

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TRAKTÖR MOTORUNDA TURBOŞARJ VE
ARASOĞUTMA UYGULAMASININ TEORİK
OLARAK İNCELENMESİ**

DOKTORA TEZİ

Mak.Yük. Müh. Yaşar ŞEN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ

Tez Danışmanı : Prof. Dr. İsmail ÇALLI

Şubat 2009

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TRAKTÖR MOTORUNDA TURBOŞARJ VE
ARASOĞUTMA UYGULAMASININ TEORİK
OLARAK İNCELENMESİ


DOKTORA TEZİ

Mak.Yük.Müh. Yaşar ŞEN

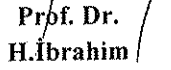
Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ

Bu tez 25/02/2009 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.


Prof. Dr.
İsmail ÇALLI


Jüri Başkanı


Prof. Dr.
H.İbrahim
SARAÇ

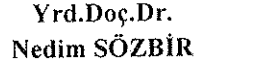
Üye


Prof. Dr.
İsmail
EKMEKÇİ

Üye


Prof. Dr.
Ertan
YANIKOĞLU

Üye


Yrd.Doç.Dr.
Nedim SÖZBİR

Üye

ÖNSÖZ

Günümüzdeki motorlarda, bilindiği üzere çalışma performans ve verimi arttırmak için kullanılan yöntemlerden biri de turboşarj sistemidir. Turboşarj, egzoz gazı ile çalışan bir süperşarj olarak da tanımlanabilir. Turboşarjlı motorlarda yakıt tasarrufu ve çevreye verilen emisyon gazlarında iyileşmenin olduğu gözlemlenmiştir. Günümüzdeki turboşarjlı dizel motorlar diğer motorlara göre %50 daha az NO_x ve CO₂ emisyonu üretir.

Bu çalışmamda, yardımlarını esirgemeyen tez danışmanım sayın Prof. Dr. İsmail ÇALLI hocama, Başak Traktör İş ve Tarım Makinaları San.ve Tic. A.Ş. (AR-GE)'sine, yardımlarını esirgemeyen, çalışmamda yol gösterici olan sayın Prof. Dr. Rafiq MEHDİYEV (İTÜ-Makine Müh. Otomotiv Ana Bilim Dalı) hocama , ayrıca tez çalışması boyunca beni hiç yalnız bırakmayan, manevi desteğini esirgemeyen sevgili eşim Elif ŞEN' e sevgi ve şükranlarımı sunarım.

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	ii
İÇİNDEKİLER	iii
SİMGELER.....	vi
ŞEKİLLER LİSTESİ	x
TABLolar LİSTESİ.....	xiii
ÖZET.....	xv
SUMMARY.....	xvi
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ.....	1
BÖLÜM 2.	
MOTORLAR HAKKINDA GENEL BİLGİ.....	3
2.1. Motorların Tanımı.....	3
2.2. Motorların Özelliklerine Göre Gruplandırılması.....	4
2.2.1. İçten yanmalı motorlar.....	4
2.2.1.1. Benzinli motorlar	5
2.2.2.2. Dizel motorlar.....	5
BÖLÜM 3.	
TURBOŞARJ.....	9
3.1. Turboşarjın Tanımı.....	9
3.2. Turboşarj ve Tarihçesi.....	10
3.3. Süperşarj.....	14
3.4. Turboşarjların Türbin Dizaynı.....	14
3.5. Turbo Kompresör Ünitesi.....	17
3.6. Turbo Kompresörün Motora Uygunluğu.....	18
3.7. Turboşarj Yerleştirilmesi.....	20
3.8. Turboşarj Gecikmesini Azaltmak.....	21

3.9. Turboşarj Eşleştirme.....	22
3.10. Turboşarjın Çalışması.....	22
3.11. Turboşarjlı Dizel Motorları.....	23
3.12. Tarım Traktör Motorunun Turboşarjı.....	25
3.12.1. Traktörleri turboşarjlama.....	26
3.13. Turboşarjlı Motorlar Kullanılırken Dikkat Edilmesi Gereken Hususlar.....	27
3.14. Turboşarjlarda Motor Arızasına Neden Olan Tipik Problemler.....	28
3.15. Neden Turboşarj.....	29

BÖLÜM 4.

TEORİK HESAPLAMALARIN PARAMETRELERİ.....	31
4.1. Yakıt.....	31
4.2. Enerji Gazı.....	32
4.2.1. Yakıt hava karışım miktarı.....	32
4.2.2. Yanma ürünleri bileşim miktarı.....	33
4.2.3. Atmosfer ve atık gaz parametreleri.....	34
4.3. Gerçek Çevrimlerin Termodinamiği.....	35
4.3.1. Emme süreci.....	35
4.3.2. Sıkıştırma sonu süreci.....	36
4.3.3. Yanma süreci.....	38
4.3.4. Genişleme işlemi.....	40
4.3.5. Egzoz süreci.....	41
4.4. İndike Parametreleri.....	42
4.5. Efektif Parametreler.....	43
4.6. Isı Bilançosu.....	45

BÖLÜM 5.

ARA SOĞUTUCU.....	69
5.1. Ara Soğutma ve Ara Soğutucu.....	69
5.2. Aşırı Doldurmanın Tarihçesi	73
5.3. Aşırı Doldurma Sistemleri	74
5.4. Aşırı Doldurma Esasları	75

5.5. Aşırı Doldurmalı Motorlarda Ara Soğutma	75
5.6. Ara Soğutucu Çeşitleri	77
5.6.1. Su soğutmalı ara soğutucu	77
5.6.2. Hava soğutmalı ara soğutucu	77
5.7. Ara Soğutucunun Yapısı	78
BÖLÜM 6.	
ARASOĞUTUCUNUN BOYUTLANDIRILMASI VE PARAMETRİK HESAPLAMALARI.....	81
6.1. Kabuller ve Arasoğutucu Tipi Seçimi.....	81
6.1.1. Yüzey karakteristikleri.....	82
6.1.2. Isı geçişi ve serbest akışkanları	83
6.1.3. Akışkan özellikleri.....	84
6.1.4. Reynolds sayılarının bulunması.....	87
6.1.5. Stanton, prandtl sayıları ve kirlilik faktörlerinin bulunması	88
6.1.6. Isı transfer katsayılarının bulunması.....	89
6.1.7. Kanat etkenliği.....	89
6.1.8. Yüzey etkenlikleri.....	90
6.1.9. Toplam ısı taşınım katsayısı.....	91
6.1.10. Ntu ve ısı değiştirici etkenlikleri.....	91
6.1.11. Basınç düşüşü.....	92
BÖLÜM 7.	
SONUÇ VE ÖNERİLER.....	97
KAYNAKLAR.....	100
EKLER	113
ÖZGEÇMİŞ.....	117

SİMGELER VE KISALTMALAR

A_a	: Kanatçık alanı/toplam alan
A_c	: Akışkanın aktığı alan
A_{fr}	: Isı değiştiricinin yüzey alanı
a	: Plaka kalınlığı
α	: Isı geçiş ve serbest akış alanı
b	: Plakalar arası boşluk
b_i	: İndike özgül yakıt tüketimi
b_e	: Efektif özgül yakıt tüketimi
β	: Isı plakaları arası hacim
C	: Isıl kapasite
C_p	: Özgül basınç
D	: Silindir çapı
f	: Kirlilik faktörü
G	: Isı değiştirici kütlele hızı
G_y	: Saatteki yakıt tüketimi
g_e	: Efektif özgül yakıt tüketimi
H_u	: Alt ısıl değer
H_{w1m}	: Çalışan karışımın yanma ısısı
h	: Taşınım katsayısı, saat
i	: Silindir sayısı
K_c	: Isı değiştirici girişinde akışkan için kısılma kayıp katsayısı (boyutsuz)
K_e	: Isı değiştiricide akış için genişleme kayıp katsayısı (boyutsuz)
k	: Isı iletim katsayısı
k_1	: Sıkıştırma adyabat üssü
L	: Gerçek hacim miktarı
L_o	: Hacimsel teorik hava miktarı
l	: Gerçek hava miktarı
l_o	: Kütlesek teorik hava miktarı

M_{CO_2}, M_{H_2}	: Yanma ürünlerinin miktarları
M_e	: Döndürme momenti
m	: Çalışan karışımın değişim katsayısı, metre
m_0	: Yanma süreci
N_e	: Efektif güç
Nu	: Nusselt sayısı
n_k	: Doldurucu sıkıştırma politrop üssü
P_h	: Ara soğutucu hava tarafı basıncı
P_g	: Ara soğutucu gaz tarafı basıncı
P_a	: Emme sürecindeki basınç
P_b	: Genleşme süreci sonundaki gaz basıncı
P_c	: Sıkıştırma sonucu basıncı
P_e	: Ortalama efektif basınç
P_k	: Çevre parametreleri (kompresör) basıncı
P_j	: Motorlarda indike basıncın teorik değeri
P_m	: Ortalama mekanik basınç
P_o	: Normal atmosfer basıncı
P_r	: Atık gaz parametrelerindeki basınç
P_z	: Yanma sonucu basıncı
p_i	: Aşırı doldurma basınç oranı
Pr	: Prandtl sayısı
Q_c	: Soğutucuya transfer edilen ısı miktarı
Q_d	: Işınım, taşınım vb. ile atılan diğer ısı kayıpları
Q_e	: Efektif işe dönüşen ısı miktarı
Q_r	: Egzoz ile dışarıya atılan ısı miktarı
Q_o	: Toplam ısı miktarı
Re	: Reynolds sayısı
R_g	: Gaz sabitesi
rh	: Hidrolik çap
S	: Strok

St	: Stanton sayısı
$Thç$: Ara soğutucu hava tarafı çıkış sıcaklığı
Thg	: Ara soğutucu hava tarafı giriş sıcaklığı
$Tgç$: Ara soğutucu gaz tarafı çıkış sıcaklığı
Tgg	: Ara soğutucu gaz tarafı giriş sıcaklığı
T_a	: Emme sürecindeki iş gazı sıcaklığı
T_b	: Genleşme süreci sonundaki gaz sıcaklığı
T_c	: Sıkıştırma sonucu sıcaklığı
T_k	: Kompresördeki çıkış hava basıncına bağlı sıcaklık
T_o	: Normal atmosfer sıcaklığı
T_r	: Atık gaz parametrelerindeki sıcaklık
T_z	: Yanma odasındaki ortalama sıcaklık
U	: Toplam ısı geçiş katsayısı
V	: Isı değiştirici hacmi
V_h	: Silindir hacmi
v	: Özgül hacim
W	: Hava debisi
w_p	: Piston hızı
X_{cw}	: Özgül ısı için düzeltme faktörü
$X_{c wd}$: Nem oranı düzeltme faktörü
γ_r	: Atık gazlar katsayısı
δ	: Genleşme oranı, kanat kalınlığı
ΔP	: Basınç düşüşü
ΔT	: Sıcaklık farkı
ϵ	: Sıkıştırma oranı, Isı değiştirici etkenliği
η_e	: Efektif verim
η_f	: Kanat etkenliği verimi
η_i	: Motorlarda indike verim
η_m	: Mekanik verim
η_o	: Yüzey etkenliği

- μ : Çalışan karışımın moleküler değişim katsayısı
- μ_0 : Taze karışımın moleküler değişim katsayısı
- ρ_k : Taze dolgu yoğunluğu
- ρ_0 : Sabit basınçtaki hacim artış oranı
- ζ_z : Isıdan yararlanma katsayısı
- (mc_v) : Yakıt hava karışımının sabit hacimde ortalama mol özgül ısısı
- (mc_p) : Yakıt hava karışımının sabit basınçta ortalama mol özgül ısısı
- σ : Akış alanının ön temas yüzey alanına oranı
- λ : Hava fazlalık katsayısı

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 3.1.	Turboşarjın Çalışma Sisteminin Kesit Görünüşü.....	10
Şekil 3.2.	Turbo Kompresör Kesit Görünüşü.....	18
Şekil 3.3.	Turboşarjın Kesit Görünüşü.....	23
Şekil 4.1.	Dizel Motorlarda Emme Süreci.....	37
Şekil 4.2.	Sıkıştırma Süreci.....	38
Şekil 4.3.	Genişleme Süreci.....	42
Şekil 4.4.	Arasöğütücü Çıkış Sıcaklığına Bağlı Olarak kg/h Yakıt Miktarı Değişimi.....	55
Şekil 4.5.	Arasöğütücü Çıkış Sıcaklığına Bağlı Olarak Motor Gücü Değişimi.....	55
Şekil 4.6.	Arasöğütücü Çıkış Sıcaklığına Bağlı Olarak Mekanik Verim Değişimi.....	56
Şekil 4.7.	Arasöğütücü Çıkış Sıcaklığına Bağlı Olarak Efektif Verim Değişimi.....	56
Şekil 4.8.	Arasöğütücü Çıkış Sıcaklığına Bağlı Olarak Emme Süreci Sonu İş Gazı Sıcaklığı Değişimi.....	57
Şekil 4.9.	Arasöğütücü Çıkış Sıcaklığına Bağlı Olarak Sıkıştırma Sonu Sıcaklığı Değişimi.....	57
Şekil 4.10.	Arasöğütücü Çıkış Sıcaklığına Bağlı Olarak Efektif İşe Dönüşen Isı Miktarı Değişimi.....	58
Şekil 4.11.	Arasöğütücü Çıkış Sıcaklığına Bağlı Olarak Soğutucuya Transfer Edilen Isı Miktarı Değişimi.....	58
Şekil 4.12.	Arasöğütücü Çıkış Sıcaklığına Bağlı Olarak Egzoz İle Dışarıya Atılan Isı Miktarı Değişimi.....	59
Şekil 4.13.	Arasöğütücü Çıkış Sıcaklığına Bağlı Olarak Taşınım,İşinim Vs. İle Dışarı Atılan Isı Miktarı Değişimi.....	59
Şekil 4.14.	Arasöğütücü Çıkış Sıcaklığına Bağlı Olarak Efektif Güç Miktarı Değişimi.....	60

Şekil 4.15.	Arasöğütücü Çıkış Sıcaklığına Bağlı Olarak Efektif Özgül Yakıt (g/kWh)Yakıt Miktarı Değişimi.....	60
Şekil 4.16.	Isı Sabit Tutularak Devir Değişimine Bağlı Olarak Değişen Bazı Parametreler	61
Şekil 4.17.	Isı ve Devir Değişiminin Azaltılmasına Bağlı Olarak Değişen Bazı Parametrelerin Grafiği	61
Şekil 4.18.	Ara Soğutucu Çıkış Sıcaklığına Bağlı Olarak İndike Verim, Mekanik Verim ve Efektif Verim Değişim Grafiği	62
Şekil 4.19.	Ara Soğutucu Çıkış Sıcaklığına Bağlı Olarak Özgül Yakıt Tüketimi, Efektif Verim Gücü, Efektif Verim Değişim Grafiği...	62
Şekil 4.20.	Ara Soğutucu Çıkış Sıcaklığına Bağlı Olarak Efektif İşe Denk Gelen Isı Miktarı, Soğutma İçin Harcanan Isı Miktarı, Egzozdan Atılan Isı Miktarı ve Taşınım, Işınım vs. ile Atılan Isı Miktarı Grafiği	64
Şekil 4.21.	Ara Soğutucu Çıkış Sıcaklığı Değişimi İle Özgül Yakıt Tüketimi, Motor Gücü, Motor Momenti, Efektif Verim ve Isı Bilançosunun (%) Değişim Grafiği	65
Şekil 4.22.	Sıcaklık Sabit Tutularak Devir Değişimine Bağlı Olarak Değişen Bazı Parametrelerin Grafiği	67
Şekil 4.23.	Sıcaklık ve Devir Değişiminin Azaltılmasına Bağlı Olarak Değişen Bazı Parametrelerin Grafiği	68
Şekil 6.1.	Tasarlanan Ara Soğutucunun Görünümü	94
Şekil 6.2.	Tasarlanan Ara Soğutucuda Gaz Tarafındaki Kanatçık Görünümü	95
Şekil 6.3.	Tasarlanan Ara Soğutucuda Hava Tarafındaki Kanatçık Görünümü	95
Şekil 6.4.	Tasarlanan Ara Soğutucunun Gaz Giriş Tarafı (sıcak taraf) Düz Yüzeyle Kanatçık Kesiti ve Ölçütleri	96
Şekil 6.5.	Tasarlanan Ara Soğutucunun Hava Giriş Tarafı (soğuk taraf) Panjur Yüzeyle Kanatçık Kesiti ve Ölçütleri	96
Şekil Ek1.	$N_{tu} = AU/C_{min}$ Değerine Bağlı Olan Etkenlik Verimi	111
Şekil Ek2.	Dizel Motorlarda k_2 Faktörüne Bağlı Yayılım Diyagramı	112

Şekil Ek3.	Özgül Isı İçin Okunan Yoğunluk ve Özgül Basınç Düzeltme Faktörleri Tablosu	113
Şekil Ek4.	Re Sayısına Bağlı Kayıp Katsayılar Grafiği	114
Şekil Ek5.	Dizel Motorlarda k_1 Faktörüne Bağlı Sıkıştırma Sonucu Özel Isı Oranları	115
Şekil Ek6.	Stanton, Prandtl ve Reynolds Sayılarına Bağlı Panjurlu Kanatçık (3/8-6,06) Performans Aralığı	116
Şekil Ek7.	Stanton, Prandtl ve Reynolds Sayılarına Bağlı Düz Kanatçık (14,77) Performans Aralığı	116

TABLolar LİSTESİ

Tablo 4.1.	Ara Soğutucu Çıkış Sıcaklığı Değişimi İle Emme Sürecinde Elde Edilen Parametreler.....	51
Tablo 4.2.	Ara Soğutucu Çıkış Sıcaklığı Değişimi İle Sıkıştırma Sürecinde Elde Edilen Parametreler	51
Tablo 4.3.	Ara Soğutucu Çıkış Sıcaklığı Değişimi İle Yanma Sürecinde Elde Edilen Parametreler	52
Tablo 4.4.	Ara Soğutucu Çıkış Sıcaklığı Değişimi İle Genleşme Sürecinde Elde Edilen Parametreler.....	52
Tablo 4.5.	Ara Soğutucu Çıkış Sıcaklığı Değişimi İle İndike Basınç ve İndike Verimde Elde Edilen Parametreler	53
Tablo 4.6 .	Ara Soğutucu Çıkış Sıcaklığı Değişimi İle İndike Yakıt Tüketimi ve Mekanik Verimde Elde Edilen Parametreler	53
Tablo 4.7.	Ara Soğutucu Çıkış Sıcaklığı Değişimi İle Efektif Verim, Özgül Yakıt Tüketimi, Motor Gücü ve Motor Momentinde Elde Edilen Parametreler	54
Tablo 4.8.	Ara Soğutucu Çıkış Sıcaklığı Değişimi İle Isı Bilançosunda Meydana Gelen Değişimlerde Elde Edilen Parametreler	54
Tablo 4.9.	Ara Soğutucu Çıkış Sıcaklığı Değişimi İle Isı Bilançosunun % Değişim Değerleri	63
Tablo 4.10	Ara Soğutucu Çıkış Sıcaklığı Değişimi İle Özgül Yakıt Tüketimi, Motor Gücü, Motor Momenti, Efektif Verim ve Isı Bilançosunun (%) Değişim Değerleri	63
Tablo 4.11	Sıcaklık Değişimi Sabit Motor Devir Sayısının Azaltılmasına Bağlı Olarak Değişen Bazı Parametreler	66
Tablo 4.12	Sıcaklık ve Devir Değişiminin Azaltılmasına Bağlı Olarak Değişen Bazı Parametreler.....	67
Tablo 6.1.	Seçilen Yüzey Karakteristik Değerleri.....	82
Tablo 6.2.	Akışkanın (Hava-Gaz) Ortalama Sıcaklıkları İçin Özellikleri.....	85

Tablo Ek1	Geometrik Yüzeylede Plakalar Arasında Bırakılan boşluk (Düz Kanatçıklar).....	104
Tablo Ek2	Geometrik Yüzeylede Plakalar Arasında Bırakılan Boşluk (Panjurlu Kanatçıklar).....	105
Tablo Ek3	Panjurlu Kanat Yüzeylede Arasındaki Sürtünme ve Isı Transfer Verileri.....	106
Tablo Ek4	Tablo B.3. Devamı	107
Tablo Ek5	Yanma Sonucu Ortalama Molar Isı Kapasitesi Verileri	108
Tablo Ek6	Ortalama Molar Isı Kapasitesinin Sabit Gaz Ayarındaki Sonuç Formülleri.....	109
Tablo Ek7	Ortalama Molar Isı Kapasitesine Göre Sabit Ayarda Gaz Sonuçlarının Deneysel Formülleri.....	110

ÖZET

Anahtar kelimeler: Traktör, Turboşarj, Arasoğutucu, Isı Transferi.

Günümüzde içten yanmalı motorlarda turboşarj uygulaması artış göstermiştir. Çoğu dizel motorlarda uygulamayı kapsamıştır.

Turboşarj, egzoz gazı ile çalışan bir süperşarj olarak tanımlanabilir. Turboşarj, egzoz tarafında türbin ve emme tarafında kompresör olmak üzere iki adet pervaneye sahiptir.

İçten yanmalı motorlara turboşarj sisteminin modifiye edilmesinin nedeni, motorlarda performansın, yakıt sarfiyatının ve emisyon değerlerinin iyileştirilmesinin sağlanmasıdır. Motorlarda turboşarj uygulaması, motora emilen havanın sıcaklığını arttırmakta ve istenmeyen yanma durumlarının ortaya çıkmasına neden olmaktadır. Bu durumu azaltmak için de arasoğutucu kullanılmaktadır.

Bu çalışmada, turboşarjlı ve arasoğutuculu bir dizel motorunda, turboşarjın ve arasoğutmanın motor performansına olan etkileri incelenmiştir. Bu nedenle, Başak Traktör İş ve Tarım Makineleri San.ve Tic. A.Ş.'de kullanılmakta olan traktör motorunun verileri parametrik hesaplamalarda kullanılmıştır.

Bu çalışma sonucunda, mevcut traktör dizel motorunun çevrim esaslarına uygun olarak termodinamik hesabı ve kompresör çıkışındaki hava sıcaklıklarının ısı değerlendirilmeleri belirlenmiştir. Ayrıca aşırı doldurmalı Turbo – Kompresör ve ara soğutma (intercooler) tipinin, ana boyutlarının ve bunlara bağlı olan parametrelerin hesaplamaları yapılmış, çalışan motorun performansı en yüksek devirde iken (2500`d/d.) ve arasoğutucu da turboşarj hava çıkış sıcaklığı 370 K' den 303 K' e düşürülerek özgül yakıt tüketimi ve buna bağlı olarak karakteristik hesaplamalarının karşılaştırılmasıyla, ara soğutma yönteminin etkinliği belirlenmiştir.

