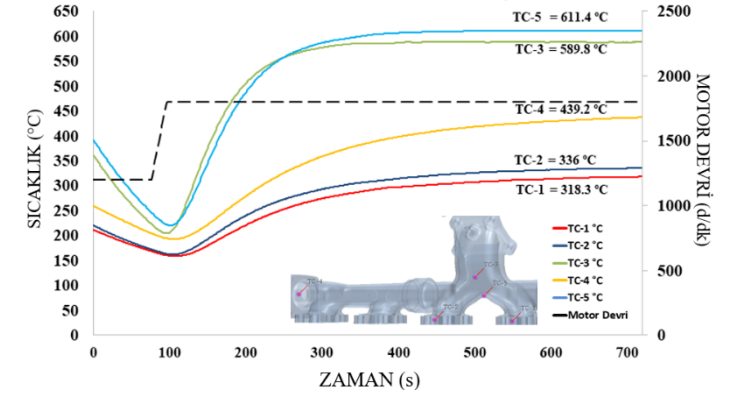
Optimizasyon Öncesi



TERMAL KAMERA ÖLÇÜM NOKTALARI



Termoeleman Noktalarında Sıcaklık Ölçümleri



Şekil 6.6 : O.S. egzoz manifoldunun sıcaklık dağılımı ve deney sonuçları



KAYNAKLAR

- [1] **Url-1** <<https://www3.nd.edu/~powers/ame.20231/diesel.pdf>>, erişim tarihi: 07.11.2016.
- [2] **CENGİZ, C.** (2009). *Modelling of Combustion in Diesel Engines* (Yüksek Lisans Tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [3] **Kaya, A.** (2016.). *Dizel Motorların Çalışma Prensibi*. Erişim: 03 Ekim 2018, erişim adresi: <https://www.tech-worm.com/dizel-motorlarinin-calisma-prensibi/>
- [4] **ÖZ, G. C.** (2013). *Ağır Ticari Motor İçin Turboşarj Seçimi ve Egzoz Manifoldu Tasarımı ve İmalatı* (Yüksek Lisans Tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [5] **Gocmez, T., & Deuster, U.** (2009). An Integral Engineering Solution for Design of Exhaust Manifolds. *SAE Technical Paper Series*. doi:10.4271/2009-01-1229
- [6] **Ničeno, B., & Nobile, E.** (2001). Numerical analysis of fluid flow and heat transfer in periodic wavy channels. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 22(2), 156-167. doi:10.1016/s0142-727x(01)00074-1
- [7] **Hiroyasu, T., Miki, M., & Watanabe, S.** (n.d.). The new model of parallel genetic algorithm in multi-objective optimization problems - divided range multi-objective genetic algorithm. *Proceedings of the 2000 Congress on Evolutionary Computation. CEC00* (Cat. No.00TH8512). doi:10.1109/cec.2000.870314
- [8] **Kanazaki, M., Obayashi, S., & Nakahashi, K.** (2004). Exhaust manifold design with tapered pipes using divided range MOGA. *Engineering Optimization*, 36(2), 149-163. doi:10.1080/03052150310001639281
- [9] **Chen, A., & Sparrow, E. M.** (2009). Turbulence modeling for flow in a distribution manifold. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(5-6), 1573-1581. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.08.006
- [10] **Xu, J. M., Zhou, S., & Chen, S. X.** (2015). An Analysis of the Vibration Characteristics of Automotive Exhaust Systems and Optimization of Suspension Points. *The Open Mechanical Engineering Journal*, 8(1), 574-580. doi:10.2174/1874155x01408010574
- [11] **Hsieh, J.** "Exploring the Power of Optimization," SIMULIA Community News, 4, 2016