Termodinamik hesaplamalara göre yapılan tüm bu parametrik değerlerin sonucunda gözlemlenmiştir ki; turboşarja uygun arasoğutucu boyutları, Başak Traktör İş ve Tarım Makineleri San.ve Tic. A.Ş. firmasında kullanılan mevcut traktör motoru için uygundur. Turboşarj ve arasoğutucu için yapılan parametrik hesaplamalar sonucunda elde edilen veriler, bilgisayar programları kullanılarak analizleri yapılmış, sonuçlar tablo ve grafikler halinde sunulmuştur.

THEORETICAL STUDY OF APPLICATION OF TURBOCHARGED AND INTERCOOLER IN TRACTOR ENGINES

SUMMARY

Key words : Tractor, Turbocharged, Heat Transfer, Intercooler

Recently, application of turbocharged in internal combustion engines have increased. Most of the diesel engines have been covered by this application.

Turbocharged may be defined as a supercharge functioning with exhaust gas. Turbocharged has two fan sone on the exhaust side, the other on suckion side.

The turbocharged system is modified into internal combustion engine in order to improve the values of engine performans, fuel consumption and emission. Turbocharged in engines raises the heat of the air absorbed into the engines and causes undesired combustion. To partly avoid this, intercooler is used.

This is a study about the impact of turbocharged and intercooler in a diesel engine with turbocharged and intercooler. For this purpose, the data pertaining to tractor engine used by the company 'Başak Traktör İş ve Tarım Makineleri San.ve Tic. A.Ş.' is used for parametric calculations.

Our study yielded thermodynamic calculations and thermal evaluations of air temperatures compatible with thermodynamic calculations in line with the rules of cycle in diesel engines Moreover, the calculations pertaining to together with their main dimansions and parameters. overcharged turbo-compressor and intercooler have been made. The efficiency of intercooler system has been determined while air temperatures in the intercooler and turbocharges was reduced to 303 K from 370 K and the performance of the was at its peak at 2500 turnover/minute.

The result of all these parameters done in accordance with thermodynamic calculations have been observed which made it clear that.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Günümüzde, yeni ekonomik ve teknolojik gelişmelerle birlikte enerji kaynaklarının verimli kullanımının gün geçtikçe önemini arttırdığı bilinmektedir. Enerji kaynaklarından biri olan petrol kaynağının hızla tükendiği göz önüne alındığında, petrolün kullanım alanlarından olan araçlardaki tüketimi azaltılarak gücün artırılması hedeflenmektedir. Amaçlanan bu hedeflere ulaşmak için yeni modifiye sistemleri geliştirilmiştir. Bu modifiye sistemlerden biride süperşarj veya turboşarjdır. Bu iki farklı sistem araç performansını en üst noktaya çıkarabilmek için kullanılmaktadır.

Süperşarj aslında basit bir kompresördür. Dış ortamdan gelen havayı basınçlı bir şekilde içeri püskürtecek şekilde dizayn edilmiştir. Süperşarj iki farklı çeşitte uygulanmaktadır. Emme manifoldu ile gaz kelebeği boğazı arasına veya gaz kelebeği boğazı önündeki hava girişine monte edilebilir. Eğer emme manifoldu ile gaz kelebeği boğazı arasına monte edilirse, enjeksiyon sisteminde mekanik bir değişiklik yapmadan benzin akışının ayarlanması mümkün olur. Bu daha çok yarı otomobillerinde de tercih edilen daha pratik bir sistemdir. Eğer süperşarj gaz kelebeği boğazının önünde monte edilirse, gelen basınçlı havayı karşılamak için normalden daha yüksek basınçla yakıt püskürtülmesi gerekecektir. Süperşarjın içindeki kompresör çalışma gücünü yine motor kayışlarından ve dişlilerden alır. Bu çalışma için, turboşarja göre daha fazla güç gerektiren bir sistemdir. Ayrıca sağladığı sıkışma sebebiyle motorun çabuk yıpranmasına sebep olmaması için motor kompresyon oranı pistonların değişmesi suretiyle düşürülmelidir.

Turboşarj, egzoz gazı ile çalışan bir süperşarj olarak tanımlanabilir. Gücünü egzoz gazının basıncından alır. Yanma odasında patlayan hava ve yakıt karışımı, gaza dönüşerek egzoz supaplarından egzoz manifolduna doğru itilir. Bu aşamada egzoz giden gazın basıncı, yol üzerindeki turbonun pervanesini döndürür ve bu yönlü

pervane sayesinde gazın önemli bir kısmı türbine gider. Türbin, basınçlı gazla dolduğu andan itibaren ters yöndeki kompresör pervane de basınçla dönmeye başlar. Gazı basınçlı bir şekilde, dışarıdan alınan ve emme manifolduna giren temiz havanın üzerine püskürterek motora giren toplam hava yoğunluğunu ve basıncını normalin yaklaşık %50 daha üstüne çıkartır. Bu da içeri giren havanın yakıtla birlikte ateşlendiğinde çok daha şiddetli bir patlama gerçekleştirmesini sağlar [1].

Son yıllarda, içten yanmalı motorlarda turbo şarj uygulaması artış göstermiş ve şu günlerde de çoğu dizel motorlarda uygulamayı kapsamıştır. Otomotiv turboşarjları genellikle aynı mil üzerine yerleştirilmiş bir merkezci türbin ve santrifüj kompresörden oluşmaktadır. Otomotiv turboşarjları teknolojisindeki en son gelişme turboşarjlı dizel motorların kısa süreli tepkilerini geliştirmek amacıyla birlikte, türbin ve kompresörlerdeki değişken geometri sistemlerini ve elektriksel güç desteğine getirdiği faydadır. Belli ki, turboşarjın uygun olarak seçiminin motorun verimi ve performansı üzerinde çok önemli bir etkisi vardır. Bu günlerde çoğu motor üreticileri, motorlar ve turboşarjlar arasında bir eşleştirme yapmak için bilgisayar kodlarını kullanırlar. Bu kodlar genellikle tamamıyla doğrudurlar, fakat sistemdeki karmaşıklığın ve değişik elemanların iyi tanımlanmasına ihtiyaç duyarlar.

Bu çalışmada Başak Traktör İş ve Tarım Makineleri Sanayi ve Ticaret A.Ş.'nin turboşarjsız klasik traktör motoruna, turboşarj ve arasoğutucu (intercooler) ilave edilerek teorik çalışmalar yapılmıştır. Çalışma sonucunda elde edilen performans değerleri ve verimde iyileştirmeler saptanmıştır.

BÖLÜM 2. MOTORLAR HAKKINDA GENEL BİLGİ

2.1. Motorların Tanımı

Motorlar, kısaca tanımlanması gerekirse; kimyasal enerjiyi ısı enerjisine, ısı enerjisini de mekanik enerjiye çeviren araçlardır. İki veya dört zamanlı olmak üzere isteğe bağlı olarak üretilirler.

Daha çok günümüzde dört zamanlı motorlar kullanılmaktadır. Bu motorların çalışma prensipleri;

1 – Emme Zamanı; Motor bloğu içindeki piston üst ölü noktadan aşağıya inerken emme supabı açılır ve motor bloğuna hava filtresinde temizlenmiş olarak taze hava dolgusu alınır.

2 – Sıkıştırma Zamanı; Emme zamanının bitip yani motor silindiri içersine hava alımı bittikten sonra piston yukarıya doğru çıkmaya başladığında motor bloğuna alınan hava sıkıştırılarak ısınır bu sıkıştırma anında ısının maksimum seviyede olduğu anda içeriye enjektör vasıtası ile motor silindir bloğunun içinde sıkıştırılmış olan havanın basıncından daha yüksek bir basınçta yakıt püskürtülür ve yakıtın yanması ile birlikte ani bir patlama olur.

3 – Yanma Zamanı; Meydana gelen yanma ve patlamanın etkisi ile piston üst ölü noktadan kuvvetlice alt ölü noktaya doğru itilir ve krank milinin dönmesi sağlanır. Krank milinin dönmesi sonucunda motordan bir iş elde edilmiş olur.

4 – Egzoz Zamanı; Elde edilen işin zamanı biterken, bu arada tekrar egzoz supabı açılarak silindir bloğu içerisindeki yanmış gazların manifold ve egzozdan dışarıya atılmasıyla motorun dört zamanını tamamlanmış olur.

2.2. Motorların Özelliklerine Göre Gruplandırılması

- 1 – Yakıtın yanma yerine göre
 - a) İçten yanmalı motorlar
 - b) Dıştan yanmalı motorlar
- 2 – Yakıt çeşitlerine göre
 - a) Benzinli motorlar
 - b) Dizel motorlar
 - c) LPG motorlar
- 3 – Zamanlarına göre
 - a) İki zamanlı
 - b) Dört zamanlı
- 4 – Soğutma sistemlerine göre
 - a) Su soğutmalı motorlar
 - b) Hava soğutmalı motorlar

2.2.1. İçten yanmalı motorlar

İçten yanmalı motorlar, yanma için kullanılan yakıtın motor bloğu içerisinde yanma odası diye sınırlanmış olan bir bölümde yakılmasıyla enerji elde edilen araçlardır.

Bu motorların içten yanmalı motorlar şeklinde isimlendirilmelerinin sebebi, bu motorlardan önceki motorlarda yani dıştan yanmalı motorlarda (örneğin; Stirling motoru, buhar makinesi) yakıtın motor dışında bulunan bir başka ortamda yakılması ile enerjinin meydana getirilmesidir. Buhar makinelerinde, yakıtın motorun dışında bir bölümde yakılmasıyla elde edilen ısı enerjisi, suyun buharlaştırılmasında kullanılır. Buhar basıncı ile hareket ettirilen pistonlardan mekanik enerji elde edilir.

Daha sonraki yıllarda içten yanmalı motorların yanma odasının motor içersine taşınmasıyla birlikte daha kompakt motorlar üretilmiş ve geliştirilmiş olan bugün ki otomobillerin oluşması sağlanmıştır.

2.2.1.1. Benzinli motorlar

Bir tür içten yanmalı motorlardır. Yakıt olarak benzin kullanılır. Karbüratör adı verilen bir motorun yardımcı elemanı tarafından yakıt sıvı olarak değil buharlaşıp hava ile karıştırılarak silindire gönderilir.

Yakıt hava karışımının sonunda yanma gerçekleşir. Yakıt hava karışımının silindir içerisinde bir kıvılcım yardımı ile yanması sonucunda patlama meydana gelir. Kıvılcımı sağlamak için buji kullanılır, patlamanın oluşmasıyla meydana gelen basınç piston tarafından hareket enerjisine dönüştürülür.

Benzin motorlarının çalışma prensibi dört zamanlı çevrim veya otto çevrimi olarak adlandırılır. Bu çevrim 1876 yılında Alman mühendis Nikolaus Otto tarafından bulunduğu için kendi ismi ile literatüre geçmiştir.

2.2.1.2. Dizel motorlar

Bu motorlarda içten yanmalı bir motor tipidir. Karbüratör yada yakıt enjeksiyon sistemi olarak üretilirler. Bu motorlar blok içerisinde oksijen içeren bir gazın sıkıştırılarak yüksek basınç ve sıcaklıkta iken motor bloğu içersine atomize olarak püskürtülen yakıtın bu sayede alev alması ve patlaması prensibi ile çalışan bir araçtır. Dizel motorların şartlarına uyması ve tutuşturucu şarj elde etmek için hava yakıtı karıştırır. Motor gücünü kontrol etmek için karışımı kısar.

Genellikle bir dizel motorun vanası yoktur. Güç çıktısının havası ne olursa olsun tam dolu hava şarjı alır. Şarjı tutuşturmak için bir kıvılcım tapası kullanmak yerine sıkıştırma stroğunun en üstünde yüksek basınçta yakıt enjekte edilir.

Dizel motorlar 22/1'in üzerinde çok yüksek sıkıştırma oranlarına sahiptirler. Sıkıştırma stroğunun sonundaki hava, yanma odasına girecek dizel yakıtı ateşlemek için yeterli sıcaklıktadır. Çünkü enjekte edilecek kadar hızlı yanar, motor yüksek çıktı da patlamayacaktır.

Bir dizel motorun güç çıktısı yakıt enjeksiyon sisteminin bir işlevidir. Sonuçta, düzgün ve doğal olarak, motor silindir bloğu içine çekilmiş olan hava-yakıt karışımı ile çalışan bir dizel motoru turboşarjlama, güç çıktısı üzerinde küçük veya sıfır etki yapacaktır. Eğer daha fazla güç arzu edilirse doğru zamanda strok başına daha fazla yakıt göndermek için pompa yeniden ayarlanmalıdır [1].

Gün geçtikçe dizel motorlu araçların sayısı artmaktadır ve yapılan araştırmaların sonucunda Avusturya'daki taşıtların %61'ini dizel motorlu araçlar oluşturmaktadır. Diğer taraftan, Amerika'da 2000 yılında satılan araçların %26'sı dizel motorlu araçlardır. Avrupa endüstrisinin enerji ihtiyacı, 4,9 milyon dizel motorlu araçla sağlanmakta, bu da pazarın %33'üne karşılık gelmektedir. Uzmanların tahminine göre bu enerji ihtiyacı 2006'ya kadar 7,3 milyonun üzerinde dizel motorlu araçla sağlanacaktır, bu da pazarın %47'sini oluşturmaktadır. Bu göstermektedir ki teknolojideki gelişmeler, dizel motorların pazar payını artırmaya sebep olmuştur [2].

Uzmanlarının açıklamalarına göre geçmiş 10 yılda, dizel kaynaklı azot oksitler (NOx) ve partikül (PM) emisyonları %85 kadar azalmıştır. Dizel motorlu araçlar benzinli araçlara nazaran karbon monoksit (CO), hidrokarbon (HC) ve karbondioksit (CO₂) egzoz emisyonlarını daha az üretir iken partikül (PM) ve azot oksit (NOx) emisyonlarını daha fazla üretmektedir. Dizel motorlarında sıkıştırılmalı yanma prosesi ile termal verimi daha yüksek bir motor elde edilir. Fakat sıkıştırılmalı yanma prosesi sonucu oluşan yüksek sıcaklık ile NOx emisyon seviyesi artmaktadır. Partikül emisyonu seviyesinin azaltılabilmesi için yanmanın tam gerçekleşmesi gerekir. Partikül emisyonları, başlıca yakıt dağıtım sistemlerindeki gelişmeler, yanma odası dizaynının tekrar ele alınması ve turboşarj gibi yenilikler ile 1990'dan 1994'e kadar %83 oranında azaltılmıştır. Aynı zaman zarfında elektronik yakıt enjeksiyon, değişebilen enjeksiyon süresi ve silindire giren havanın soğutulması gibi yenilikler ile de NOx emisyonları düşürülmüştür [3].

Günümüz dizel motorlu araçları geçmiş yıllara göre daha yüksek yakıt verimi gerçekleştirirken, egzoz emisyonlarında da azalma göstermektedir. Bu teknoloji, turboşarj, değişken geometrili turboşarj egzoz gaz resirkülasyonu elektronik

kontrollü yakıt enjeksiyon sistemleri, her silindire çoklu supap, hava akış olayları, oksidasyon ve NOx katalizörleri, partikül filtresi vb. gibi, yardımcı ekipmanlardaki gelişmeler ile mümkün olmaktadır. Bu sistemler tam olarak elektronik kontrol ünitesindeki yazılım ile kontrol edilmektedir. Ayrıca bu teknolojik gelişmeler, sistemi daha kompleks hale getirmiş, ve bunun sonucu olarak motorun maliyetinde ve kontrol sistemlerinde önemli bir artış olmuştur [4].

Turboşarj ile, doğal emişli bir motora göre çok daha fazla hava silindir içerisine alınabilmektedir. Yanma odasına daha fazla havanın alınması sonucu yakıtın tamamen yanması mümkün hale gelmekte, böylece partikül emisyonları azalmaktadır. Aslında turboşarj'ın temel prensibi çok basittir. Uygulamada ise turboşarj çok kompleks bir makinedir. Sadece turboşarj'ın parçalarının tam olarak koordine edilmesi yetmez, aynı zamanda motor ile turboşarj'ın uyum içerisinde çalışabilmesi için iyi bir tasarım gereklidir. Düşük güç yoğunluğunu karşılamak için dizel motorları turboşarj ile donatılmaktadır. Turboşarjın hava giriş kısmı, kompresöre bir basınç sensörü veya motor yönetim sistemine bir vakum sensörü takmak suretiyle uyumlu bir şekilde değiştirilebilmektedir.

Son yıllarda, motorun tüm hız-yük şartlarında ve geçici rejimde herhangi bir kayıp olmaksızın iyi bir performans elde etmek için değişken geometrili turboşarj kullanılmaya başlanmıştır. Değişken geometrili turboşarj sisteminde, giren egzoz gazını sınırlandırmak için türbin tekerleği üzerinde bulunan kanatçıkların yönü bir tetikleyici ile ayarlanmaktadır. Bu değişken akış oranları, istenen basınç ve sıcaklık şartlarının oluşmasına izin verir. Düşük motor hızlarında yani yakıt akışının az olduğu durumlarda değişken geometrili turboşarj türbin çarklarına giren havayı azaltır, böylece istenen yüklere göre turbo gücünü optimize eder [5]. Motorun yüksek basınç üretimini sürdürmesi gerektiği durumlarda, hız/yük veya yüksek yakıt akışına göre, değişken geometrili turboşarj hava giriş kısmını iyice açar bunun yanında turboşarjın aşırı hızlı dönüşüne de izin vermez.

Egzoz gaz resirkülasyonu sistemi, yanma odası içerisindeki hava-yakıt karışımını egzoz gazları ile seyrelterek yanma sonu sıcaklıklarını, dolayısıyla üretilen NOx miktarını azaltmaktadır [6]. Hem egzoz gaz resirkülasyonu hem de türbin çalışması

egzoz gazları tarafından sağlanmaktadır. Bu durum egzoz gaz resirkülasyonu ve Türbin arasında güçlü bir bağlantı olduğunu göstermektedir. Geleneksel kontroller bu bağlantıyı ihmal ederken, değişken geometrili turboşarjını artan basıncı kontrol etmek için, egzoz gaz resirkülasyonu valfini de havanın kütleli debisini kontrol etmek için kullanır. Son zamanlarda yüksek hızlı dizel motorlarında egzoz gaz resirkülasyonu ve değişken geometrili turboşarj kontrolü koordineli olarak sağlanmaktadır [7]. Egzoz gaz resirkülasyonu sisteminin kısa yoldan emme manifolduna bağlanması ve emme manifolduna ventüri konulması, uzun yollu bağlantılardan çok daha fazla NO_x emisyonlarını azaltmıştır [8].

BÖLÜM 3. TURBOŞARJ

3.1. Turboşarjın Tanımı

Turboşarj, egzoz gazı ile çalışan bir süperşarj olarak tanımlanabilir. Gücünü egzoz gazının basıncından alır. Yanma odasında patlayan hava ve yakıt karışımı, gaza dönüşerek egzoz supaplarından egzoz manifolduna doğru itilir. Bu aşamada egzoz giden gazın basıncı, yol üzerindeki turbonun pervanesini döndürür ve bu yönlü pervane sayesinde gazın önemli bir kısmı türbine gider [1].

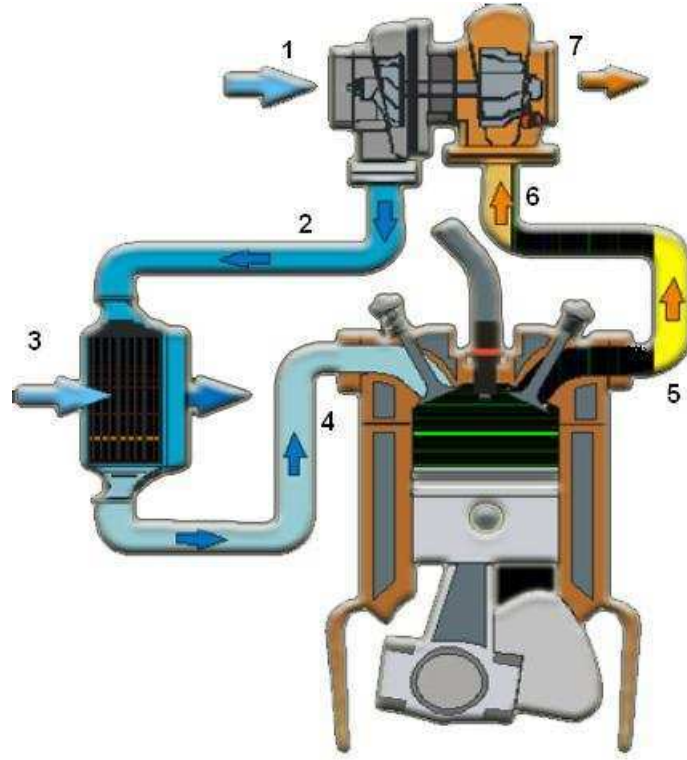
Diğer bir deyişle turboşarj bir motordan alınabilecek gücü artırmanın en iyi yolu silindirlere gönderilecek yakıt ve hava karışımının artırılması ile olur.

Bu iki şekilde yapılabilir:

- 1-Motor hacmini artırmak ,
- 2-Süperşarj ya da turboşarj uygulamak,

Motor Hacmini Artırmak; motor hacmini artırarak hava-yakıt oranını yükseltmek mümkündür. Fakat bu; alacağınız daha fazla güç, kaybedeceğiniz daha fazla yakıt (yakıt için harcayacağınız daha fazla para) anlamına gelir. Ayrıca bu motorların daha büyük ve ağır olması ve de sürtünmelerinin fazla olması sayılabilecek olumsuz etkilerdir.

Bugün, turboşarj ünitesinin başarısı sadece performans perspektifinden değil, aynı zamanda yakıt tüketimini düşürme ve azalan CO₂ emisyonları ile birlikte çevreye karşı duyarlılık perspektiflerinden de değerlendirilmektedir. Özet olarak, turboşarj ünitesinin prensibi egzoz gazını kullanarak yakıt tüketimi ve emisyonlarını düşürmesidir.



- 1 – Kompresör Girişi
- 2 – Kompresör Çıkışı
- 3 – Hava Soğutucusundan Geçiş (CAC)
- 4 – Emme Valfi
- 5 – Egzoz Valfi
- 6 – Türbin Girişi
- 7 – Türbin Çıkışı

Şekil 3.1. Turboşarjın Çalışma Sisteminin Kesit Görünüşü

3.2 Turboşarj ve Tarihçesi

Turboşarjın tarihçesi neredeyse içten yanmalı motorlar kadar eskidir. 1885 ve 1896 yıllarında, Gottlieb Daimler ve Rudolf Diesel motor gücünü arttırmak ve yakıt tüketimini azaltmak için emme havasını sıkıştırmayı incelemişlerdir. 1925'te, İsviçreli bilim mühendisi Alfred Buchi egzoz gazını kullanan ilk turbo ünitesini üretme başarısını gösteren ilk kişi olmuş ve %40'lık güç artışı elde etmiştir. Bu turboşarjın otomobil endüstrisine resmen girmesine sebep olmuştur.

İlk turboşarj uygulamaları sadece çok büyük motorlara uygulanabilmekteydi (örneğin; deniz motorları ve otomotiv sektöründe tur motorlarında...). 1938'de tırlar için ilk turboşarj ünitelik motor "Swiss Machine Works Saurer" firması tarafından üretildi [1].

Turbo kompresörler, 2. Dünya savaşından önce ortaya çıkmasına rağmen, verimlilik ve güvenilirliklerinin kabul edilebilir derecede olması ve ağır ticari araçlara uygulanması için yeteri kadar düşük bir fiyatta geliştirilmesi 1957 yılını buldu. Sonrada hafif araçlar için daha küçük versiyonları geliştirildikçe üretildi. Büyük boyutlu ve düşük hızda çalışan endüstriyel dizel motorlar için radyal içeriye akışlı ve aksel akışlı türbin ve kompresör kombinasyonları kullanıldı. Ancak aksel akışlı tipler otomotiv uygulamaları için uygun değildi [9].

Chevrolet Corvair Monza ve Oldsmobile Jetfire turbo üniteli ilk yolcu araçları olarak piyasaya 1962/1963 yıllarında sürüldü. Yüksek güç üretimlerine rağmen, her iki aracın da turbo ünitesinin düşük güvenilirliği piyasadan hızlı şekilde çekilmelerine sebep oldu [1].

1973 yılındaki ilk petrol krizinden sonra, turboşarj prensibi daha fazla kabul görmeye başladı. O zamana kadar turboşarjın yüksek yatırım maliyetleri sadece düşük yakıt tüketimi ile bir miktar dengeleniyordu. Daha sonralarda iyice katı hale gelen emisyon düzenlemeleri ile birlikte tır motorlarında turboşarj kullanımı artmaya başladı ve bugün üretilen tüm tır motorlarının turboşarj destekli olması ile sonuçlandı. 70'li yıllarda, turboşarj ünitesinin motor sporlarına ve özellikle Formula 1'e girmesiyle birlikte yolcu araçlarında da kullanımı iyice popülerleşti. "Turbo" kelimesi moda haline geldi. O zamanlarda neredeyse her otomobil üreticisinin en az bir modeli turboşarj ünitesine sahip oldu. Ne yazık ki bu fenomen daha sonraki yıllarda yüksek yakıt tüketimi sebebi ile azaldı. Ayrıca "Turbo-lag" (turbo boşluğu) olarak bilinen, turbo ünitesinin gecikmeli devreye girişi o zamanlarda oldukça uzun idi ve birçok müşteri tarafından da eleştiriliyordu [1].

Turboşarj ünitesinin gerçek anlamda performansını ilk göstermesi 1978 yılında Mercedes-Benz tarafından geliştirilen turboşarj üniteli dizel motor ile birlikte

olmuştur. Bunu 1981 yılında VW Golf Turbodiesel izlemiştir. Bu araçlardaki turboşarj üniteleri sayesinde motorun verimi önemli oranda artarken, yakıt tüketimi ve emisyon değerleri önemli ölçülerde düşmüştür [1].

Temel olarak turboşarj, dört yol ile dizel motorun verimliliğini artırır. Birincisi; ortalama efektif basınç ve şarjın yoğunluğunu ve böylece güç ünitesinin toplam verimini artırır. İkincisi; Yüksek havanın birleşmesi sonucunda, yakıt oranları ve ortalama efektif basınçları, iyi verimler üretirler. Üçüncü olarak; Artırılan hava, yakıt oranları, egzoz gaz sıcaklıklarını düşürmeye yöneltilir. Dördüncü olarak; önceden de değinildiği gibi turbo kompresörü döndüren egzoz gazı enerjisi diğer türlü boşa gidecekti. Ayrıca kurulma problemleri ve mekanik dönmeden ötürü kayıplar oluşacaktı. Bütün bu sebeplerden ötürü dizel motorlu ticari araçlarda ve arabalarda oldukça benimsendi [9].

Diğer taraftan turbo şarjın yüksek dereceleri, hava sıkıştırması ve türbinden kompresöre olan ısı transferi nedeniyle yüksek sıcaklıkta hava girişi gerektirir. Sonuçta yüksek yanma sıcaklıkları, NOx oluşumuna ve soğutucudaki ısı kayıplarının artmasına neden olur. Kompresör çıkışındaki son soğutucu silindire girişten önce kompresör basınç oranının yaklaşık 1,5/1'ün üzerinde olması istenir. Bu aradan son soğutma, ara soğutucu ile iki kompresör arasında soğutulan şarjın kompresörden geçtikten sonra tekrar soğutulmasıdır. Yol araçlarında pek bilinmeyen bir uygulamadır [9].

Geçmişte hava-sıvı son soğutması karmaşık yapılı olmasından dolayı hava-hava'ya tercih edilirdi. Ayrıca motor soğutması için ön tarafa ısı eşanjörü yerleştirilmelidir. Bununla birlikte iki dezavantajı daha vardır. İlk olarak, sıvı soğutucu ve havanın arasındaki sıcaklık farkının düşmesi, motora uygulanan yükün artmasına ve etkinliğinin azalmasına neden olur. İkincisi ise, ihtiyaç duyulan su tesisatı ağırlığının artırması ve yapının karmaşıklığıdır. Daha sonra aşırı derecede yoğun ve yüksek ölçüde verimli hava-hava son soğutucuları ortaya çıktı ve 1993'ün başlarında Ford Mondeo'ya yerleştirildi. Bu yüzden bu tip sistemlerin günümüzde gelişmeleri muhtemel gözüküyor [9].

Genel olarak şarj sıcaklığındaki her 10 °C düşme motor verimini yaklaşık olarak %0,5 artırır. Verilen hava yakıt oranının sabit kalması güç çıkışında yaklaşık %3,5'lik uygun bir artış ile sonuçlanır. Üstelik şarj soğuması ile pistonlar ve diğer bileşenlerin sıcaklıkları azaltılarak motorun güç oranının artırılmasını sağlar [9].

Birçok avantajına rağmen yine de turbo şarjın da bazı dezavantajları vardır. Doğal emmeye oranla dar faydalı arttırılan bir hız sahası vardır ve pozitif yer değiştirmeli güçlendirilmiş kompresörlere göre alçak hız momentini sağlar. Bundan başka turbo kompresörler maksimum hızları 100000 aralığından 150000 d/d üzerine getirir. Döner şekilde ataleti yenmesi için önemli bir zamanı alır (Uç noktadaki örneklerde, sadece ve sadece 2 – 3,5 saniye). Sonuç olarak, eğer düşük hızdan maksimum hıza büyük bir ivme gerekirse motor bunu karşılamak için yavaşlar. Araştırma ve Geliştirmenin hedefi döner elemanın ataletini kabul edilebilir bir seviyeye indirmektir ve öyle olmaya da devam etti [1].

Turboşarj konusunda bir çok araştırmalar mevcut olup diğer bir literatür araştırmasına göre son olarak 1950'lerin sonlarında General Motors mekanik tahrikli süperşarjlar ve eksoz gazları ile çalışan turboşarjlara bir alternatif olarak, hava enjeksiyonlu süperşarjları araştırmıştır. Burada hava; bir çift motorlu hava kompresörü ile basınç altında tutulan hava bölümlerinde çok yüksek basınçlarda depolanmaktaydı. Yüksek basınçlı hava zamanı sırasında emme valfi kapandıktan sonra silindirlerin içine; silindir kafasında birbirinden ayrı çalışan düz subaplara doğru direk olarak enjekte edilmekteydi. Arttırılan yakıt aynı zamanda karbüratöre eklenir. 2.7 L, 6 silindirli motorlar üzerinde yapılan testler bize, hava enjeksiyonlu süperşarjların çıkış gücünü 2.5 kat arttırdığını gösterir. Buna ek olarak; direk hava enjeksiyonu silindir içindeki sıcaklıkları azaltır, türbülansları arttırır ve vuruntu olmadan daha yüksek silindir basınçlarına olanak sağlamaktaydı. Bu konsept kağıt üstünde ve testlerde iyi gözükse de, bir takım sakıncaları vardı. Hava depoları gövde alanının neredeyse tamamını kaplıyor, buna rağmen sadece birkaç dakikalık süperşarj için yeterli hava depolanabiliyordu. Sistem çok kompleks ve pahalıydı. Ayrıca hava depolarını tamamen doldurmak için motorlu kompresörleri en az yarım saat kullanmak gerekliydi. Ayrıca 3000 psi'lik hava depoları olası bir çarpışmada bir bomba haline dönüşebilirdi [9,10,11].

3.3. Süperşarj

Benzinli motorlarda kullanılan mekanik tahrikli süperşarjlar kompresör tiplerine göre 2 ayrı gruba ayrılırlar. Bunlardan ilki süpürmeli (Pozitif Deplasmanlı) kompresör kullanan süperşarjlardır. Bunlar; Roots tipi Döner Pistonlu veya kanatlı süperşarjlar olarak ayrılırlar. Süpürmeli süperşarjlar her çevrim sırasında havayı daha yüksek basınçlı bölgeye doğru iletirler [12].

İkinci tür süperşarjlar, mekanik tahrikli radyal veya aksenal bir kompresör kullanan dinamik veya kinetik süperşarjlardır. Bu turbo makineler hava yükünü hızlandırarak, mekanik enerjiyi kinetik enerjiye çevirirler. Yükselen bu kinetik enerjiyi bir difüzör vasıtasıyla yüksek basınca dönüştürürler. Kayış ve dişliler ile motor krank mili tarafından mekanik tahrikli olmasının yerine, çalıştığı enerjinin eksoz gazlarının türbini çalıştırması sayesinde elde edilmesi dışında turboşarjlar da birer kinetik turbo makinelerdir. Bu nedenle aynı zamanda turbosüperşarj olarak adlandırılırlar [13,14,15].

3.4. Turboşarjların Türbin Dizaynı

Mekanik süperşarjların çok sayıda farklı tipi olmasına rağmen, eksoz tahrikli turboşarjlar parça dizaynındaki farklılıklar ile aynı temel dizaynı kullanarak otomotiv uygulamalarında kullanılırlar.

Turboşarjlar kanatsız veya difüzör (yayıcı) muhafazalı radyal akışlı santrifüj kompresör içerir. Difüzör genellikle çıkış borusunun yayılmasını sağlayan slat hızlı konik kollektore sahiptir. Bu sayede motor silindirlerine daha yüksek basınçlı hava gönderir. Turboşarj türbini eksoz gazları ile çalışan merkezci radyal akışlı gaz türbini kullanır. Kanatlı veya kanatsız türbin muhafazaları ile çevrili olan gaz türbini eksoz manifolduna bağlanır. Kompresör ve türbin çarkları belli bir mile monte edilir ve aynı radyal hızlarda dönerler. Mil rulmanlar üzerine çalışır ve genellikle basınç halkaları kullanılır, ayrıca hepsinin sonunda yağ çantaları vardır. Yüksek hızlar gerektiği için, çok iyi dengeleme gerekir [16].

Radyal akışlı bir turboşarjda, göbeğin yakınından akan gaz dönme eksenine paralel olacaktır ve akış kompresörün ve türbin çarkının çevre uzunluğunda merkeze dik açıda olacaktır. Kompresörlerde, içteki hava akışları merkeze paraleldir ve merkeze dik açıda bulunur. Türbinlerde; eksoz gazları dik açıdaki çıkış kısmından türbine girer ve döndürürler. Bu yüzden merkeze paralel halde bulunurlar. Bazı turboşarjlar karma bir akış dizaynı kullanırlar. Burada çark çevresindeki akış merkez eksenine dik açıdakinden daha azdır. Bu makinelerde iş gören gazların akışlarının yönleri kullanabilmelerine rağmen çok nadir olarak otomobil ve kamyonlarda kullanılırlar. Bu nedenle aksel akışlı turboşarjlar daha fazla geliştiremezler [16].

Türbin muhafazası ve çarkı; eksoz gazlarının akışını hızlandırmak, onların enerjilerini dönen türbin çarkına transfer etmek ve akış yönünü teğetsel yönden aksel yöne değiştirmek için beraber dizayn edilebilirler. Türbin dönme hızı türbine karşı olan basınç diferansiyeline bağlıdır. Bu; türbinin genişleme oranı kadar eksoz gazlarının hızı ve sıcaklığının bir fonksiyonudur [16].

Türbin hızı aynı zamanda dönen parçaların yani türbin ve kompresör çarklarının ataletine ve türbin muhafazasına A/R oranına bağlıdır. A/R oranı türbinin en dar noktasında veya boğazında ölçülen türbin iç kısmının alanının, bu noktanın türbininin dönme eksenine olan uzaklığına bölümüdür. Büyük A/R oranı eksoz gazlarının türbin çarkına bir dar açı ile çarptığını gösterir ve düşük dönme hızlarına neden olur. Daha düşük bir A/R oranı ile çarpma açısı artırılır ve böylece dönme hızları da artar [16].

Eğer türbin muhafazasının girişi dairesel kesite sahipse, A/R oranının hesaplanması aşağıdaki gibidir. Aksi takdirde A/R oranı kütle ve açısal momentumun korunumu ilkenin her ikisi de kullanarak hesaplanır. Türbin muhafazası voltunun türbin çarkının ucunda serbest bir vortex akış alanı sağlanması için gereksinimlerdeki son sonuçlar; teğetsel hızın muhafazasının giriş boğazındaki büyüklüğünden, türbin çarkının hızın muhafazasının giriş boğazındaki büyüklüğünden, türbin çarkının uç hızlarına ulaşmak için gerekli olan büyüklüğüne kadar farklı olması gerektiğini gösterir. Hesaplamalarda iki boyutlu akış varsayımı yapılır, ayrıca sürtünmeler ve sıkıştırılabilirlik etkileri ihmal edilir [16].

Normalde türbin deniz sayesinde en az 25000 rpm hızda serbest olarak döner. Daha sonra, gaz kelebeği daha fazla açıldığı zaman, karbüratör veya yakıt enjeksiyon sistemi daha fazla yakıt yakar ve daha fazla ekzoz gazı üretir. Artan bu ısı enerjisi, türbin ve kompresör çarkını hızlandırır. Böylece kompresör yanma odasına daha fazla basınçlı hava sağlar. Çarkın ivmelenmesi, dönel elemanların atlet momentlerine, türbin muhafazasının A/R oranına ve ekzoz gazlarının ısı enerjisi miktarına bağlıdır. Turbo, türbin veya gaz kelebeği gecikmesi; gaz kelebeği açıklığı arttıkça artan gaz akışına karşılık, turboşarjın dönel parçalarının hızlanması sırasındaki gecikme zamanıdır. Bu gecikme, tam güç dağılımının gecikmesine neden olur. Gecikme zamanı çark montajının atleti kadar, motor yükünün miktarına ve motor hızına bağlıdır. Minimum gecikme, çarkın çevresine yerleştirilmiş minimum kütleyle sahip küçük çaptaki türbin çarkları ile mümkündür [16].

Küçük turboşarjların verimini arttırmak için çok girişli bölmeler (genellikle iki bölmeli) kullanılır. Çok girişli bölme dizaynı; ekzoz valfleri açıldığında, doğal ekzoz gazları darbe enerjisi yaratılmasının avantajını kullanarak düşük hızlarda türbin verimini artırır.

İlk turboşarjlar, gaz türbininde aynı zamanda ağır ve yüksek ataletle sahip, daha büyük çaptaki türbin çarkları kullanılmasına imkan sağlayan, rayda kanatçıklar kullanırdı. Montaj (tesisat) boyutlarının sınırlanması ve performans değerleri; düşük ataletli, küçük ve hafif türbinler kullanılmasını gerektirir. Türbin dizaynı türbinde daha fazla aksel akış elde etmeyi amaçlar.

Nozullu bir türbin, kompresördeki kanatlı difüzörler ile eşdeğerdir, bunun getirdiği yenilik, ekzoz gazlarının türbin çarkına girmeden önce dönme hareketi yapmalarıdır. Gazalar nozul kanatlarından geçip de hızları artarken, pratikte küçük kesitli türbin giriş kanalı ve çoklu giriş kanalları sayesinde, giriş hızları zaten çok yüksektir. Bu yüzden hızlanmanın sadece belirli bir kısım nozul kanatları içinde gerçekleşir. Aslında, tamamen nozul kanatları ile de bunu gerçekleştirmek mümkündür. Bunun için türbin gövdesinin belirli bir şekle sahip olması gerekir. Bu sayede gerekli olan ilk dönme hareketini üretirler. Kanalsız kompresörler gibi nozulsuz türbinler de şu

anda çok yaygındır. Çünkü üretimleri daha ucuzdur ve istenilen verimleri sağlarken çok güvenilirlerdir [17,18].

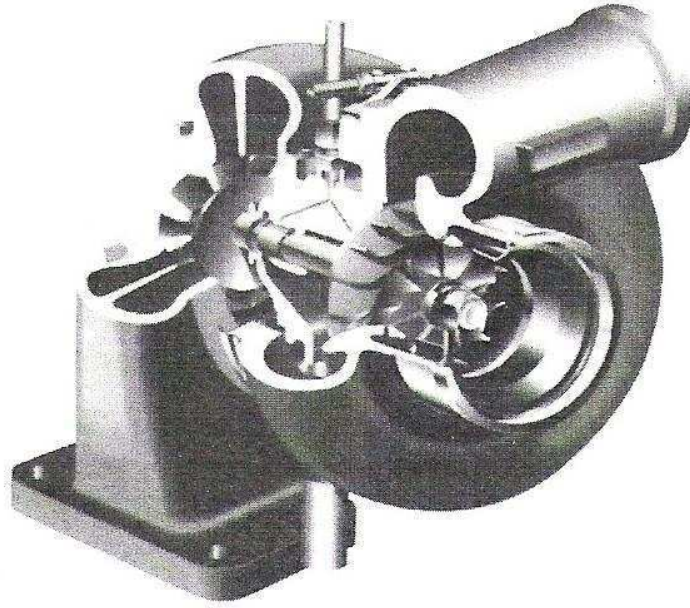
3.5. Turbo Kompresör Ünitesi

Önceden belirtildiği gibi aksenal akış türbinleri ve kompresörleri sadece çok büyük boyutlu motorlar için uygundur. Geniş endüstriyel motorlar dışında otomotiv uygulamalarında da nadiren de olsa görülen olan bir uygulamadır. Büyük egzoz gazı debisi türbine girmeden önce plenuma girer ve sonra basıncı kinetik enerjiye çevrilir. Buna sabit basınç turbo şarjı denir.

Konvansiyonel otomotiv turbo kompresörünün iç kısmında üç tane dönen parça vardır. Birincisi yataklı mildir. Milin bir ucunda radyal çıkış kompresörü ve diğer ucunda ise radyal giriş kompresörü vardır.

Basınç ve kinetik enerji içeren egzoz gazı bir volüte girer ve sonra çevresel bir nozuldan geçerek türbine girer ve kompresörü güç verir. Volütün bölümleri ilerleme ile beraber, gaz akışını rotorun çevresi etrafında üniform olarak dağıtmak ve basıncın kinetik enerjiye dönüşmesini sağlama için giderek azalır. Enerjinin bir miktarı türbine aktarılır ve mil ile kompresöre iletilir. Enerjisi azalmış gaz göbek kısmında 90 derece saparak aksenal olarak egzoz borusuna geçer. Hava kompresöre aksenal merkezli bir giriş boyunca boruludur. Sonra emme manifoldu içindeki çevresel bir difüzöre ve volüte geçer.

Sağlam doğruluk yatak tasarımı ve yüksek hızlardaki çalışma durumlarında şaftı taşıyabilmek için anlaşılır. Azalan sürtünmelerden dolayı uygun yatak elemanı gelişimini sürdürür. Diğer taraftan dönel yatak elemanı ağır ve karmaşık yapıya sahiptir. Yağlama yataklarının soğutulmasının kolaylaştırılması için önemlidir fakat dönel yatak elemanı yüksek hızlarda aşırı yağ çekilmelerinin önlenmesini dikkatlice kontrol eder. Doğruluk ve düşük tolerans özellikle yataklamayı kolaylaştırmak eğilimi önlemek için önemlidir [19].



Şekil 3.2. Turbo Kompresör Kesit Görüntüsü

3.6. Turbo Kompresörün Motora Uygunluğu

Turbo kompresör ve motorun arasında bir uygunluk olmak zorundadır. Bu uygunluk aracın ve temel çalışma operasyonuna ikisine birden bağlıdır. Basit olarak, dar efektif hız aralığındaki bir turbo kompresör eğer maksimum güç üretecek hızda çalışan motora uygulanırsa yük artışına paralel hız düşüşlerine sebep olan eksik hava oluşabilir. Ayrıca maksimum moment elde etmek için bir uygulama yapılsa maksimum hızda yüksek silindir basınçları, sabit valf zamanları ve yüksek pompalama kayıpları gibi istenmeyen durumlar oluşur. Diğer bir nokta ise, eğer turbo kompresör hız ve moment aralığının üst ucunda çalışan bir motora bağlanırsa egzozdaki parçacıklar alt uçta bir problem yaratabilir.

Turbo kompresörün tasarımı başlıca dikkat edilmesi gereken konudur. Kabul edilebilir yüksek toplam basınç yalnızca ideal toplam verimi elde etmek için birleştirilmiş turbo kompresör ve motordan elde edilen verim alındıktan sonra elde edilebilir. Çoğunlukla, zıt basınç eğimine karşı çalışmak zorunda kalan bir türbin, ona yerleştirilmiş kompresörün hızından daha geniş bir hız aralığının üzerinde çalıştırılabilir. Eğer kompresör karakteristik haritası dar ise motor momenti eğrisine

göre uygulama kararı vermek kolay değildir. Bununla birlikte, değişen miktarlar gelişen efektif hız aralığı için uygundur. Örneğin bir sıraya iki turbo kompresörü bağlanabilir.

Düşük hızlarda turbo kompresörlerden biri sıkılma noktasına yaklaşmış olduğu gibi bypass edilir, diğeri çalışır. Bu durumda birinciden ikinci birime geçiş olduğu nokta, orta hızlarda çalışan motorun maksimum moment aralığındadır. Düşük hızlarda küçük olan turbo kompresörü kullanmak alternatif bir stratejidir. Durumu göre geniş olan diğeri turbo kompresör devreye girebilir daha sonra da ikisi birden devreye girebilir.