- [12] **Seifert, T., Hazime, R., & Dropps, S.** (2014). TMF Life Prediction of High Temperature Components Made of Cast Iron HiSiMo: Part II: Multiaxial Implementation and Component Assessment. *SAE International Journal of Materials and Manufacturing*, 7(2), 421-431. doi:10.4271/2014-01-0905
- [13] **Xin, Q.** (2011). *Diesel Engine System Design*. Boca Raton, FL: CRC Pr I Llc.
- [14] **Yamagata, H.** (2005). *The science and technology of materials in automotive engines*. Cambridge: Woodhead Publishing and Maney Publishing on behalf of The Institute of Materials, Minerals & Mining
- [15] **Url-2** <[http:// https://www.honeywell.com](http://https://www.honeywell.com)>, erişim tarihi: 18.10.2018
- [16] **Cardoso, A. D., & Andreatta, E. C.** (2016). Thermomechanical Analysis of Diesel Engine Exhaust Manifold. *SAE Technical Paper Series*. doi:10.4271/2016-36-0258
- [17] **Gocmez, T., & Deuster, U.** (2009). An Integral Engineering Solution for Design of Exhaust Manifolds. *SAE Technical Paper Series*. doi:10.4271/2009-01-1229.
- [18] **Safgönül, B., Ergeneman, M., Arslan, H. E., & Soruşbay, C.** (2013). *İçten yanmalı motorlar*. İstanbul: Birsen Yayınevi
- [19] **Url-3** <<http://web.hitit.edu.tr/dosyalar/materyaller/hicriyavuz@hititedutr100220179U6G8Q9S.pdf>>, erişim tarihi: 03.10.2018
- [20] **Url-4** <<https://www.muhandisbeyinler.net/ara-sogutmali-turbosarj-motoru>>, erişim tarihi: 05.10.2018
- [21] **Deniz gemi dizel yakıt sistemi.** (2013). Erişim: 22 Ekim, 2018, erişim adresi: http://megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/moduller_pdf/Gemi%20Dizel%20Yak%C4%B1t%20Sistemi.pdf.
- [22] **Soğukoğlu, M. M.** (2007). *Akışkanlar mekaniği*. İstanbul: Birsen Yayınevi.
- [23] **Blazek, J.** (2015). *Computational fluid dynamics: Principles and applications*. Amsterdam: Butterworth-Heinemann.
- [24] **Url-5** <http://www.itcmp.pwr.wroc.pl/~znmp/dydaktyka/fundam_FM/Lecture_no3_Turbulent_flow_Modelling.pdf>, erişim tarihi 15.10.2018
- [25] **Url-6** <<http://www.sfu.ca/~mbahrami/ENSC%20283/Notes/Viscous%20Flow%20in%20Ducts.pdf>>, erişim tarihi 20.10.2018
- [26] **Url-7** <http://cfm.mace.manchester.ac.uk/twiki/pub/Main/TimCraftNotes_All_Access/fuids3-2s.pdf>, erişim tarihi: 10.11.2018
- [27] **Versteeg, H. K., & Malalasekera, W.** (2010). *An introduction to computational fluid dynamics: The finite volume method*. Harlow: Pearson/Prentice Hall
- [28] **Siemens**, STAR-CCM+ 13.04.010 kullanıcı kılavuzu
- [29] **Launder, B., & Sharma, B.** (1974). Application of the energy-dissipation model of turbulence to the calculation of flow near a spinning disc. *Letters in Heat and Mass Transfer*, 1(2), 131-137. doi:10.1016/0094-4548(74)90150-7

- [30] **Bergman, T. L., Lavine, A. S., Incropera, F. P., & DeWitt, D. P.** (2011). *Fundamentals of heat and mass transfer*. Hoboken, NJ: Wiley.
- [31] **Url-8** <<http://www.beu.edu.tr/Medya%5CYazarMedya%5C875%5CBoyutsuz%20Sayilar%20ve%20Fiziksel%20Anlamlar%C4%B1.pdf>>, erişim tarihi: 11.11.2018
- [32] **Gamma Technologies**, GT Suite Engine Performance kullanıcı kılavuzu, Westmont: Gamma Technologies, Inc., 2014
- [33] **González, N. F., Kindelán, J. C., & Martíñez, J. M.** (2016). Methodology for instantaneous average exhaust gas mass flow rate measurement. *Flow Measurement and Instrumentation*, 49, 52-62. doi:10.1016/j.flowmeasinst.2016.04.007
- [34] **Gamma Technologies**, GT Suite Star-CCM+ Coupling Manual and Tutorials, Westmont: Gamma Technologies, Inc., 2016
- [35] **Url-9** <<https://www.sfu.ca/~mbahrami/ENSC%20388/Notes/Forced%20Convection.pdf>>, erişim tarihi: 08.11.2018
- [36] **Url-10** <http://www.flirmedia.com/MMC/THG/Brochures/T820325/T820325_EN.pdf>, erişim tarihi: 08.11.2018