Elde edilmek siten esas avantaj iyi yakıt ekonomisidir. Bununla birlikte, belli dezavantajlar artan hacim, ağırlık, ücret ve karmaşıklılıktır. Böylece güvenilirlik azalır. Üstelik kısa süreli geçici şartlarda operasyon yolları arasındaki değişimler sürüş kabiliyetlerinde sorunlara neden olur. Bu durumun olup olmadığının kontrolü elektronik kontrol ile görülebilir. Buradaki uygun soru ise iki turbo kompresörü oluşturan bir alt-topluluğun ve onların elektronik kontrolünün olup olmadığı ve pahalı hız aktarışının ticari olarak daha kabul edilebilir olup olmadığıdır.

Bu metot genellikle turbo kompresörün verimlilik aralığını genişletmek için kullanılır. Bu geçiş yolu basitçe elektronik kontrolü yada basınç altındaki aktivatör ile açılan kontrol valfidir. Elektronik kontrolü ile bu geçiş yolunun açılması maksimum silindir basıncı yada hava yakıt oranı önceden ayarlanmış değerine ulaştığında ve benzinli motorlarda patlama olduğu zaman meydana gelir. Valf açıldığı zaman egzoz gazının belli bir kısmı türbinin akıntı yönüne doğru bypass edilir. Geçiş yollu turbo kompresörler maksimum momentte yada bu değere yakın bir moment değerine göre set edilirler. Motor hızı bu noktayı aştığı zaman valf turbo kompresöre giden gaz kütlesini azaltmak için açılır [20].

Teoride güç çıkışını kontrol etmenin daha iyi bir çözümü boyut kontrolüdür. Düşük çalışma hızları için daha geniş türbin yüksek hızdakinden daha iyidir. Bununla birlikte önceden de belirtildiği gibi geniş türbinler yüksek hızlardaki motora destek verebilir ve küçük olanlar düşük hızlarda yeterli havayı çekemezler. Soldan sağa

türbin karakteristikleri ve artan boyutlar gösterilmiştir. Nozulun geometrisinin değiştirilmesiyle uygun sonuçlar elde edilebilir. Son heder kompresöre güç girişini sürdürmektir. Böylece kompresöre doğru akış hızı ve motor hızı düşer, dalgalanma önlenir. Bununla birlikte değişken geometri pahalıdır ve güvenilirliği azdır [20].

Seçenekler -kenar duvarların hareket ettirilmesi ve daha fazla güvenilirlik- yüksek sıcaklıktaki bir türbin yerine kompresörde uygulanması daha kolaydır. Kanatların döndürülmesi onların açılarını değiştirmekle kalmaz ayrıca kanatlar arasındaki bölgesel alanları böler. Böylece türbinin kapasitesi de değişmiş olur. Geometri değiştirme metotları ve türbin boyutlarını değiştirmek genişleme oranına benzer etkide bulunurlar. Bununla birlikte kompresör haritasının genişliği donanımın performansını sınırlar. Değişken geometri kavramı kompresörlerde gelişmektedir [20].

Turbo kompresör performansının iyileştirilmesi ile değişken şartlar ve düşük hızlardaki problemleri yenmek üzerine yapılan geliştirme çalışmalarının büyük bir kısmı B.E. Walsham ve diğer Holset mühendisleri tarafından yapıldı. Ulaşılan sonuçlar belirtilmiştir [20].

NO_x emisyonlarını azaltmak için egzoz gazı resirkülasyonlarının geliştirilmesi elektronik kontrolleri ve modifiye parçalar kullanılarak yapılmaktadır. Ayrıca gürültülerin etkileri azaltılması yâda kanallarda değişken perdeler kullanılarak veya sonradan eş merkezli perdelerde çift çember kullanılarak önenebilir [21].

3.7. Turboşarj Yerleştirilmesi

Açılan ani valften dolayı oluşan darbe enerjisinden maksimum avantajı elde etmek için turbo kompresörü valfin üzerine yada egzoz manifoldunun yakınına yerleştirilmelidir. Ek avantaj elde etmek için bir katalitik konvertör yerleştirilmiş ise o da motora yakın bir şekilde yerleştirilebilir ve böylece çalışma sıcaklığı ani ve yavaş olarak artırılabilir.

İdeal olarak, egzoz gazı basıncı valf portunu terk ederken ki kinetik enerjisine dönüştürülebilir. Böylece silindire geri bir basınç olmaz. Fakat bu kullanışlı değildir. O yüzden gaz ya plenuma ve oradan da neredeyse sabit basınçta türbine yâda direk olarak değişken basınçta türbin girişine geçmelidir. Sonraki hazırlık, değişken kütle akışının sonucunda belli bir verimde sürekli çalışan makineye rağmen darbe enerjisinden toplam enerjiyi optimize etmek amacıyla en iyi kullanım sağlanmalıdır. Sonunda, önceden de bahsedildiği gibi otomotiv uygulamalarından bunun neredeyse değişmediği kabul edilir.

Türbindeki darbe enerjisini azaltmak için turbo kompresörüne gaz sağlanan iki egzoz portundan borulara örtüşme deşarjı engellenir. Sonuç olarak, altı silindirli bir motorda, üç silindirdeki egzoz gazlarını alan ve ikiz giriş volütü olarak adlandırılan portlar boyunca götüren çift manifoldun olması istenir.

Türbin yetersiz soğutulursa bir problem oluşabilir. Yüksek hızda ve uzun süreli yüklemde çalışmış bir motor aniden durdurulursa kızgın türbinden kalan yağlayıcıya ısı geçiş olur. Böylece uzun bir süre sıkı çalıştıktan sonra belli bir süre soğutma çevriminin gerçekleşmesi ve turbo kompresörün aşırı sıcaklığını makul bir değere indirmek için stop etmeden önce motoru yavaş tempoda çalıştırmak iyi olur [20].

3.8 Turbo Gecikmesini Azaltmak

Kurulum problemlerinin yanı sıra, rotorun eylemsizliği de göz önünde bulundurulmalıdır. Turboşarjlarla ilgili standart şikayetlerden biri şudur; “Motorun gerisinde kalıyorlar”. Gecikme, havanın gazla karıştırılması veya ateşleme zamanı problemleri yüzünden olabilir ama rotor eylemsizliğini düşürmek doğru yönde bir adımdır.

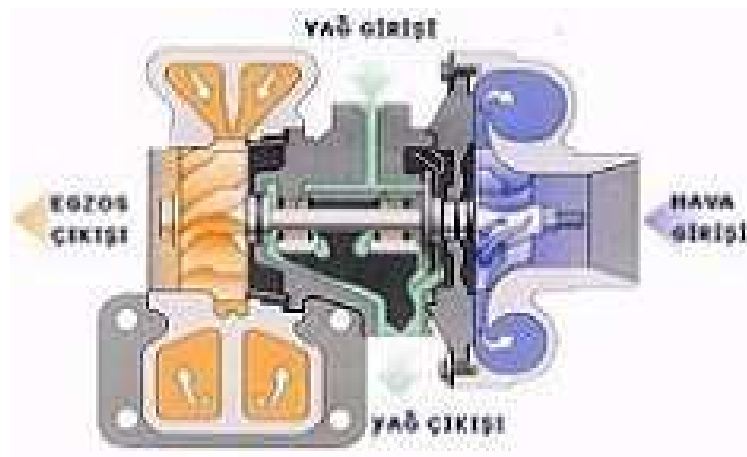
Turboşarjın maksimum hıza ulaşması için gereken süre genel turboşarj veriminin ve dönen grubun kutupsal atalet momentinin bir fonksiyonudur. Atalet momenti, dönen bir kütle için, hızdaki bir değişmeye direncidir [1].

3.9. Turboşarj Eşleştirme

Kısa süreli bir uygulama için bir turboşarjı eşleştirme ve boyutlandırmada hem arzulanan maksimum basınç yükselmesi hem turboşarj ivmesi hesaba katılmalıdır. Taşıt uygulamasının turboşarj seçiminde çok önemli olmasının bir başka sebebi budur. Bir kamyon yada otobüs yüksek bir tepeyi tırmanırken meydana gelen maksimum basınç yükselmesiyle ayakta kalmayı başarabilmelidir [1].

3.10. Turboşarjın Çalışması

Yanma odasında patlayan hava-yakıt karışımı, egzoz gazına dönüşerek egzoz supaplarından egzoz manifolduna doğru itilir. Bu aşamada egzoz gazının basıncı, yol üzerindeki turbonun pervanesini döndürür. Yönlü kanatçıklara sahip olan bu pervane sayesinde gazın önemli bir kısmı türbine girer. Türbin basınçlı gazla dolduğu andan itibaren ters yöndeki kompresör pervanesi de basınçla dönmeye başlar. Dönen bu pervane kompresör salyangozunun hava giriş kısmında ters basınç yaratarak emme kuvveti doğurur, bu sayede emme salyangozunun içine dolan basınçlı hava salyangozun çıkış kısmından emme manifolduna doğru süratle yollanır. Yanma odasına giren basınçlı havanın yakıtla birlikte ateşlendiğinde çok daha şiddetli bir patlama gerçekleştirmesini sağlar [1].



Şekil 3.3. Turboşarjın Kesit Resmi

Turbonun görevi daha fazla soğuk havayı motora vererek performansını artırmaktır. Motorda soğuk hava sıcak havadan daha yoğundur. Bu yüzden motordan içeri giren

hava ne kadar yoğun olursa içerdeki patlama o derece şiddetli olur. Bu sayede de üretilen güç ve tork da fazlalaşır. Araçların soğuk havalarda daha iyi performans sergilemesinin sebebi budur [1].

3.11. Turboşarjlı Dizel Motorları

Turboşarjlar otomobil ve kamyonlardaki sıkıştırma ateşlemeli (dizel) motorlarda geniş oranda kullanılırlar. Aynı prensiplere göre çalışmalarına rağmen, kıvılcımla ateşlemeli (benzinli) motorlardaki turboşarjla karşılaştırıldıkları zaman, bazı farklılıkları vardır. Otomotiv dizel motorlarında süperşarj kullanılabilir, fakat pratik olarak üretim uygulamalarında çok nadir olarak kullanılırlar. Dizel motorlarda turboşarj kullanılarak elde edilen performans artışlarının sonucunda, günümüzde çoğu otomobil ve hafif kamyon dizellerinde ve özellikle de ağır yük kamyon motorlarında turboşarj kullanılır.

Dizel motorlarında, silindir içine sadece hava girer. Hava sıkıştırılır ve havanın sıcaklığı ayrı olarak püskürtülen yakıtın ateşlenmesi için gerekli olan sıcaklığın üstüne çıkartılır. Yanma olayı, yakıt yüksek sıcaklıktaki havayla karışınca yavaş yavaş meydana gelir. Çıkış gücü püskürtülen yakıt miktarının değiştirilmesi ile kontrol edilir. Kıvılcımla ateşlemeli motorlardan farklı olarak (kıvılcımla ateşlemeli motorlarda hava/yakıt oranı stokiyometrik değerinde veya buna çok yakın bir değerinde neredeyse sabittir), dizel motorlarda püskürtülen yakıtın tam yanması için gerekli olan havaya ihtiyaç vardır. Bir dizel motorda aşırı hava her zaman kabul edilebilir ve aynı zamanda arzu edilen bir olaydır. Bir dizel motorda çıkış gücü yakılan yakıtın miktarına bağlıdır ve motorun herhangi bir zamandaki çıkış gücü, yeterli yakıtı yakmak için mümkün olan hava miktarı belirlenir. Belirli bir yük durumunda yetersiz hava alınır, verimde hızlı bir düşüş meydana gelir. Normal emişli bir dizel motorda maksimum hava kütlesi akışı, motor silindirlerinin yer değiştirme miktarı ile sınırlıdır. Çıkış gücünü yükseltmek için, motor hızı veya motor strok hacmi arttırılmalıdır [22].

Bir turboşarj, havanın kütleli akışını ve yoğunluğunu arttırır. Artan hava kütlesine ilave yakıt eklendiği zaman, güç artışı sadece motorun mekanik ve termal kapasitesi

ile sınırlandırılır. Otomotiv dizeline kullanılan bir turboşarj, motorun karayollarında kullanımı için arzu edilen esneklikte, geniş bir hız aralığında çalışmasına imkan sağlayabilir. Turboşarj basınç olmadan basınç artışı sağlayabilir. Yüksek karşı basınçlar, motora geri yansıtılabilir. Bu; yüksek silindir basınçlarına neden olur ve yakıt tüketimini artırır [22].

Turboşarj tarafından sağlanan fazla hava, yanma odası ve ekzoz sıcaklıklarını düşürür ve çok yüksek sıcaklık dirençlerine ve bu yüzden daha pahalı malzemelere gerek duymadan, daha yüksek çıkış gücü sağlar. Aynı zamanda, yakıt kontrol sistemi motora daha fazla hava sağlandığı zaman basitleştirilebilir. Fazla hava ekzoz zamanı sonunda artık ekzoz gazlarını çıkarmak için silindirleri süpürebilir. Son olarak, fazla hava karbon monoksit ve yanmayan hidrokarbon emisyonlarını azaltır. Fazla hava sonucunda oluşan daha düşük yanma sıcaklıkları, nitrojen oksit emisyonlarında da azalmaya neden olur [22].

Tam yük durumunda basınç artışı sağlamak için bir dizel motorunu çalıştırmak, motor üzerinde motorun ömrünü azaltan termal yüklere sebep olur. Bu zararlı ısı yükünü azaltmak için, bir ara soğutucu (intercooler) kullanılır. Turboşarjlı veya süperşarjlı benzinli motorlardaki ara soğutuculardan farklı olarak (bunlar vurutuyu azaltarak daha fazla güç elde etmek için eklenirler), dizellerin ara soğutucuları sadece dayanımı ve güvenilirliği arttırmak için işletim sıcaklıklarını azaltmaya yardım ederler [23].

Vuruntu problemlerinin yoğunluğu, daha yüksek sıkıştırma oranlarında dizeller normal çalışırken, daha yüksek boost basınçlarının elde edilmesine imkan sağlar. Günümüzde, maksimum basınçlar; yüksek yanma odası basıncına karşı çalışan etkili ve verimli bir yakıt pompası ile sağlanan maksimum püskürtme basıncı kadar, motor parçalarının mekanik mukavemet özellikleri ile de sınırlıdır [23].

Turboşarjlardan daha fazla enerji elde eden bir teknik, ekzoz valfi her açıldığında oluşan yüksek basınç ve hızdaki ekzoz darbelerini kullanır. Bu yüksek darbe basınçları çoğu zaman ortalama ekzoz manifoldu basıncından daha yüksektir. Bu basınç darbelerinden yararlanmak için, ekzoz sistemi tek girişli türbin gövdesi

olduğu gibi, yüksek basınçlar düşük basınçlar tarafından yok edilmeyecek şekilde dizayn edilmelidir. Darbe basıncı tekniği, her silindir kafasında ekzoz gazlarını özel bölünmüş giriş bölmesine gönderen , ayrı ekzoz bağlantısına ihtiyaç duyar [23].

3.12. Tarım Traktör Motorunun Turboşarjı

Orta güçte bir tarım traktörünün 1675 s'lik bir çalışmadan sonraki performans çıkışı gözlenmiş, motoru çalıştırdıktan sonra bir takım ölçümler elde edilmiş, bu motor turboşarjla güçlendirilmiş, performans çıkışı doğal emişli versiyonla karşılaştırılmış, P.t.o. torku ve güç çıkışındaki önemli artışlar kaydedilip bununla birlikte egzoz sıcaklıkları ve yağlama yağı sıcaklıkları, muhtemelen dizel yakıtın fazla yanmasından dolayı azaldığı gözlenmiştir [1].

Turboşarj da kullanılan yağı bozulma sınırına yaklaşan sıcaklığına bağlı olduğunda maksimum egzoz sıcaklıkları ve turboşarj gövde sıcaklıkları motor kapalı olduğunda elde edilebildiği, kapatmadan önce 20, 30, 60 ve 80 s' lik sürelerde motorun rolantideki etkileri gözlemlenmiş olup motor kapatmadan önce en az 1 dakika rolantiye alma sürecinde elde edilen maksimum sıcaklıkta büyük bir ölçüde azalma olduğuna bilinmektedir [24].

Özel bir traktör motorunun yakıt tüketimi ve emisyonları genellikle motor hızına ve torka bağlıdır. Motor yükü alternatif sürüş tekniklerinden, aktarma organlarının tasarımından ve araçların farklı çalışma kapasiteleriyle kullanılmasından etkilenebilir. Tarım traktörlerinin motor emisyonları ve yakıt tüketimine yönelik aktarma özellikleri ve motor kontrol stratejilerini değiştirmenin etkileriyle ilgilidir. Simülasyon deneyimlerinin yürütülebildiği yükleme aracı ve traktörün dinamik bir bilgisayar modeli kullanılır.

Simüle çalışmalar on-road taşıma ve toprak işleme ile ilgiliydi. Çalışmanın genel bir sonucu farklı sürüş stratejileri ve aktarma özellikleri kullanarak çalışma için gereken yakıt tüketimi ve zamanı etkilemeden emisyon miktarını değiştirebilme olasılığıydı. Daha genel bir sonuç ise düşük nihai dişli oranı karbon (CO) ve hidrokarbon (HC) hidrokarbon emisyonunu azaltmıştı ancak toprak işleme çalışmasından emisyonlar

sınırlı düzeyde etkilenirken taşıma çalışması için nitrojen oksit oranını artırmıştı. Bir diğer sonuç ise yalnızca daha yumuşak bir düzeyde gidilen bir mesafeyle ilgili olarak maksimum taşıma hızı yakıt tüketimini ve emisyonları etkilemişti [25].

3.12.1. Traktörleri turboşarjlama

Traktör motorlarının güçlerinden dolayı turboşarjlama uygulaması, 1960'lı yıllardan evvel her ne kadar uygulandıysa da pek önemsenmemişti. Indianapolis ve Can-Am traktör yarışlarında turboşarjlama yaygın olmadan uzun zaman önce uygulamaların bazıları üstünkörü yapılmıştı [1].

Dr. Alfred J. Buchi, 1953 yılında yayınladığı Turboşarjlama Monografi'sinde, şarj basınç oranının bir fonksiyonu olarak, bir dizel motorun güç artışından söz etmektedir [1].

Dr. Buchi düzgün bir şekilde motor silindirinden ekzoz boşaltılmış, ara soğutulmuş, turboşarjlanmış bir motorun ekzoz gazı sıcaklığında, herhangi bir artış olmaksızın 4/1 kadar yüksek olacak şekilde basınç oranlarında artmaya devam ettiğini saptadı. Saptanan değerlerle, ekstrapolasyon uygulanmasıyla çıktının artmaya devam edeceği (muhtemelen 10/1 lik bir basınç oranı üzerine) görülmektedir. Buna göre, doğru bir şekilde turboşarjlanmış ve ara soğutulmuş bir dizel motoru, bugünün motorlarının yeteneklerinin ötesinde manifold basıncındaki güçte artışa devam edecektir [1].

Buchi ayrıca, daha yüksek çıktılarının gerekli bir şekilde yanma sıcaklıklarını artırmadığını işaret etti. Dr. Buchi 1909'da 71 psi' lik emme manifoldu basıncıyla çalışmaktaydı. Ek zorlamalara malzemeler tahammül edebilseydi, muhtemelen daha yüksek basınçlarla çalışmış olacaktı. Ara soğutmayla yüksek basınçlı turboşarjlamının bir sonucu olarak, traktör çekicileri bir 400 CID dizelden 4000 rpm'de 800 HP üzerinde güç ele ediyorlardı. Bu, 2500 rpm'de yaklaşık olarak 175 fren beygir gücü üretmek için tasarlanan bir motor içindir [1].

3.13. Turboşarjlı Motorlar Kullanılırken Dikkat Edilmesi Gereken Hususlar

Turbo motorlar kullanılırken dikkat edilmesi gereken husus, otomobili yüksek devirlerde kullandıktan sonra motor stop edilmeden önce kısa bir müddet de olsa rölantide çalıştırılarak, türbünün boşalması ve soğumasına izin verilmesidir. Aksi takdirde gazın sirkülasyonu esnasında türbün boşalmadan bir miktar gaz içerde hapsolacak ve zaman içinde turboyu ciddi şekilde yıpratacaktır. Turbo uygulamasının motorda çok daha fazla yük ve yüksek ısılara yol açacağı ve bunun için intercooler uygulamaları veya diğer soğutma yöntemleri gerektiği unutulmamalıdır [1].

3.14. Turboşarjlarda Motor Arızasına Neden Olan Tipik Problemler

Belirti	Sebeup	Nasıl Önlenir	Çare
Artma Eksikliği	conta sızıntısı yada Eksoz sistemindeki delik Conta	Motor çalışmasıyla kuyruk borusunu bloke edin. Eğer motor çalışmaya devam ederse,sızıntı mevcuttur.	Sızıntıları Onarın.
Artma Eksikliği	Aşınmış valfler yada Halkalar	Sıkıştırma denetim motoru	Onarın.
Artma eksikliği	Karbüratör çok küçükveya kelebek tamamen açamaz.	Karbüratör içindeki basınç düşüşünü denetleyin.	Daha geniş Karbüratör kullanın veya bağlantıyı ayarlayın.
Artma eksikliği	Türbin boşaltma sistemindeki sınırlama (susturucu)	Türbin boşaltma basıncını denetleyin	Hava temizleyicinin bakımını yapın
Artma eksikliği	Kirli hava temizleyici	Hava temizleyiciyi kaldırın.	Bağlantıları Sıkıştırın yada Contaları Değiştirin
Artma koşulları boyunca gazolin kokusu	Kompresör boşaltma emme manifoldundaki küçük sızıntı	Bağlantılar boyunca yakıt lekeleri arayın.	Karbüratörü Temizleyin ve jet büyüklüklerini denetleyin.
Zayıf vana tepkisi (Hata)	Karbüratördeki tıkanmış devre	Başka bir karbüratör yada zenginleşme jet(ler)i deneyin.	Temizleyin ve 0.025 İn ** ya sıfırlayın.
Bujiler yüksek güçte Iskalar.	Boşluk çok geniş	Aralığı ölçün.	Bağlama tellerini değiştirin.
Bujiler sık sık ıskalar*	Kötü ara kablolar	Özelliklere karşı bağlama teli direncini denetleyin	Kanal hattını Temizleyin yada değiştirin.
Türbin gövdesindeki yağ sızıntısı	Tıkanmış yağ kanalı	Kanal hattını kaldırın ve fişe takılmış ve dalgalandırılmış hattı	Denetleyin.
Zayıf rölanti	Karbüratör ve kompresör arasındaki hava sızıntısı	Motor rölantisinde karbüratör boyunca tıslamayı dinleyin.	Sızıntıyı onarın

* 15 poundluk ya da daha fazla boostta en iyi boşaltma ateşleme sistemi uygun, tercihen yüksek çıktılı bir bobinle kullanın.

** Daha küçük aralıklarda ateşlememe oluşursa gereksinim duyulabilir.

Bir turbo şarj motor kadar uzun ömürlü olabilir, eğer temiz yağ ile beslenen ve katı nesnelere yutması engellenir ve doğru olarak kullanılırsa (koruma ve bakımı yukarıdaki gibi uygulanırsa) [1].

3.15. Neden Turboşarj

Kıvılcım ateşlemeli motorun turboşarjlanması doğal dolgulu motorların aynı güç çıktısı ile kıyaslandığında boyut, ağırlık ve bazen de yakıt ekonomisindeki gelişmeleri sunar. Dizeli turboşarjlama, şu gelişmeleri sunar [1].

1. Daha küçük boyut
2. Daha hafif ağırlık
3. Daha iyi yakıt ekonomisi
4. Daha fazla güç
5. Yükselti karşılığı
6. Dumanın indirgeme veya yok edilmesi
7. Daha az gürültü
8. Daha düşük salım (emisyon)
9. Daha düşük çalışma sıcaklığı
10. Otomatik kıvılcım kesici

Bir motorun içine daha fazla hava zorlanması gücü artırmak için yakılacak daha fazla yakıtı müsaade eder. Bu aynı güç çıktısı için daha küçük bir motor kullanımına izin verir. Daha küçük bir motor ayrıca toplam ağırlığı da azaltır.

Bir dizele turboşarj ekleme yanma için uygun hava miktarını artırmaktan daha fazla uygundur. Turboşarj ayrıca yanma odasındaki türbülansı artırarak yanma verimini artırır.

Daha fazla türbülans yakıtın belirli bir miktarı için daha fazla eksiksiz yanma ve daha fazla güç verir. Eklenen hava ayrıca daha fazla güç vermek için enjekte edilebilir daha fazla yakıtı müsaade eder.

Turboşarjlanmış bir motor iki yolla daha yüksek yükseltilerde daha az yoğun havaya dengelenebilir. Birincisi; bir turboşarjlanmış dizel genellikle sea-level-rated güçte en az %50 artı havaya sahiptir. İkincisi; manometre basıncı yükseltiyle yaklaşık olarak sabit kalır [1].

Özet olarak, çıktıyı % 25 artırmak için veya yükseltiyi normalize etmek için bir dizel motorun turboşarjlanması bir kıvılcım ateşlemeli motoru turboşarjlamadan daha kolaydır. Ancak eşlemenin daha küçük noktaları en iyi motor ömrü ve yakıt ekonomisi için gözden kaçırılmamalıdır [1].

Isı değiştirgecinden geçen şarj havasının sıcaklık düşüşü birkaç faktörün bir fonksiyonudur. Isı değiştirgeci boyutu ve sıcaklığı ve uygun soğutucu ortam akış oranıyla değiştirir. Isı değiştirgecinden geçmesi gibi daima şarjın bir basınç düşüşü olur. Basınç düşüşü miktarı sıcaklık düşüşüne karşı ölçülmelidir. Örneğin; şarj sıcaklığının 100 F' a düşmesi ve daha sonra basıncın yarısını kaybetmesine kadar hiçbir avantaj yoktur. Eğer ısı değiştirgecinden geçen şarj havası oldukça fazla yoğun olmazsa, ısı değiştirgeci vazifesinin sadece yarısını yapar [1].

Motorun 2 avantajı vardır. İlki, motorun toplam çalışma sıcaklığı azaltılacaktır. İkincisi, verilen bir fren ortalama efektif basıncı (bmep) yada çalışma basıncı için yanma odası basıncı ayrıca azaltılacaktır. Bunlar motor üzerinde gerilimi azaltmak için birleştirir [1].

BÖLÜM 4. TEORİK HESAPLAMALARIN PARAMETRELERİ

Kullanılan motorun teknik özellikleri

Silindir çapı (D)	100 mm
Strok (S)	100 mm
Silindir sayısı (İ)	4
Sıkıştırma oranı (ϵ)	16,1
Dönme sayısı – Devir (n)	2500 d/d
Turboşarj basınç artış oranı (π)= P_k/P_o	1,8
Volümetrik verim (η_v)	0,90
Hava fazlalık katsayısı (λ)	1,7
Yakıt dizel motorin	50

4.1. Yakıt

Yakıt Hava karışımı 1 kg olarak kabul edilir. ($C+H+O$) = 1 kg.

4.1

Burada C (Carbon) H (Hidrojen), O (Oksijen) 1 kg yakıttaki kütleli kesirlerdir. Eğer yakıtın element kütleli kesiri belli ise, alt ısı değeri (H_u) kJ/kg şu şekildeki formül ile hesaplanır.

$H_u = [33,91 C + 125,6 H - 10,89 (O - S) - 2,51(9H + W)].10^3$ formülünde S, W yakıttaki kükürt ve su buharı kütleli kesirleridir.

4.2

Dizel yakıtlar içindeki C, H, O elementlerin kütleli oranları $C=0,870$ $H=0,126$ $O=0,004$ dür.

Bu verilere göre;

$$Hu=[33,91 \times 0,87 + 125,6 \times 0,126 - 10,89(0,004 - 0) - 2,51(9 \times 0,126 + 0)] \cdot 10^3$$

$Hu = 42437,4$ kJ/kg bulunur.

4.2. Enerji Gazı

Dizel motorlarda Emme ve Sıkıştırma sürecinde iş gazları olarak silindirde sadece hava, yanma genişleme ve egzoz süreçlerinde ise yanma ürünleri bileşimleri uygulanmaktadır.

4.2.1. Yakıt hava karışımı miktarı

1 kg yakıtın tam yanması için gerekli teorik hava miktarının kütleli ve hacimsel olarak hesaplanması,

$$l_o = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} \times C + 8 \times H - O \right) \text{ kg hava / kg yakıt} \quad 4.3$$

$$l_o = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} \times 0,87 + 8 \times 0,126 - 0,004 \right) = 14,452 \text{ kg hava / kg yakıt}$$

1 kg yakıtın yanması için gerekli hacimsel teorik hava miktarı,

$$L_o = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \text{ kmol/hava / kg yakıt} \quad 4.4$$

$$L_o = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,870}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0,004}{32} \right) = 0,499 \cong 0,5 \text{ kmol/hava / kg yakıt}$$

Hava fazlalık katsayısı ($\lambda = L / L_o$), $\lambda \neq 1,7$ olduğuna göre yakıt hava karışımındaki gerçek hava miktarı ;

$$L = \lambda \cdot l_o \text{ kg hava / kg yakıt olur.} \quad 4.5$$

Buradan ,

$$L = 1,7 \times 14,452$$

$$L = 24,5684 \text{ kg hava / kg yakıt}$$

Yakıt hava karışımındaki gerçek hacim miktarı;

$$M_1 = 1,7 \times 0,5 = 0,85 \text{ kmol hava / kg yakıt}$$

4.2.2. Yanma ürünleri bileşim miktarı

Stokiyometrik Yakıt – Hava karışımının ($\lambda = 1$) tam yanma ürünleri; karbondioksit (CO_2), Su buharı (H_2O) ve Azot (N_2) bileşimleridir [26]. Fakir yakıt hava karışımları ($\lambda > 1$) Kullanıldığında yukarıda sıralananın yanı sıra artık Oksijen (O_2) de vardır.

Buna göre sıvı yakıtın yanma ürün miktarı

$\lambda > 1$ iken

$$M_{CO_2} = C / 12$$

$$M_{H_2O} = H / 2$$

$$M_{O_2} = 0,208 (\alpha - 1) \times L_o \quad M_{N_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_o$$

$$M_{CO_2} = 0,870 / 12 = 0,0725 \text{ kmol } CO_2 / \text{ kg yakıt}$$

$$M_{H_2O} = 0,126 / 2 = 0,063 \text{ kmol } H_2O / \text{ kg yakıt}$$

$$M_{O_2} = 0,208 (1,7 - 1) \cdot 0,5 = 0,0728 \text{ kmol } O_2 / \text{ kg yakıt}$$

$$M_{N_2} = 0,792 \times 1,7 \times 0,5 = 0,6732 \text{ kmol } N_2 / \text{ kg yakıt}$$

4.6

Toplam Ürün Miktarı;

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}$$

4.7

$$M_2 = 0,0725 + 0,063 + 0,0728 + 0,6732$$

$$M_2 = 0,8815 \text{ kmol yanma ürünü / kg yakıt}$$

4.2.3. Atmosfer ve atık gaz parametresi

Aşırı doldurma basınç oranı $\pi = P_k / P_o = 1,8$ olarak kabul edilir.

Aşırı doldurma olmadığından normal atmosfer basıncı sıcaklığı çevre parametreleri olarak $P_o = 0,1 \text{ MPa}$ $T_o = 293 \text{ K}$ kabul edilir.

$P_k = P_o \cdot \pi$, $P_k = 0,1 \times 1,8 = 0,18 \text{ MPa}$ olarak bulunur.

Kompresör çıkışındaki hava sıcaklığı ortam koşulları ve kompresör çıkış hava basıncına bağlı olarak aşağıdaki politrapik denklem ile hesaplanır.

$$T_k = T_o (P_k / P_o)^{(n_k-1)/n_k} \quad \text{buradan;} \quad 4.8$$

$T_k = 370 \text{ K}$ bulunur.

Burada doldurucu sıkıştırma politrap üssü (n_k) 1,65 kabul edilmiştir.

Atık gaz parametrelerinde (P_r , T_r) benzer – prototip motor bilgileri göz önüne alındığında aşağıdaki gibi kabul edilir ancak daha sonra atık gaz sıcaklığı kabulünün doğruluğu kontrolü yapılarak; istenen sonuç elde edilmezse işlemler tekrarlanır.

Buradaki sıcaklığı 800 K ve basıncı 0,95 kabul ederiz [26].

$$T_r = 800 \text{ K} \quad P_r = 0,95 \text{ MPa}$$

$$P_r = 0,95 \times P_k$$

$$P_r = 0,171 \text{ MPa}$$

Taze Dolgu Yoğunluğu;

$$\rho_k = P_k \times 10^6 / (R_a \cdot T_k) \quad R_a = \text{Gaz Sabitesi (287 kJ/kgK)} \quad 4.9$$

$$\rho_k = 1,70 \text{ kg/m}^3 \text{ olur.}$$

Dizel motor burada süperşarj $\Delta t = 10$ °C taze dolgudan motorun çeperlerine aldığı ek ısı kaynağı artışı kabul ediliyor [26].

4.3. Gerçek Çevrimlerin Termodinamiği

Motorlarda gerçek çevrimin termodinamik hesaplamaları, emme, sıkıştırma, yanma, genişleme ve egzoz süreçlerinden oluşur. Bu hesaplamalar aşağıda verilmiştir.

4.3.1. Emme süreci

$$Pa = [(Tk + \Delta T).(\varepsilon - 1) P_k \eta_v + P_r T_k] / \varepsilon T_k \quad 4.10$$

$$Pa = 0,16666 \text{ MPa}$$

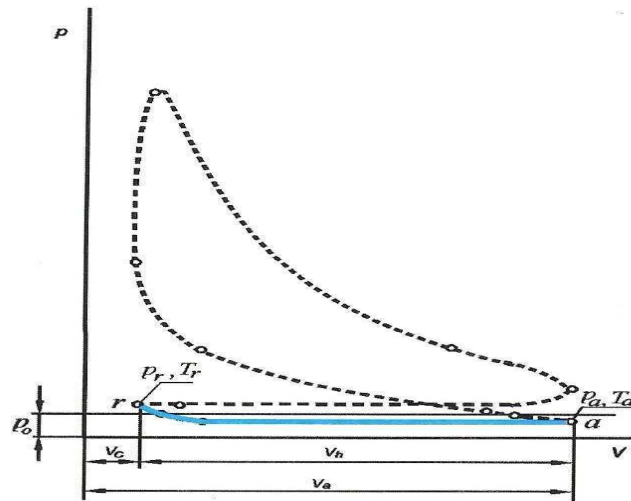
Emme süreci sonu olarak iş gazı (hava+yakıt veya hava) sıcaklığı olarak

$$Ta = \frac{Tk + \Delta t + \gamma_r.Tr}{1 + \gamma_r} \text{ Formülü ile bulunur.} \quad 4.11$$

$$\text{Buradaki } \gamma_r = \frac{Tk + \Delta T}{Tr} \cdot \frac{Pr}{\varepsilon.Pa - Pr} \text{ ise buradan } \gamma_r = 0,0324 \text{ bulunur.} \quad 4.12$$

Bu işlemler sonucunda,

$$Ta = 393,1450 \text{ K}$$



Şekil 4.1. Dizel Motorlarda Emme Süreci

4.3.2. Sıkıştırma sonu süreci

Sıkıştırma politrop üssü sabiti ($n_1 = \text{sbt}$) kabul edilirse;

$$PaVa^{n_1} = PxVx^{n_1} = PcVc^{n_1} \quad 4.13$$

$TaVa^{n_1-1} = TxVx^{n_1-1} = TcVc^{n_1-1}$ politropik bağıntılar yazılabilir. Bu denklemlerden faydalanarak sıkıştırma sonu basıncı (Pc) ve sıcaklığı (Tc) şu formüllerle hesaplanır.

$$Pc = Pa.\varepsilon^{n_1} \quad 4.14$$

$$Tc = Ta.\varepsilon^{n_1-1} \quad 4.15$$

Sıkıştırma politrop üssü (k_1)'e bağlı olarak aşağıdaki sınırlar arasında değişir.

$$\text{Adyabatik Üs} : k_1 = mc_p / mc_v = 1 + 8,315 / (mcv)_{to}^{tc} \text{ ifadesi ile hesaplanabilir.} \quad 4.16$$

Buradaki $(mcv)_{to}^{tc}$ yakıt hava karışımının ortalama mol özgül ısısıdır.

$(mcv)_{to}^{tc} = 20,6 + 0,002638 (Tc - 273)$ yada Ekler Şekil Ek 5' den ε ve Ta değerlerine bağlı olarak değerler bulunur, okunur. 4.17

$\varepsilon = 16,1$ $Ta = 393,18$ K için, $k_1 = 1,362$ olarak bulunur, n_1 ise k_1 'e eşit kabul edilir[26].

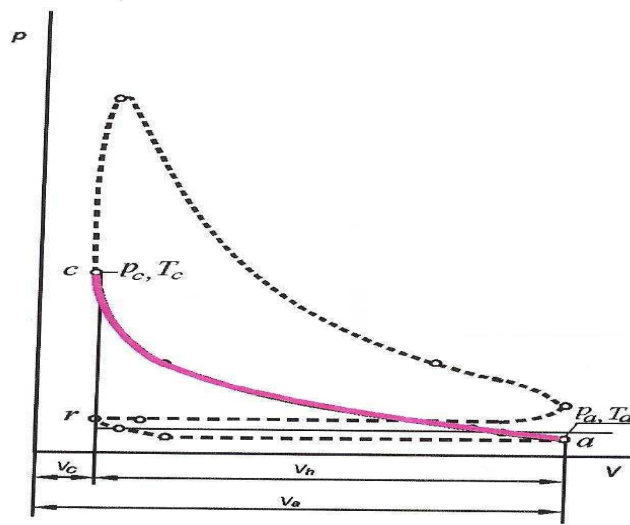
Bu durumda sıkıştırma sonu basıncı (Pc) ve sıcaklığı (Tc)

$$Pc = Pa \cdot \varepsilon^{n_1} \quad 4.18$$

$$Pc = 7,3374 \text{ MPa}$$

$$Tc = Ta \cdot \varepsilon^{n_1-1} \quad 4.19$$

$$Tc = 1075,38 \text{ K}$$



Şekil 4.2. Sıkıştırma Süreci

Sıkıştırma Süreci Sonundaki Ortalama Molar Özgül Isı Hesaplaması

Hava için;

$$(mcv)_{to}^{tc} = 20,6 + 2,638 \times 10^{-3} \cdot t_c \quad 4.20$$

$$(mcv)_{to}^{tc} = 20,6 + 2,638 \times 10^{-3} \cdot (1075,13 - 273)$$

$$(mcv)_{to}^{tc} = 22,716 \text{ kJ / kmol } ^\circ\text{C}$$

Atık gaz için;

Buradaki değer $\lambda=1.7$ (hava fazlalık katsayısı)

Ekler Tablo Ek 5.'den $t_c = 802,06$ için bulunan değer $(m_{cv})_{t_c}^{t_c} = 24,400$ kJ / kmol Bu değer iterasyon yöntemi ile bulunmuştur.

Çalışma ortamı için;

$$(m_{cv})_{t_c}^{t_c} = \left[\frac{1}{1 + r\gamma} \right] \times [(m_{cv})_{t_c}^{t_c} + \gamma_r \cdot (m_{cv})_{t_c}^{t_c}] \quad 4.21$$

$$(m_{cv})_{t_c}^{t_c} = 22,765 \text{ kJ / mol } ^\circ\text{C}$$

4.3.3. Yanma süreci

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1}, \quad M_1 = L \text{ ise } \mu_o = 1,037 \quad 4.22$$

Çalışan Karışımın Moleküler Değişim Katsayısı;

$$\mu = (\mu_o + \gamma_r) / (1 + \gamma_r) \quad 4.23$$

$$\mu = 1,035$$

Çalışan Karışımın Yanma Isısı;

$$H_w = H_u / [M_1 \cdot (1 + \gamma_r)] \quad 4.24$$

$$H_w = 48378,44 \text{ kJ / kmol}$$

Yanma Ürünlerinin Molar Isısı;

$$(mc_v^u)_{t_0}^{t_z} = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} (mc_v^u CO_2)_{t_0}^{t_z} + M_{H_2O} (mc_v^u H_2O)_{t_0}^{t_z} + M_{O_2} (mc_v^u O_2)_{t_0}^{t_z} + M_{N_2} (mc_v^u N_2)_{t_0}^{t_z} \right] \quad 4.25$$

Bazı gazların ortalama molar özgül ısısı Ekler Tablo Ek 6'da verilmiştir. Bu tablodan faydalanarak aşağıdaki değerler okunur.

$$mcv_{CO_2} = 39,123 + 0,003349.t_z$$

$$mcv_{H_2O} = 26,67 + 0,004438.t_z$$

$$mcv_{O_2} = 23,723 + 0,001457.t_z$$

$$mcv_{N_2} = 21,951 + 0,001457.t_z$$

$$(mc_v^u)_{t_0}^{t_z} = 23,847 + 0,00183.t_z$$

$$(mc_v^u)_{t_0}^{t_z} = (mc_v)_{t_0}^{t_z} + 8,315 \quad 4.26$$

$$(mc_p^u)_{t_0}^{t_z} = 23,837 + 0,00183.t_z + 8,315$$

$$(mc_p^u)_{t_0}^{t_z} = 32,162 + 0,00183.t_z$$

Isıdan yararlanma katsayısı turbolu dizel motorlar için, $\xi_z = 0,86$ $\alpha = 1,5$ kabul edilirse [26],

$$\mu \cdot (mc_p^u)_{t_0}^{t_z} \cdot t_z = \xi \cdot H_{w1} m + \left[(mc_v^u)_{t_0}^{t_z} + 8,315 \cdot \alpha \right] \cdot t_c + 2270 \cdot (\alpha - \mu) \quad 4.27$$

$$1,034 \cdot (32,162 + 0,00183) \cdot t_z = 0,86 \cdot 48378,24 + [22,765 + 8,315 \cdot 1,5] \cdot 802,13$$

$$+ 2270 \cdot (1,5 - 1,035) \cdot 35,255 + 0,00189 t_z^2 = 70912,7365$$

$$33,321 + 0,00189 t_z^2 - 70912,7365 = 0 \text{ oluşturuluyorsa,}$$

Bu oluşan denklem ikinci dereceden $A t_z^2 + B t_z + C = 0$ şeklinde iki bilinmeyenli denklem şekline dönüşür. Çözüm yöntemi olarak,

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \quad 4.28$$

$$t_z = 1919,2385 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_z = t_z + 273$$

$$T_z = 2192,24 \text{ K}$$

Yanma Sonu Basıncı;

$$P_z = P_z' = \alpha \cdot P_c \quad 4.29$$

$$P_z = 11,061 \text{ MPa}$$

Sabit Basıncıdaki Hacim Artış Oranı;

$$\rho = \mu T_z / \alpha \cdot T_c \quad 4.30$$

$$\rho = 1,408$$

4.3.4. Genişleme işlemi

Genişleme oranı,

$$\delta = \varepsilon / \rho \quad 4.31$$

$$\delta = 11,431$$

$$T_z = 2192,24 \text{ K} \quad \lambda = 1,7$$

değerleri kullanılarak Tablo (Ekler Şekil Ek 2.'den) $k_2 = 1,285$ $n_2 = 1,263$ olarak bulunursa , n_2 'nin değeri yük dizaynı limitleri içinde günümüzün değişik otomobil ve traktör motorları için indikatör diyagramlarının analizlerinden elde edilmektedir. Dizel motorlar için bu oran 1,18 aralığında olur [26].

Buradaki genişleme süreci sonunda gazların basıncı,

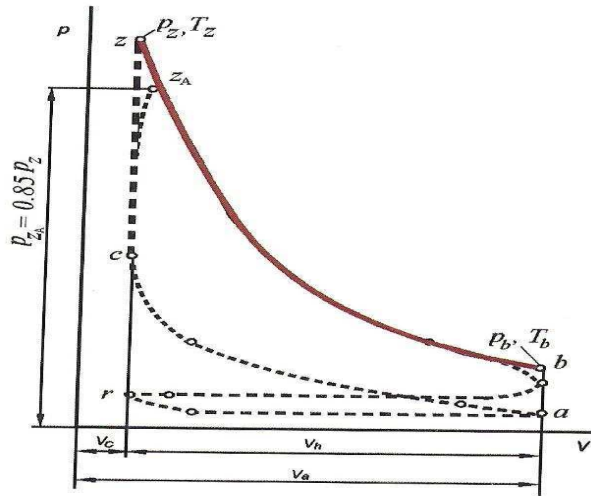
$$P_b = P_z \frac{1}{\delta^{n_2}} \quad 4.32$$

$$P_b = 0,5073 \text{ MPa}$$

Genişleme süreci sonunda gazların sıcaklığı,

$$T_b = T_z \frac{1}{\delta_2^{n-1}} \quad 4.33$$

$$T_b = 1155,079 \text{ K}$$



Şekil 4.3. Genişleme Süreci

4.3.5. Egzoz süreci

Bu süreçte atık gazların sabit basınçta (p_r artık gaz basıncı ve T_r artık gaz sıcaklığı) dışarı atıldığı kabulüne dayanarak hesapların başlangıcında tayin edilen T_r ampirik değerlerinin doğruluğu kontrol edilir.

$$T_r^l = T_b \sqrt[3]{p_b / p_r} \quad \text{Formülünden } T_r^l, p_b \text{ ve } T_b \text{ parametrelerine bağlı}$$

bulunur ve tayin edilen T_r değeri ile karşılaştırılır. 4.34

Eğer fark $\Delta = 100 \cdot (T_r^l - T_r) / T_r$ % 5'ten fazla ise T_r 'nin yerine T_r^l değeri koyulur ve hesaplar yeniden yapılır. % 5'in altına düşene kadar yeniden yapılır. % 5'in altına düşene kadar bu işleme tekrar edilir.

$$Tr^l = 803,87 \text{ K}$$

$$\Delta = 0,4837$$

$\Delta = \% 0,4837$ hava miktarı olduğundan hesapların tekrarlanmasına gerek yoktur.