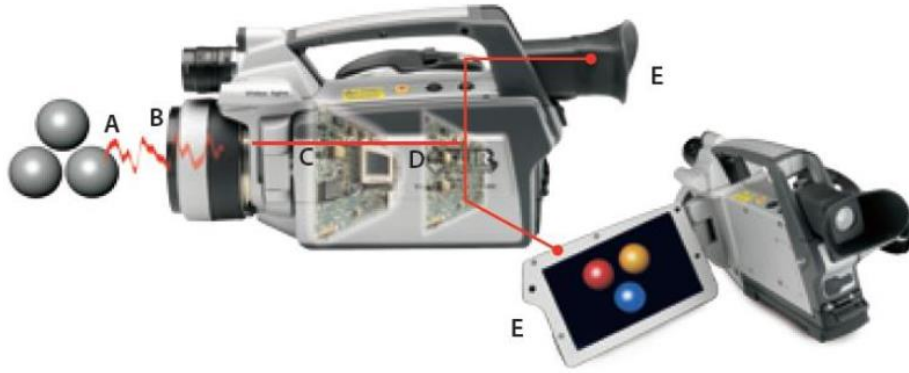
EKLER

EK A: Termal kamera ölçümü



EK A: Termal Kamera Ölçümü

Termal kamera, makinelerin veya elektrikli ekipmanların yüzeylerinin sıcaklık dağılımını hızlı ve doğru bir şekilde ölçebilen güvenilir bir cihazdır. İnsan gözü sadece elektromanyetik spektrumdaki görünür ışıkları görür. Gözümüzün göremediği diğer tüm dalga boylarını, kızılötesi ışık gibi, görmek için ek donanımlar gerekir. Mutlak 0 Kelvin yani -273°C üzerinde sıcaklığa sahip olan tüm maddeler ısı enerjisi yayarlar. Bu enerji maddelerin sıcaklığına bağlı olarak değişkenlik gösterir. Isıl enerji gözümüzün göremediği kızılötesi (Infrared) aralıkta yayılır. Termal kamera bu kızılötesi dalga boylarını insan gözünün görebileceği görünür bir formata çevirir. Bir cismin yaydığı kızılötesi dalga boyu, sıcaklıkla doğru orantılıdır. Daha sıcak olan nesne daha fazla kızılötesi ışık yayar. Termal kamera ise yayılan bu kızılötesi ışığın yoğunluğunu kaydeder ve onu görünür bir görüntüye dönüştürür.



Şekil A.1 : Termal kamera görüntü oluşumu

Termal kamerda görüntü oluşumunun nasıl gerçekleştiği şekil 5.23 üzerinden anlatılmıştır. Sıcak bir cisimden yayılan kızılötesi enerjisi (A) kızılötesi detektör (C) üzerindeki termal kamera optikleri (B) tarafından odaklanır. Detektör almış olduğu bilgiyi işlemek için sensor elektroniğine (D) gönderir. Elektronik, detektörden gelen verileri standart bir video monitöründe veya LCD ekranda görüntüleyebilen bir görüntüye (E) çevirir. Kızılötesi termografi ile sıcaklık değerlerinin görüntüden okunması sağlanır. Dolayısıyla, görüntüdeki her piksel aslında bir sıcaklık ölçümüdür. Bunu yapmak için termal kameralara karmaşık algoritmalar eklenmiştir [37].

Termal ve görsel görüntüler termal kameraya ait LCD ekranda görüntülenir ve harici bir hafıza kartına kaydedilebilir. Görüntüleri bir PC'ye aktarmak için harici bellek kartını USB kart okuyucusuyla birlikte bilgisayara bağlayarak gerçekleştirilir.

Bilgisayar yazılımı ile görüntü analizi ve bu kaydedilmiş görüntülerden rapor oluşturma işlemi gerçekleştirilir.

Doğru Sıcaklık Ölçümü

Dünya üzerindeki tüm nesneler kızılötesi ışıyım yayar. Yayılan ışıyımın miktarı iki temel faktöre dayanmaktadır. Bunlar nesnenin yüzey sıcaklığı ve nesne yüzeyinin yayma oranıdır. Yayma oranı, bir cisimden yayılan gücün, aynı sıcaklıkta ve aynı dalga boyunda bir kara cisim tarafından yayılan güce oranı olarak ifade edilir. Termal kamera, kızılötesi ışıyımı bir nesneden algılar ve bu bilgiyi, nesnenin sıcaklığını tahmin etmek için kullanır. Sıcaklıkları doğru olarak ölçmek için termal kamera ile ölçüm yapılacak nesne arasındaki mesafenin doğru ayarlanması gerekir.

Sıcaklığı doğru olarak ölçmek için, çevrede bulunan farklı nesnelerin ışıyım etkilerini telafi etmek gerekir. Bu termal kamera tarafından otomatik olarak yapılır. Bununla birlikte, aşağıdaki parametreler doğru bir ölçüm için termal kameraya uygun bir şekilde girilmelidir.