4.4. İndike Parametreleri

Dizel motorlarda indike basıncının teorik değerleri,

$$Pi^i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\alpha \cdot (\rho - 1) + \frac{\alpha \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad 4.35$$

$$Pi^l = 1,2929 \text{ MPa}$$

İndike teorik basınç $\varphi = 0,95$ ile çarpılarak gerçek basınç değerine ulaşılır.

$$Pi = \varphi \cdot Pi^l \quad 4.36$$

$$P = Pi^l = 1,2283 \text{ MPa}$$

İndike verim hesaplanırsa;

$$\eta_i = \frac{Pi \cdot L_0 \cdot \lambda}{H_u \cdot \delta_k \cdot \eta_v} \quad 4.37$$

$$\eta_i = 0,4647$$

İndike özgül yakıt tüketimi;

$$b_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} \quad 4.38$$

$$b_i = 182,52 \text{ g/ kWh}$$

4.5. Efektif Parametreler

Motorlardaki efektif parametreler;

Efektif Basınç (P_e), Efektif Güç (N_e), Döndürme Momenti (M_e), Mekanik Verim (η_m), Efektif Verim (η_e) Ve Efektif Özgül Yakıt Tüketimi (G_e).

Ortalama Efektif Basınç;

$$P_e = P_i - P_m \quad 4.39$$

Burada $P_m = P'_m + \Delta p_i$ mekanik (sürtünme ve yardımcı mekanizmalara giden) ve pompalama kayıpları içeren ortalama mekanik basınçtır.

$$P_m = 0,089 + 0,0118 \cdot W_p \quad 4.40$$

Piston hızının $W_p = nS / 30$ m/s seçilmiş olan değerden yararlanarak 4.41

$$W_p = n \cdot S / 30$$

$$W_p = 8,333 \text{ m/s}$$

$$P_m = 0,089 + 0,0118 \times 8,333$$

$$P_m = 0,187 \text{ MPa}$$

Buradaki efektif basınç yukarıdaki verilen formülden;

$$P_e = 1,2283 - 0,187$$

$P_e = 1,0413 \text{ MPa}$ olarak bulunur.

Strok Hacmi;

$$V_{ht} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} \quad 4.42$$

$V_{ht} = 3.14 \Rightarrow V_h = V_{ht} / i$ buradan da $V_h = 0,785$ bulunur,

N_e ve η_e büyüklükleri çevrimin parametrelerine bağlı olarak aşağıdaki formüllerle hesaplanır;

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot Z} \quad 4.43$$

$$N_e = 68,1176 \text{ kW}$$

Mekanik Verim;

$$\eta_m = P_e / P_i \quad 4.44$$

$$\eta_m = 0,848$$

Efektif Verim;

$$\eta_e = \eta_m \times \eta_i \quad 4.45$$

$$\eta_e = 0,3939$$

Döndürme momenti;

$$M_e = \frac{30 \cdot 10^3}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n} \quad 4.46$$

$$M_e = 260,322 \text{ Nm}$$

Efektif Özgül Yakıt Tüketimi;

$$b_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e} \quad 4.47$$

$$b_e = 215,31 \text{ g/kWh}$$

Saatteki Yakıt Tüketimi;

$$Gy = Ne.be.10^{-3} \quad 4.48$$

$$Gy = 14,6667 \text{ kg/h}$$

4.6. Isı Bilançosu

Yakıtın Yanmasıyla Ortaya Çıkan Toplam Isı Miktarı;

$$Q_o = \frac{H_u \cdot Gy}{3,6} \text{ formülü ile hesaplanabilir.} \quad 4.49$$

$$Q_o = 172893,5 \text{ J/s}$$

Efektif İşe Düşen Isı Miktarı;

$$Q_e = 1000 \times Ne \text{ formülü kullanılırsa} \quad 4.50$$

$$Q_e = 68117,7 \text{ J/s}$$

Soğutucuya Transfer Edilen Isı Miktarı;

Soğutucu transfer edilen ısı miktarı $Q_c = C \times i \times B^{l+2m} \times n^m \times I / \lambda$ formülü ile hesaplanır. Burada C orantı faktörüdür. Süperşarjlı dizel motorlar için 0,45-0,53 aralığında bir katsayı alınması uygun görülmüştür. Bu hesaplamalar için C= 0,53 alınmıştır. B ise cm cinsinden silindir iç çapıdır. İndisi m güçtür (Dizel motorlar için 0,6-0,7 aralığında bir değer alınır). Bu hesaplamalar için seçilen değer 0,67' dir. Bu yapılan kabullerin örnek hesaplamaları, kaynak [26]' dan yararlanılarak yapılmıştır.

$$Q_c = C \times i \times B^{l+2m} \times n^m \times I / \lambda \quad 4.51$$

$$Q_c = 51583 \text{ J/s}$$

Ekzozdan Dışarıya Atılan Isı Miktarı;

$$Q_r = \frac{Gy}{3,6} \cdot [M_2 \cdot (mc_p^u)_{to}^{tr} \cdot tr - M_1 (mc_p^u)_{to}^{tk} \cdot tk] \text{ formülü ile hesaplanır ise, burada} \quad 4.52$$

$$\left(mc_p^u \right)_{to}^{tk} = \left(mc_v^u \right)_{to}^{tr} + 8,315 \text{ olarak ifade edildiğinden } \left(mc_v^u \right)_{to}^{tr} \text{ değerindeki} \quad 4.53$$

Ekler Tablo Ek 5.'den okunarak $\left(mc_p^u \right)_{to}^{tr}$ 'nın değeri bulunur.

$$tr = Tr^1 - 273 \quad 4.54$$

$$tr = 530,87 \text{ }^\circ\text{C}$$

$tr = 531 \text{ }^\circ\text{C}$ ve $\alpha = 1,5$ için iterasyon yapıldığında $\left(mc_v^u \right)_{to}^{tr} = 23,549 \text{ kJ/kmol }^\circ\text{C}$ olarak bulunur ve işlem,

$$\left(mc_p^u \right)_{to}^{tr} = 23,549 + 8,315 \text{ olarak tamamlandığında;} \quad 4.55$$

$$\left(mc_p^u \right)_{to}^{tr} = 31,864 \text{ kJ / kmol }^\circ\text{C bulunur.}$$

Benzer şekilde tk değeri bulunur,

$$tk = Tk - 273 \quad 4.56$$

$$tk = 97 \text{ }^\circ\text{C bulunur.}$$

$tk = 97 \text{ }^\circ\text{C}$ için Ekler Tablo Ek 7'den hava için ayrılmış sütundaki değerler iterasyon yapılarak

$$20,8366 \text{ kJ/kmol }^\circ\text{C bulunur.}$$

$$\left(mc_p^u \right)_{to}^{tk} = 20,836 + 8,315$$

$$\left(mc_p^u \right)_{to}^{tk} = 29,151 \text{ kJ/kmol }^\circ\text{C}$$

Formül 4.52' de değerler yerine konulduğunda,

$$Qr = 50972,1 \text{ J/s elde edilir.}$$

Işınım, Taşınım Vs İle Atılan Isılar İse Kayıp Isılar Miktarı;

$$Qd = Q_o - (Qe + Qc + Qr) \quad 4.57$$

$$Qd = 2270,7 \text{ J/s}$$

Bu parametrik hesaplamalar giriş sıcaklığının 370 K 'de olduğu durum için yapılmıştır. Ara soğutucunun bulunmadığı motor performansı için elde edilen sonuçlardır. Turboşarjdan çıkan hava, motorun emme manifolduna gelmeden önce bir ara soğutucudan geçirilerek soğutulursa, motor performansının artacağı düşünülmektedir. Bu nedenle havanın emme manifolduna giriş sıcaklığı 10 K' er aralıklarla 370 K ' den 303 K ' e düşürülürken performans parametreleri değişimini gözlemek maksadıyla termodinamik hesaplar tekrarlanacaktır.

Bütün hesaplamalar, kullanılan motorun 2500 d/d' da sabit tutularak ara soğutucu gaz çıkış sıcaklığının 370 K'den 303 K'e düşürülmesi amaçlanarak yapılmıştır. Ancak bütün bu hesaplamaları yapmak için büyük emek ve zaman gerekeceğinden ilk hesaplamalar 370 K için Matlap, diğer ısı düşüşleri 303 K' e kadar olan değerler için, Excel programı kullanılarak hesaplamaların yapılması otomatik hale getirilmiştir.

Yapılan parametrik hesaplamaların sonucunda, kullanılan programlardan elde edilen sıcaklık değişimlerine bağlı olarak motor performans sonuç verileri;

Tablo 4.1'de, ara soğutucu çıkış sıcaklığına bağlı olarak emme süresi sonunda iş gazı basıncı (P_a) ve iş gazı sıcaklığı (T_a) irdelendiğinde, ara soğutucudan gaz çıkış sıcaklığı (T_k) 370 K'den 303 K sıcaklığa indirildiğinde emme süreci iş gazı basıncında (P_a) pek değişme olmadığı fakat, emme süreci sonunda iş gazı sıcaklığı (T_a) nın 393,15 K'den 325,56 K'e indiği saptanmıştır.

Tablo 4.2'de, ara soğutucu çıkış sıcaklığına bağlı olarak sıkıştırma süresi sonunda iş gazı basıncı (P_a) ve iş gazı sıcaklığı (T_a) irdelendiğinde, ara soğutucudan gaz çıkış sıcaklığı (T_k) 370 K'den 303 K sıcaklığa indirildiğinde sıkıştırma süreci iş gazı basıncında (P_c) pek değişme olmadığı fakat, sıkıştırma süreci sonunda iş gazı sıcaklığı (T_c) 1075,038 K'den 890,2 K'e indiği saptanmıştır.

Tablo 4.3'de, ara soğutucu gaz çıkış sıcaklığı (T_k) 370 K'den 303 K'e indirildiğinde, maksimum yanma basıncı (P_z) 11,006 MPa'dan 11,066 MPa çıktığı, yanma sonu sıcaklığı (T_z) ise 2192,24 K'den 2027,9 K'e indiği saptanmıştır.

Tablo 4.4’de, ara soğutucu gaz çıkış sıcaklığı (T_k) 370 K’den 303 K’e indirildiğinde genleşme sonrası basıncı (P_b) az bir artış olduğu, genleşme sonu sıcaklığında (T_b) ise 1155,079 K’den 1100,1 K’e indiği saptanmıştır.

Tablo 4.5’de, ara soğutucu gaz çıkış sıcaklığı (T_k) 370 K’den 303 K’e indirildiğinde indike basınç (P_i) 1,2283 MPa’dan 1,5105 MPa yükselirken, indike verimin (η_i) 0,4647’den 0,4694’e yükseldiği saptanmıştır.

Tablo 4.6’da, ara soğutucu gaz çıkış sıcaklığı (T_k) 370 K’den 303 K’e indirildiğinde indike yakıt tüketiminin (b_i) 182,52 g/kWh’dan 180,71 g/kWh indiği ve mekanik verimin (η_m) ise, 0,848’den 0,876’ya yükseldiği saptanmıştır.

Tablo 4.7’de, ara soğutucu gaz çıkış sıcaklığı (T_k) 370 K’den 303 K’e indirildiğinde efektif verim (η_e)’in 0,3939’dan 0,4112’ye yükseldiği, efektif özgül yakıt tüketimi (b_e) 215,31 g/kWh’den 202,29 g/kWh’e düştüğü, motor gücü (N_e)’nin 68,11 kW’den 86,55 kW’a yükseldiği, motor momenti (M_e) nin 260,322 Nm’den 330,802 Nm’ye yükseldiği saptanmıştır.

Tablo 4.8’de, ara soğutucu gaz çıkış sıcaklığı (T_k) 370 K’den 303 K’e indirildiğinde toplam ısı miktarı (Q_o)’da 37603,3 J/s artış olduğu, taşınım, ışıınım vs. ile atılan ısı miktarı (Q_d) ‘da ise 10761,9 J/s’lik artış olduğu, ekzoz gazları ile atılan ısı (Q_r)’nın 8349,4 J/s arttığı, efektif işe denk gelen ısı (Q_e)’da ise 18442 J/s arttığı gözlenmiştir.

Tablo 4.9. ve Tablo 4.10’da, ara soğutucu çıkış sıcaklığı (T_k) 370 K’den 303 K’e indirildiğinde, elde edilen değerler topluca gösterilmiştir.

Bu verilerin sonucunda elde edilen grafiklerde;

Şekil 4.4’te, ara soğutucu gaz çıkışında ele alınan sıcaklık aralığında, emme süresi sonundaki iş gazı sıcaklığı (T_a) 70 K sıcaklık farkında, 67,58 K düşüş göstermiştir.

Şekil 4.5'te, ara soğutucu gaz çıkışında ele alınan sıcaklık aralığında, sıkıştırma süresi sonundaki iş gazı sıcaklığı (T_c) 70 K sıcaklık farkında, 184,9 K düşüş göstermiştir.

Şekil 4.6'da, ara soğutucu gaz çıkışında ele alınan sıcaklık aralığında, yanma sonu sıcaklığı (T_z) 70 K sıcaklık farkında, 163,3 K düşüş göstermiştir.

Şekil 4.7'de, ara soğutucu gaz çıkışında ele alınan sıcaklık aralığında, motor gücü miktarı (N_e) 70 K sıcaklık farkında, 18,442 kW artış göstermiştir.

Şekil 4.8'de, ara soğutucu gaz çıkışında ele alınan sıcaklık aralığında, mekanik verimin (η_m) 70 K sıcaklık farkında, % 2,8 lineer olarak artış göstermiştir.

Şekil 4.9'da, ara soğutucu gaz çıkışında ele alınan sıcaklık aralığında, efektif verimin (η_e) 70 K sıcaklık farkında, % 1,73 lineer olarak artış göstermiştir.

Şekil 4.10'da, ara soğutucu gaz çıkışında ele alınan sıcaklık aralığında, motor momenti (M_e) 70 K sıcaklık farkında, 70,48 Nm olarak artış göstermiştir.

Şekil 4.11' de, ara soğutucu gaz çıkışında ele alınan sıcaklık aralığında, efektif özgül yakıt tüketimi (b_e) 70 K sıcaklık farkında, 9,02 g/kWh düşüş göstermiştir.

Şekil 4.12'de, ara soğutucu gaz çıkışında ele alınan sıcaklık aralığında, efektif işe gelen ısı yüzdesi (Q_e) 70 K sıcaklık farkında, % 1,72 olarak artış göstermiştir.

Şekil 4.13'de, ara soğutucu gaz çıkışında ele alınan sıcaklık aralığında, soğutma için harcanan ısı yüzdesi (Q_c) 70 K sıcaklık farkında, % 5,33 düşüş göstermiştir.

Şekil 4.14'te, ara soğutucu gaz çıkışında ele alınan sıcaklık aralığında, egzozdan atılan ısı yüzdesi (Q_r) 70 K sıcaklık farkında, % 1,30'luk parabolik olarak başlayıp düşüş göstermiştir.

Şekil 4.15’de, ara soğutucu gaz çıkışında ele alınan sıcaklık aralığında, taşınım, ışıınım vs. ile atılan ısı miktarı (Q_d) 70 K sıcaklık farkında, % 4,90 olarak artış göstermiştir.

Şekil 4.16’da, ara soğutucu çıkış sıcaklığına bağlı olarak emme sonu, genişleme sonu ve sıkıştırma sonu iş gazı sıcaklık değerlerinde düşüşler saptanmıştır.

Şekil 4.17’de, ara soğutucu çıkış sıcaklığına bağlı olarak özgül yakıt tüketimi düşüş gösterirken, efektif gücün ve döndürme momentinde artış saptanmıştır.

Şekil 4.18’de, ara soğutucu çıkış sıcaklığına bağlı olarak indike verim, mekanik verim ve efektif verimde artışlar saptanmıştır.

Şekil 4.19’da, ara soğutucu çıkış sıcaklığına bağlı olarak özgül yakıt tüketimi düşerken, efektif verim gücü ve efektif verimde artış saptanmıştır.

Şekil 4.20’de, ara soğutucu çıkış sıcaklığına bağlı olarak efektif işe denk gelen ısı miktarı artarken, soğutma için harcanan ısı miktarı ve egzozdan atılan ısı miktarında azalış, taşınım, ışıınım vs. ile atılan ısı miktarında ise artış saptanmıştır.

Şekil 4.21’de, ara soğutucu çıkış sıcaklığı değişimi ile özgül yakıt tüketimi, motor gücü, motor moment, efektif verim ve ısı bilançosunun (%) değişim grafiği gösterilmiştir.

Tablo 4.1. Ara Soğutucu Çıkış Sıcaklığı Değişimi İle Emme Sürecinde Elde Edilen Değerler

Ara soğutucu çıkış sıcaklığı (T_k) (K)	Emme sonu iş gazı basıncı (P_a) (MPa)	Emme sonundaki iş gazı sıcaklığı (T_a) (K)
370	0,16666	393,1450
360	0,16678	383,1140
350	0,16690	373,0573
340	0,16703	362,9835
330	0,16716	352,8926
320	0,16731	342,7845
310	0,16746	332,6593
303	0,16757	325,5614

Tablo 4.2. Ara Soğutucu Çıkış Sıcaklığı Değişimi İle Sıkıştırma Sürecinde Elde Edilen Değerler

Ara soğutucu çıkış sıcaklığı (T_k) (K)	Sıkıştırma sonucu iş gazı basıncı (P_c) (MPa)	Sıkıştırma sonucu iş gazı sıcaklığı (T_c) (K)
370	7,3374	1075,138
360	7,3424	1047,608
350	7,3477	1020,109
340	7,3534	992,562
330	7,3593	964,969
320	7,3657	937,329
310	7,3724	909,642
303	7,3774	890,233

Tablo 4.3. Ara Soğutucu Çıkış Sıcaklığı Değişimi İle Yanma Sürecinde Elde Edilen Değerler

Ara soğutucu çıkış sıcaklığı (T_k) (K)	Maksimum yanma basıncı (P_z) (MPa)	Yanma sonu sıcaklığı (T_z) (K)
370	11,0061	2192,24
360	11,0136	2167,22
350	11,0216	2142,77
340	11,0300	2118,32
330	11,0390	2093,89
320	11,0485	2069,46
310	11,0586	2045,04
303	11,0661	2027,94

Tablo 4.4. Ara Soğutucu Çıkış Sıcaklığı Değişimi İle Genleşme Sürecinde Elde Edilen Değerler

Ara soğutucu çıkış sıcaklığı (T_k) (K)	Genişleme sonrası basıncı (P_b) (MPa)	Genişleme sonrası sıcaklığı (T_b) (K)
370	0,5073	1155,1
360	0,5169	1146,2
350	0,5273	1137,8
340	0,5385	1129,6
330	0,5503	1121,4
320	0,5630	1113,4
310	0,5766	1105,5
303	0,5867	1100,1

Tablo 4.5. Ara Soğutucu Çıkış Sıcaklığı Değişimi İle İndike Basınç Ve İndike Verimde Elde Edilen Değerler

Ara soğutucu çıkış sıcaklığı (T_k) (K)	İndike basıncı (P_i) (MPa)	İndike verim (η_i) (K)
370	1,2283	0,4647
360	1,2592	0,4649
350	1,2963	0,4653
340	1,3357	0,4658
330	1,3770	0,4661
320	1,4231	0,4671
310	1,4725	0,4682
303	1,5105	0,4694

Tablo 4.6. Ara Soğutucu Çıkış Sıcaklığı Değişimi İle İndike Yakıt Tüketimi ve Mekanik Verimde Elde Edilen Değerler

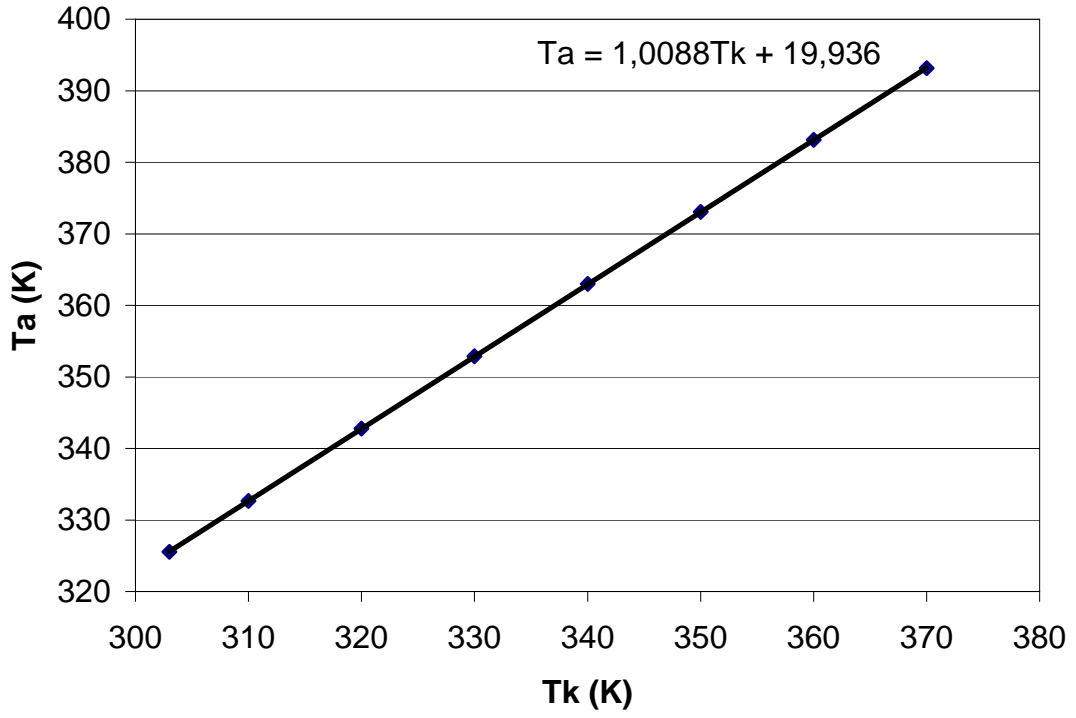
Ara soğutucu çıkış sıcaklığı (T_k) (K)	İndike yakıt tüketimi (b_i) g/kWh	Mekanik verim (η_m)
370	182,52	0,848
360	182,45	0,851
350	182,30	0,856
340	182,12	0,860
330	182,01	0,864
320	181,61	0,868
310	181,19	0,873
303	180,71	0,876

Tablo 4.7. Ara Soğutucu Çıkış Sıcaklığı Değişimi İle Efektif Verim, Özgül Yakıt Tüketimi, Motor Gücü ve Motor Momentinde Elde Edilen Değerler

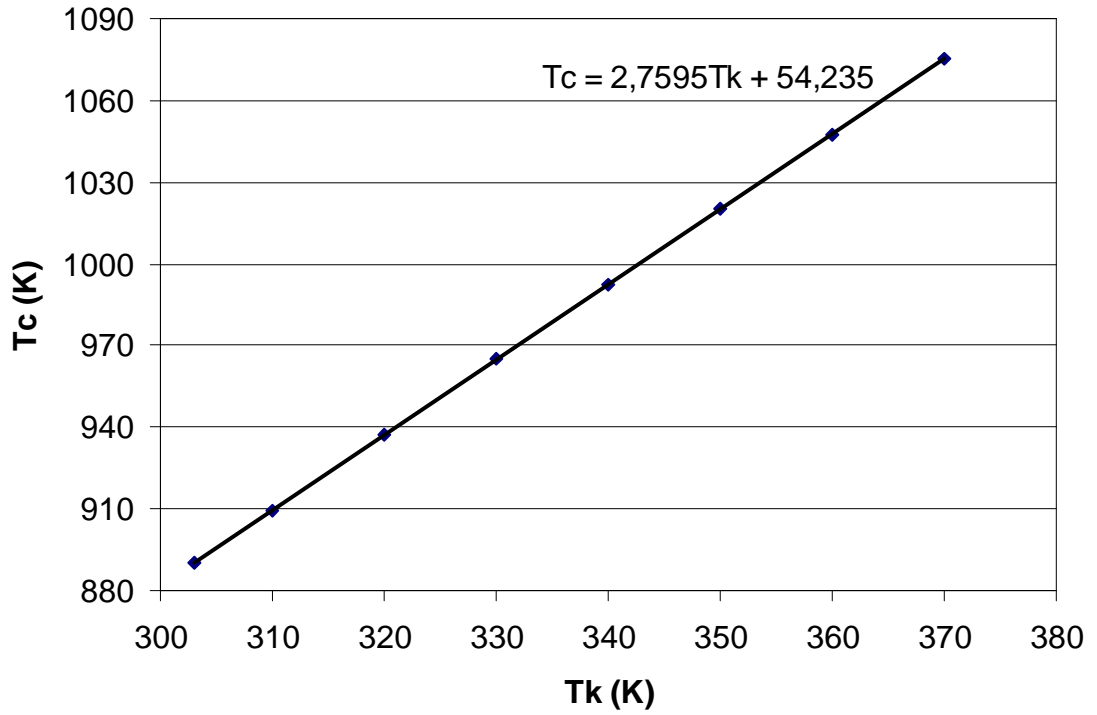
Ara soğutucu çıkış sıcaklığı (K)	Efektif verim (η_e)	Efektif Özgül yakıt tüketimi (b_e)	Motor Gücü (N_e) (kW)	Motor Momenti (M_e) (Nm)
370	0,3939	215,31	68,1177	260,322
360	0,3958	214,33	70,1222	267,983
350	0,3981	213,09	72,5458	277,245
340	0,4005	211,83	75,1249	287,102
330	0,4027	210,66	77,8282	297,433
320	0,4056	209,15	80,8423	308,952
310	0,4086	207,60	84,0739	321,302
303	0,4112	206,29	86,5597	330,802

Tablo 4.8. Ara Soğutucu Çıkış Sıcaklığı Değişimi İle Isı Bilançosunda Meydana Gelen Değişimlerde Elde Edilen Değerler

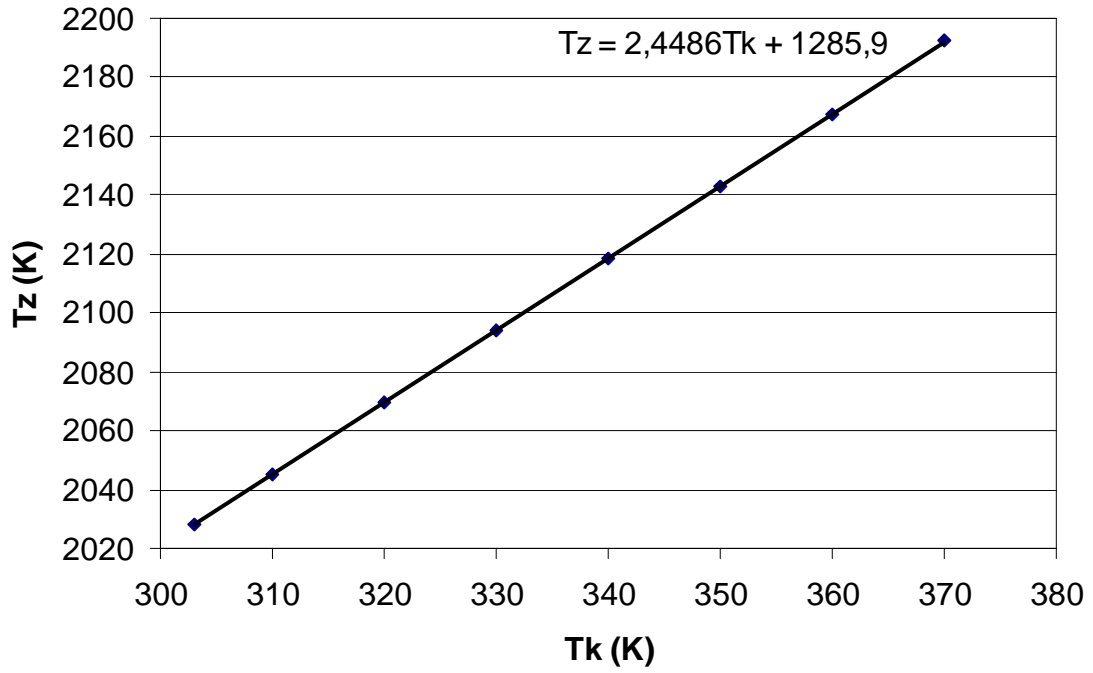
Ara soğutucu çıkış sıcaklığı (K)	Toplam ısı (Q_o) (J/s)	Taşınım ısınım vs. ile atılan ısı (Q_d) (J/s)	Egzoz gazları ile atılan ısı (Q_r) (J/s)	Efektif işe denk gelen ısı (Q_e) (J/s)
370	172893,5	2270,7	50972,1	68117,7
360	177168,2	3596,6	51866,4	70122,2
350	182230,1	5102,8	52998,5	72545,8
340	187589,8	6678,0	54203,9	75124,9
330	193274,4	8386,1	55477,0	77822,2
320	199314,2	10061,0	56827,9	80842,3
310	205743,7	11825,0	58261,8	84073,9
303	210496,8	13032,6	59321,5	86559,7



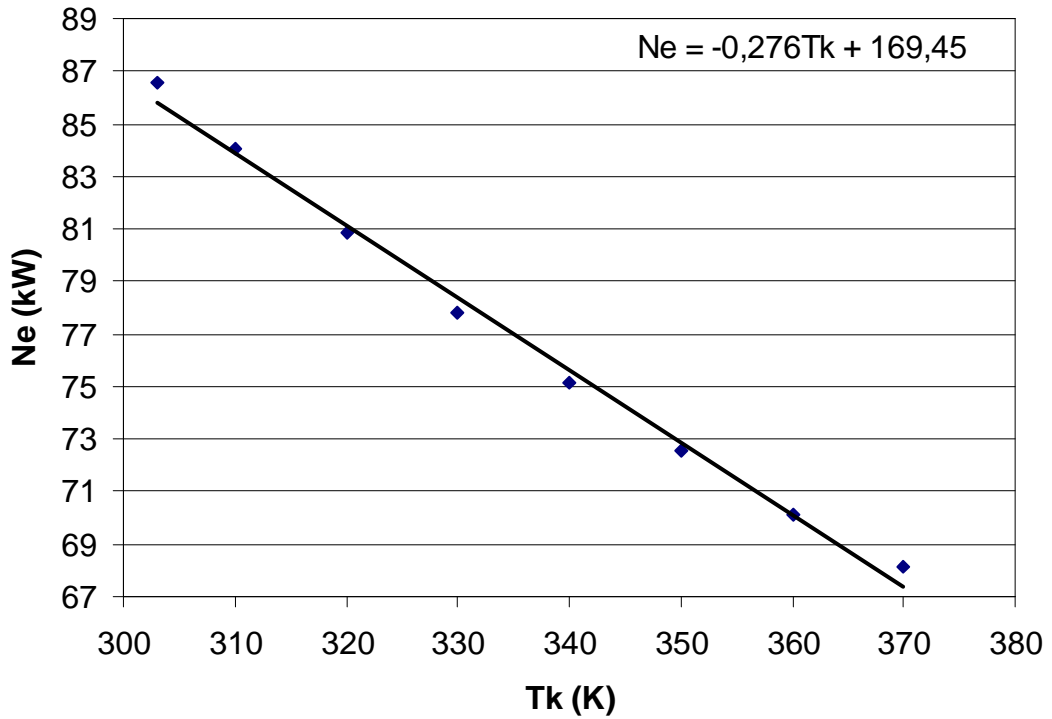
Şekil 4.4. Arasoğutucu Çıkış Sıcaklığına Bağlı Olarak Emme Sonu İş Gazı Sıcaklığı Değişimi



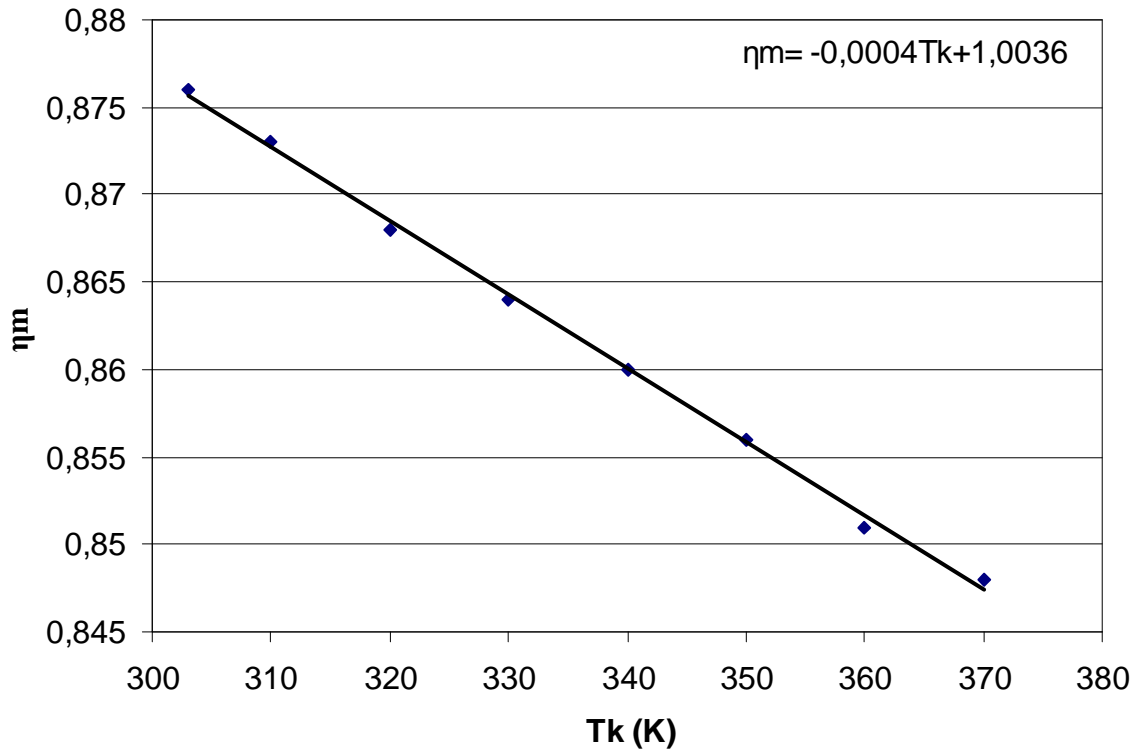
Şekil 4.5. Arasoğutucu Çıkış Sıcaklığına Bağlı Olarak Sıkıştırma Sonu Sıcaklığı Değişimi



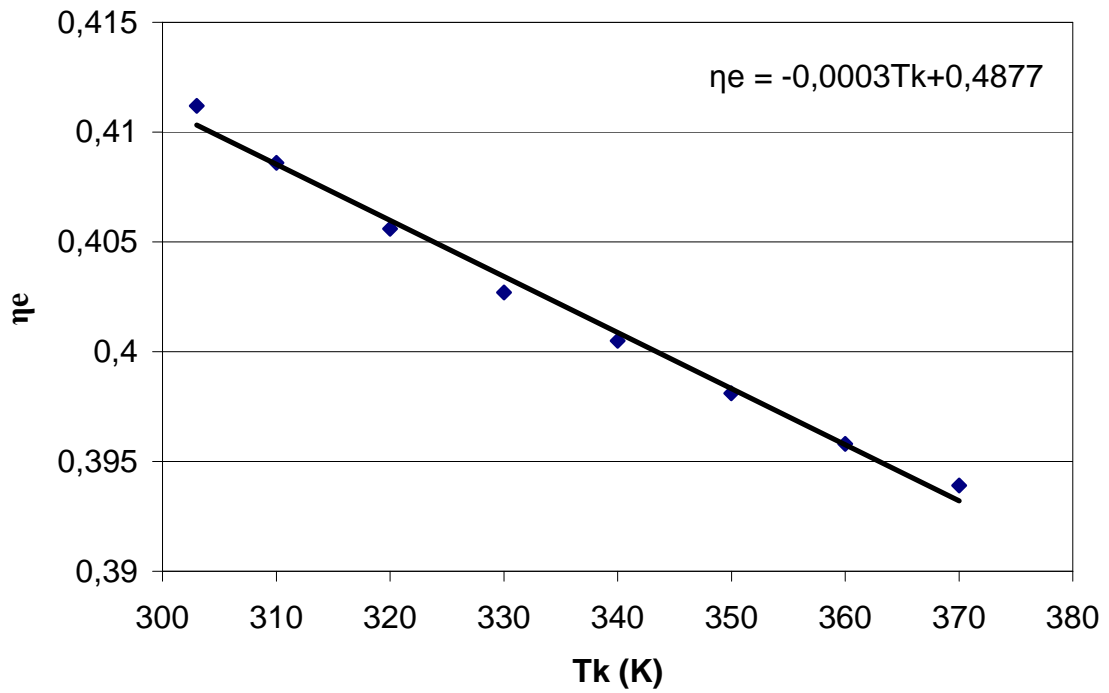
Şekil 4.6. Arasoğutucu Çıkış Sıcaklığına Bağlı Olarak Yanma Sonu Sıcaklığı Değişimi



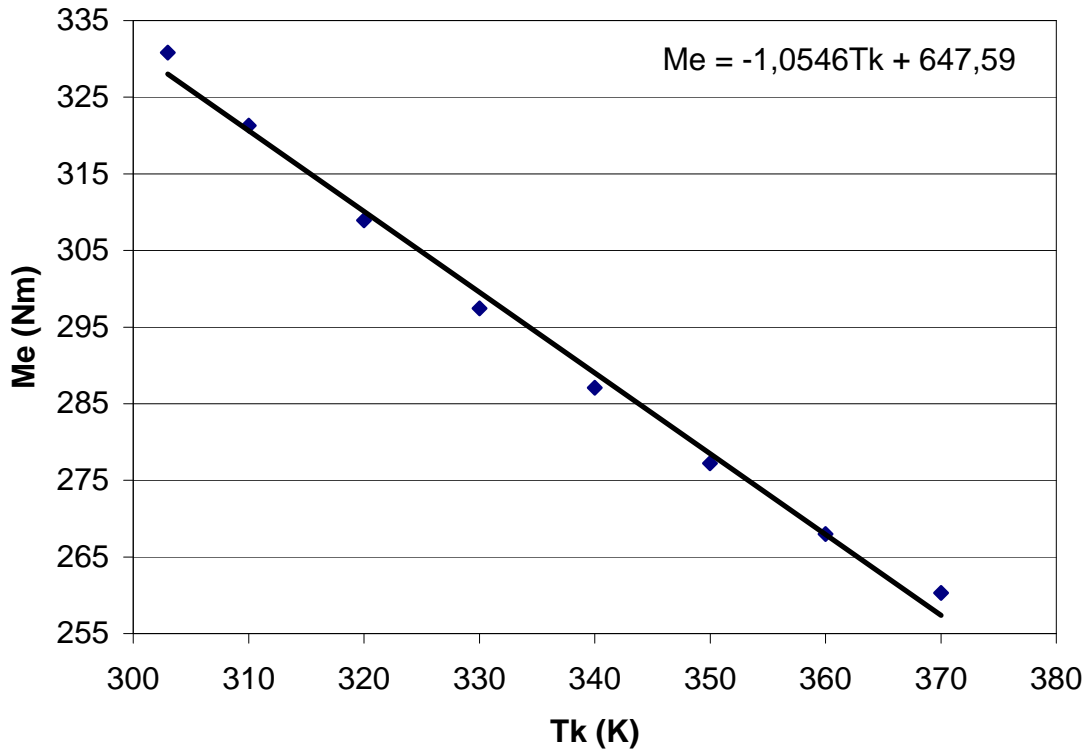
Şekil 4.7. Arasoğutucu Çıkış Sıcaklığına Bağlı Olarak Efektif Güç Değişimi



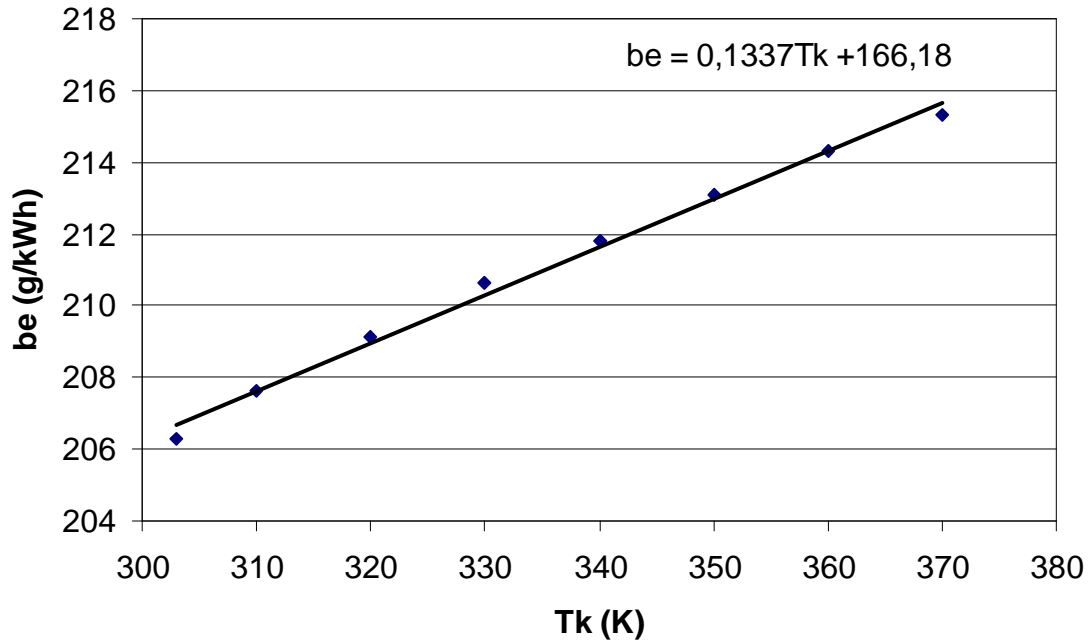
Şekil 4.8. Arasoğutucu Çıkış Sıcaklığına Bağlı Olarak Mekanik Verim Değişimi



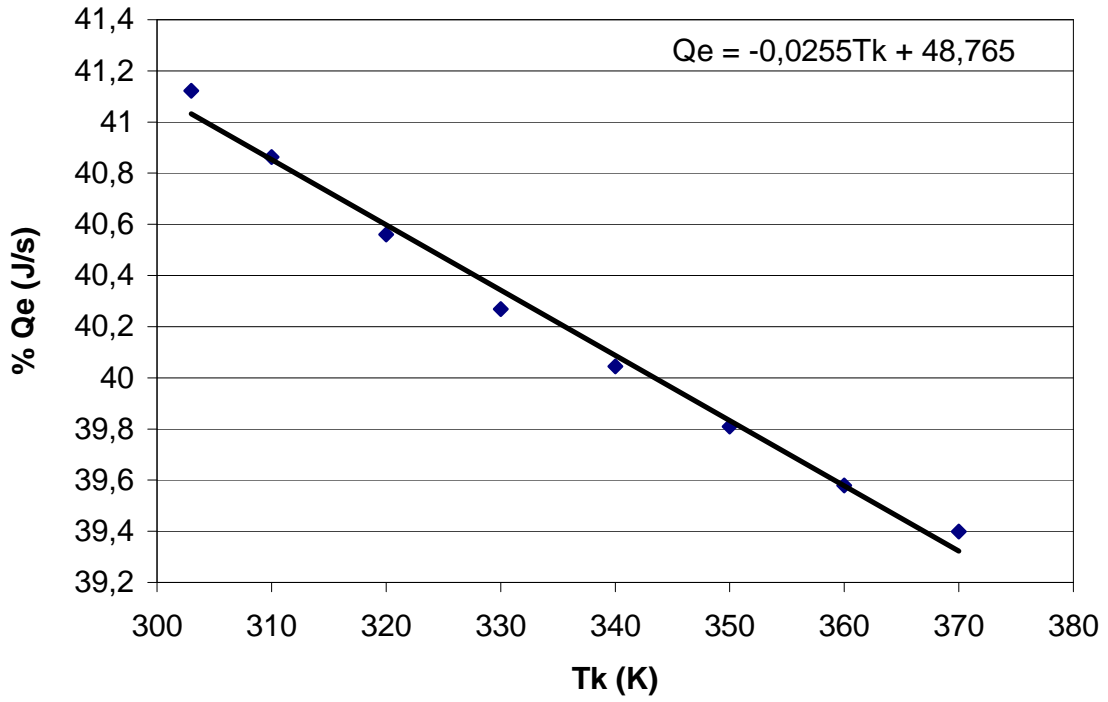
Şekil 4.9. Arasoğutucu Çıkış Sıcaklığına Bağlı Olarak Efektif Verim Değişimi