1. Cismin yayma oranı
2. Yansıyan arka plan sıcaklığının ayarlanması
3. Ölçüm yapılacak nesne ve termal kamera arasındaki mesafe
4. Bağıl nem
5. Çevre sıcaklığı

Cisimlerin yayma oranı

Boyalı metal, ahşap, su, deri ve kumaş vb. gibi farklı nesneler enerji yayma konusunda oldukça iyidirler. Bu sebeple bu nesneler üzerinden çok hassas ölçümler yapmak kolaydır. Işıyım yaymada verimli olan yüzeylerin yayma oranlarının % 95 (0.95) ve üzeri olduğu tahmin edilmektedir. Bu tahmin çoğu zaman geçerli olmakla birlikte, parlak yüzeyler veya boyasız metallerde geçerli değildir. Bu nesneler ışıyım yaymakta iyi değildir ve düşük yayma oranına sahiptirler ve termal kamera ölçümünün doğru bir şekilde yapılması için düzeltme gereklidir. Bunun için termal kamera uygun yayma oranına ayarlanır, böylece daha doğru yüzey sıcaklığı ölçümü gerçekleşir. Sabit bir yayma oranı kullanılıyorsa, sonuçları bir katsayı ile çarpılır daha doğru sıcaklık ölçümü gerçekleşir. Bu katsayı ilgili bilgiler termal kameraya ait kullanıcı kılavuzlarında bulunmaktadır. Her ne kadar yayma oranı ayarlanabilse de, 0.60 ve bu

değerden daha küçük yüzeylerin sıcaklık ölçümleri doğru yapılamaz. Doğru sıcaklık ölçümleri için mümkün olduğunca bir yüzeyin yayma oranını iyileştirmek gerekir.

Yansıyan arka plan sıcaklığını ayarlama

Ölçüm yapılacak yüzeylerin arka planında bulunan çok sıcak veya çok soğuk nesneler, özellikle yüzey yayma gücü düşük olduğunda, hedef veya hedef nesnenin sıcaklık ölçüm doğruluğunu etkileyebilir. Yansıtılan arka plan sıcaklık ayarının ayarlanması, sıcaklık ölçüm doğruluğunu artırabilir.

Mesafe

Mesafe, nesne ile kameranın ön lensi arasındaki mesafedir. Bu parametre aşağıdaki iki gerçeği telafi etmek için kullanılır:

Hedeften gelen ışınlam, nesne ve kamera arasındaki atmosfer tarafından emilir.

Atmosferin kendisinden gelen radyasyon kamera tarafından tespit edilir,

Bağıl nem

Atmosfer havasında yayılan ışınlamın iletimi, atmosferin bağıl nemine de bağlıdır. Hassas sıcaklık ölçümü için bağıl nemi doğru değere ayarlamak gerekir. Kısa mesafe ölçümleri için bağıl nem normalde varsayılan% 50 değerinde bırakılabilir.

Çevre sıcaklığı ve diğer

Kamera ile hedef arasındaki çevre atmosferinin sıcaklığının doğru olarak ayarlanması gereklidir.

Ölçü hataları

Bahsedilen tüm etkenlerin dışında ölçmeden kaynaklanan ölçüm hatalarında sıcaklık ölçümünü etkiler. Ölçüm hatalarında sistematik veya rastgele hatalardan kaynaklanır. Sistematik hatalar genellikle ölçü aletinin yapısından kaynaklanır ve kullanılan ekipmanlara göre farklılık gösterir. Rastgele hatalar ise deneyi yapan kişinin yaptığı kişisel hatalardan kaynaklanır.

ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad : BURAK YALÇINDAĞ
Doğum Tarihi ve Yeri : 11.11.1991 / ESKİŞEHİR
E-posta : burakyalcindag91@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2015, İstanbul Teknik Üniversitesi , Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2010-2015 yılları arasında İstanbul Teknik Üniversitesi'nden Makina Mühendisliğinden mezun oldu.
- FORD OTOSAN ARGE MERKEZİ / Dayanım Mühendisi (02.2016-) Çeşitli ticari yazılımlar kullanarak (Abaqus, Nastran, FemFat, Fe-Safe, NCode, Tosca vb.) motor ve aktarma organlarının dayanımını bilgisayar ortamında incelemek:
 - Düşük çevrimli ısı- mekanik yorulma analizleri
 - Titreşim kaynaklı yüksek çevrimli yorulma analizleri
 - Zorlanmış veya serbest titreşim analizleri
 - Kararlı hal veya zamana bağlı ısı geçişi analizleri
 - Doğrusal / doğrusal olmayan statik analizler
 - Sızdırmazlık elemanlarının (conta) analizleri
 - Kütle azaltma optimizasyon analizleri
 - Analiz / Deney veri doğrulama
 - Yeni BDM metodolojiler geliştirmek
 - Zamana bağlı dinamik analizler
 - Yarı-statik (quasi-static) analizler
 - Malzeme kartları geliştirme