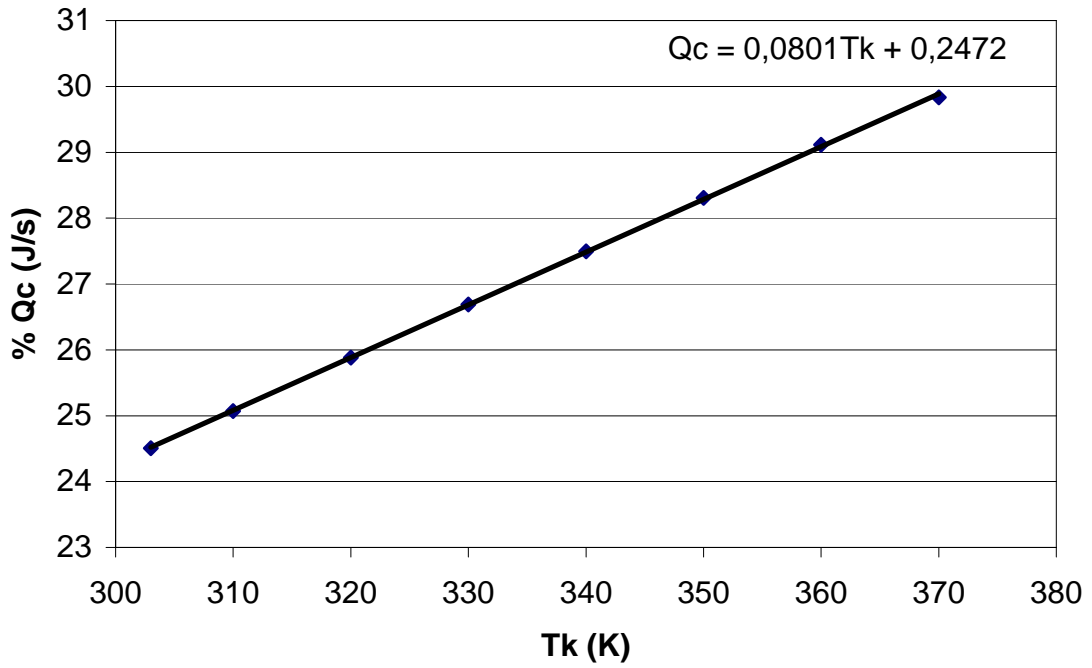
Şekil 4.10. Arasoğutucu Çıkış Sıcaklığına Bağlı Olarak Motor Gücü Değişimi



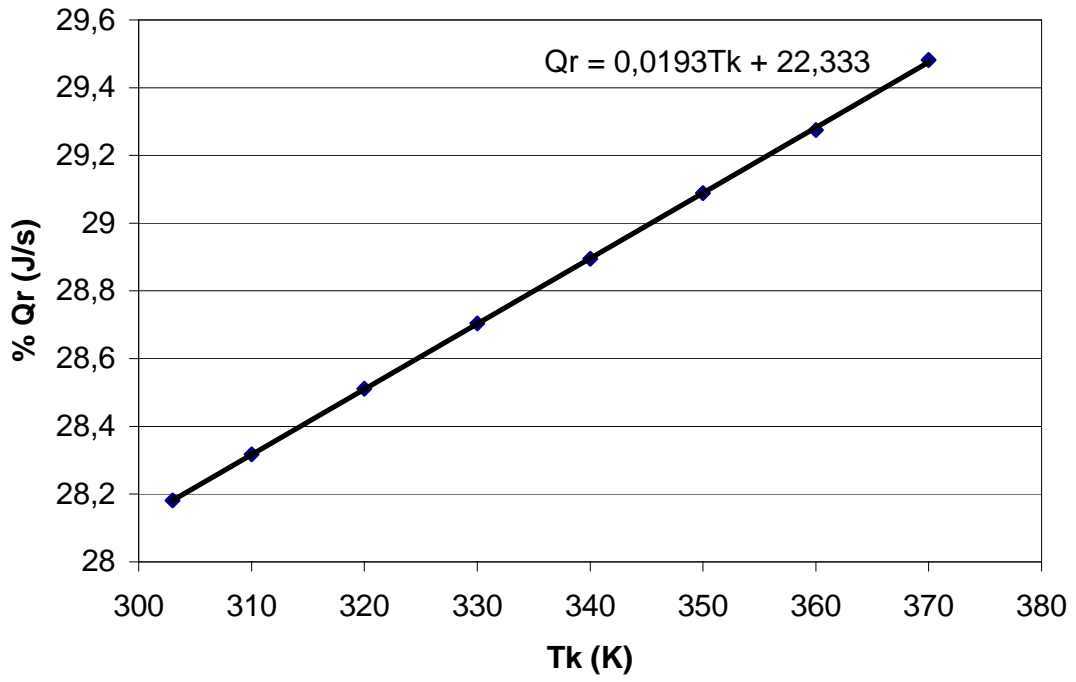
Şekil 4.11. Arasoğutucu Çıkış Sıcaklığına Bağlı Olarak Efektif Özgül Yakıt (g/kWh) Değişimi



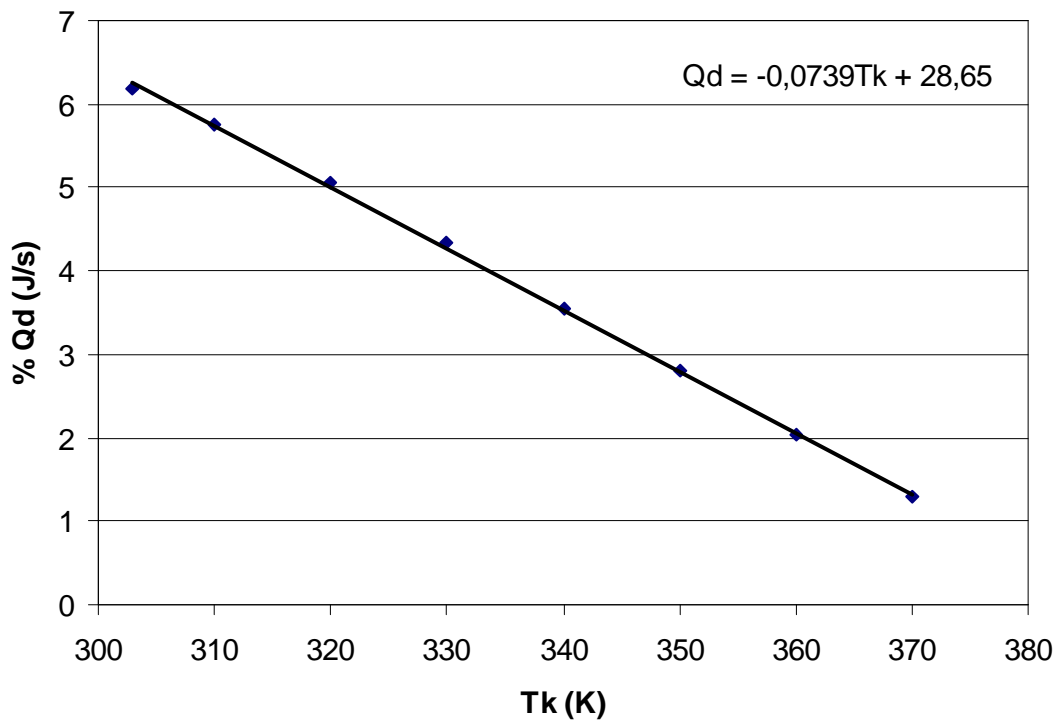
Şekil 4.12. Arasoğutucu Çıkış Sıcaklığına Bağlı Olarak Efektif Isının Değişimi



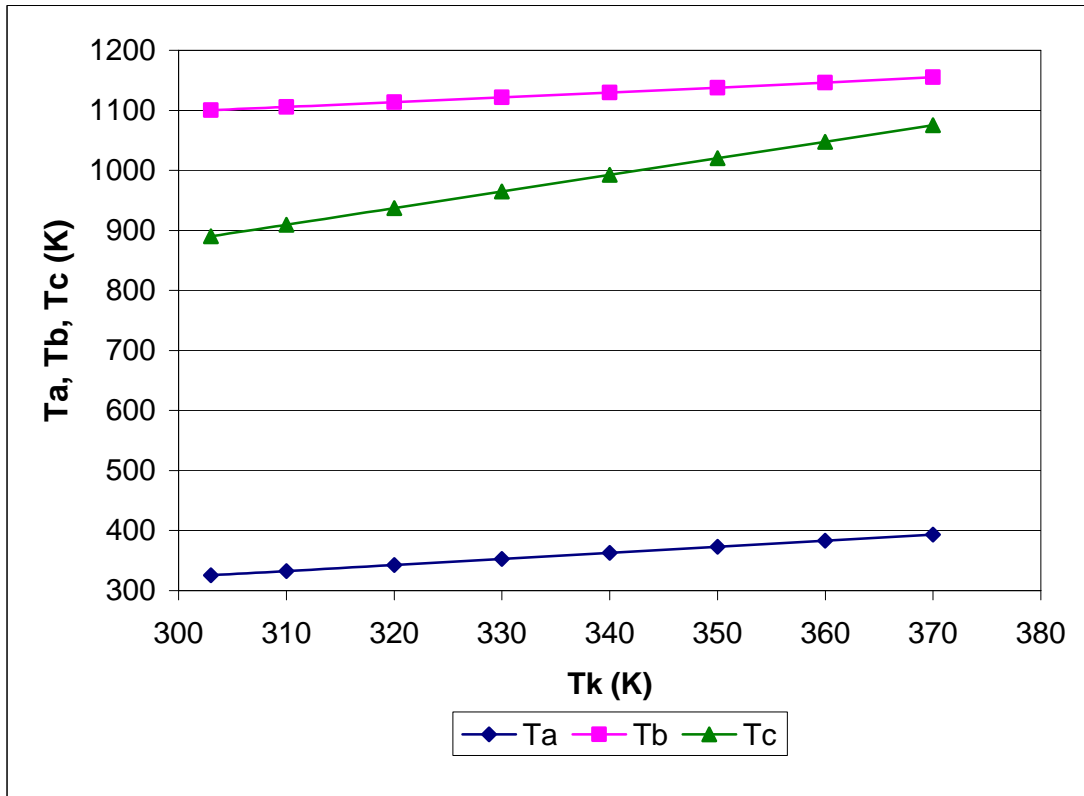
Şekil 4.13. Arasoğutucu Çıkış Sıcaklığına Bağlı Olarak Soğutucuya Transfer Edilen Isı Değişimi



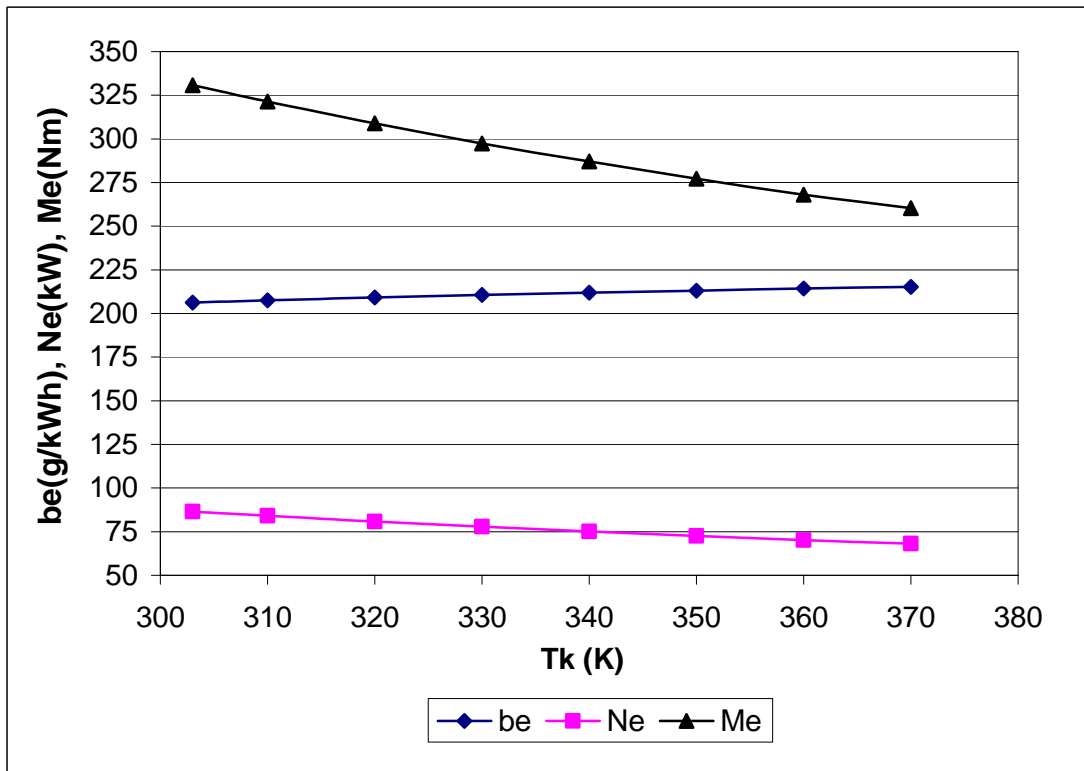
Şekil 4.14. Arasoğutucu Çıkış Sıcaklığına Bağlı Olarak Egzoz İle Dışarıya Atılan Isı Değişimi



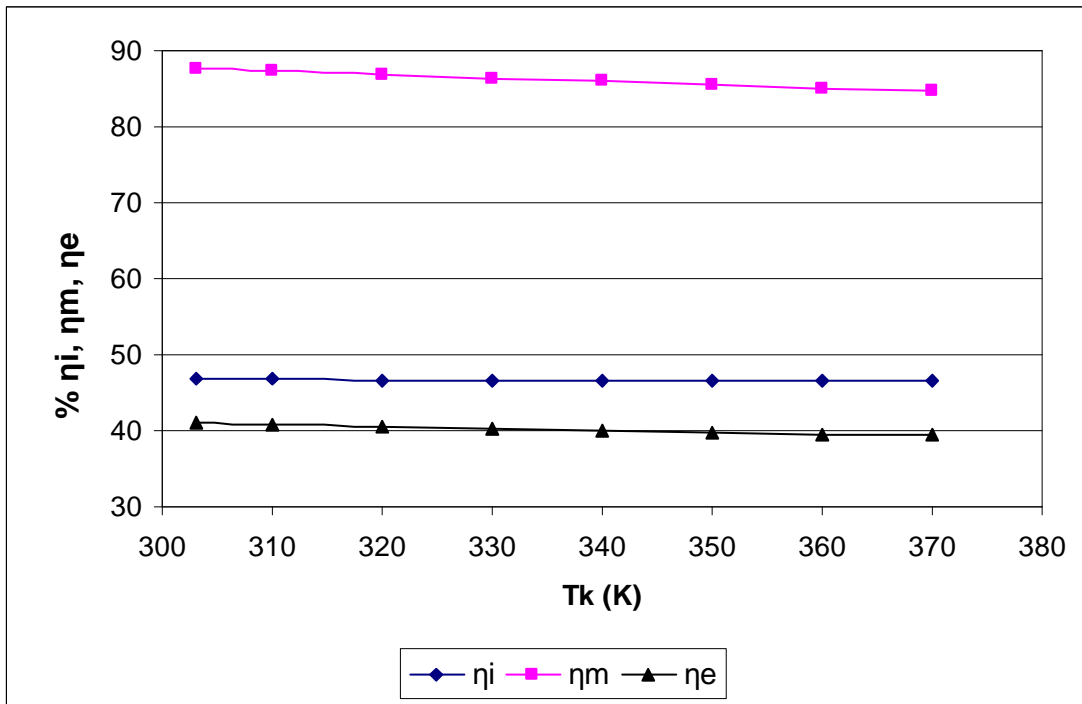
Şekil 4.15. Arasoğutucu Çıkış Sıcaklığına Bağlı Olarak Taşınım, Işınım vs. İle Dışarı Atılan Isı Değişimi



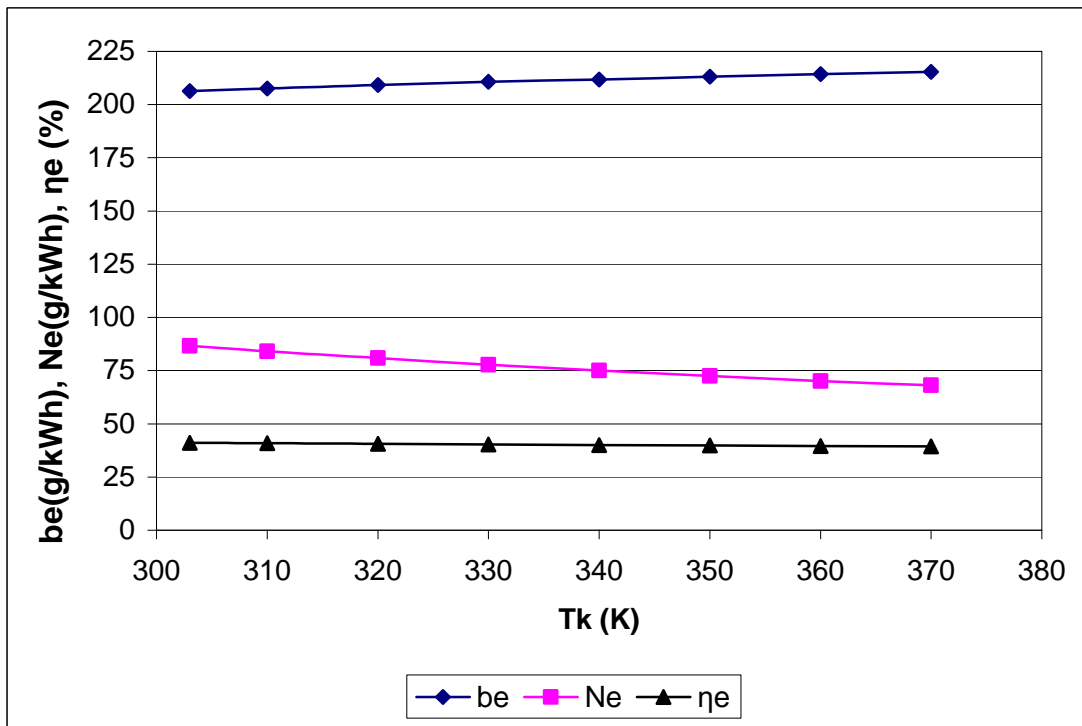
Şekil 4.16. Ara Soğutucu Çıkış Sıcaklığına Bağlı Olarak Emme Sonu, Genişleme Sonu, Sıkıştırma Sonu İş Gazı Sıcaklığının Değişim Grafiği



Şekil 4.17. Ara Soğutucu Çıkış Sıcaklığına Bağlı Olarak Özgül Yakıt Tüketimi, Efektif Verim Gücü, Döndürme Momenti Değişim Grafiği



Şekil 4.18. Ara Soğutucu Çıkış Sıcaklığına Bağlı Olarak İndike Verim, Mekanik Verim ve Efektif Verim Değişim Grafiği



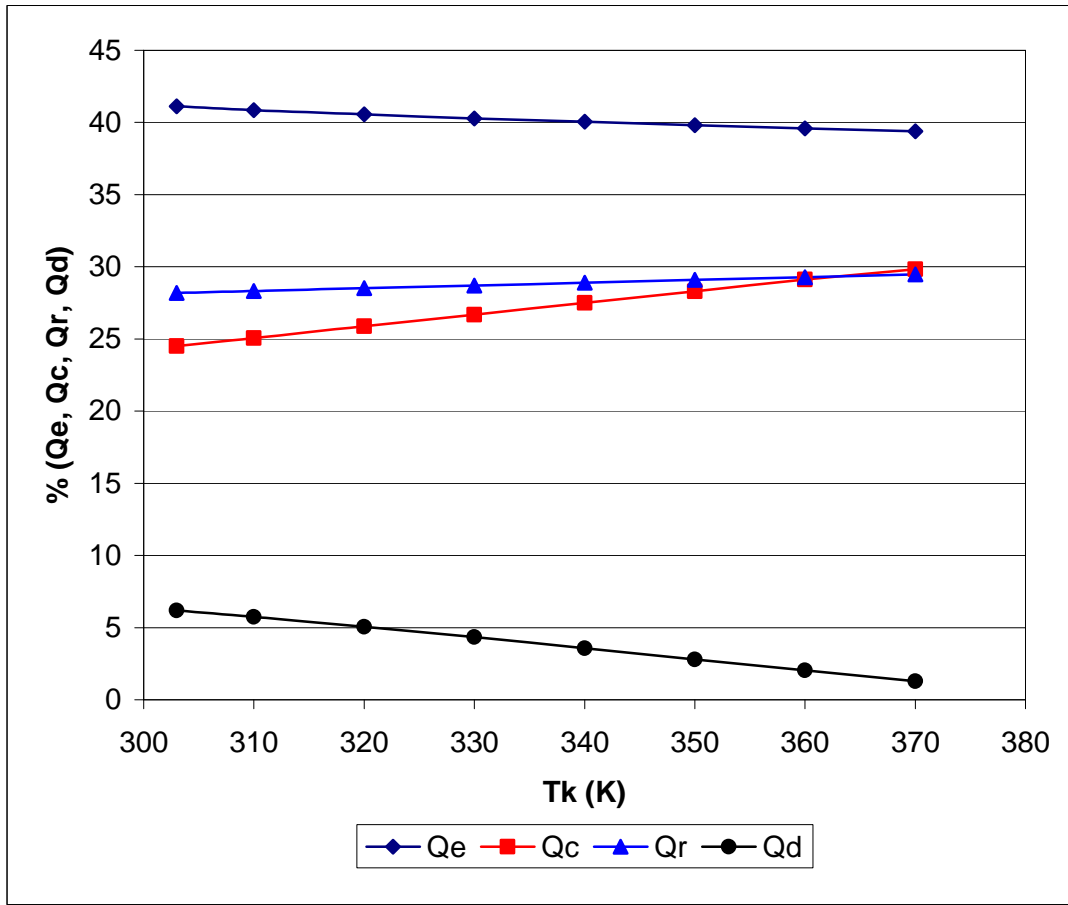
Şekil 4.19. Ara Soğutucu Çıkış Sıcaklığına Bağlı Olarak Özgül Yakıt Tüketimi, Efektif Verim Gücü, Efektif Verim Değişim Grafiği

Tablo 4.9. Ara Soğutucu Çıkış Sıcaklığı Değişimi İle Isı Bilançosunun % Değişim Değerleri

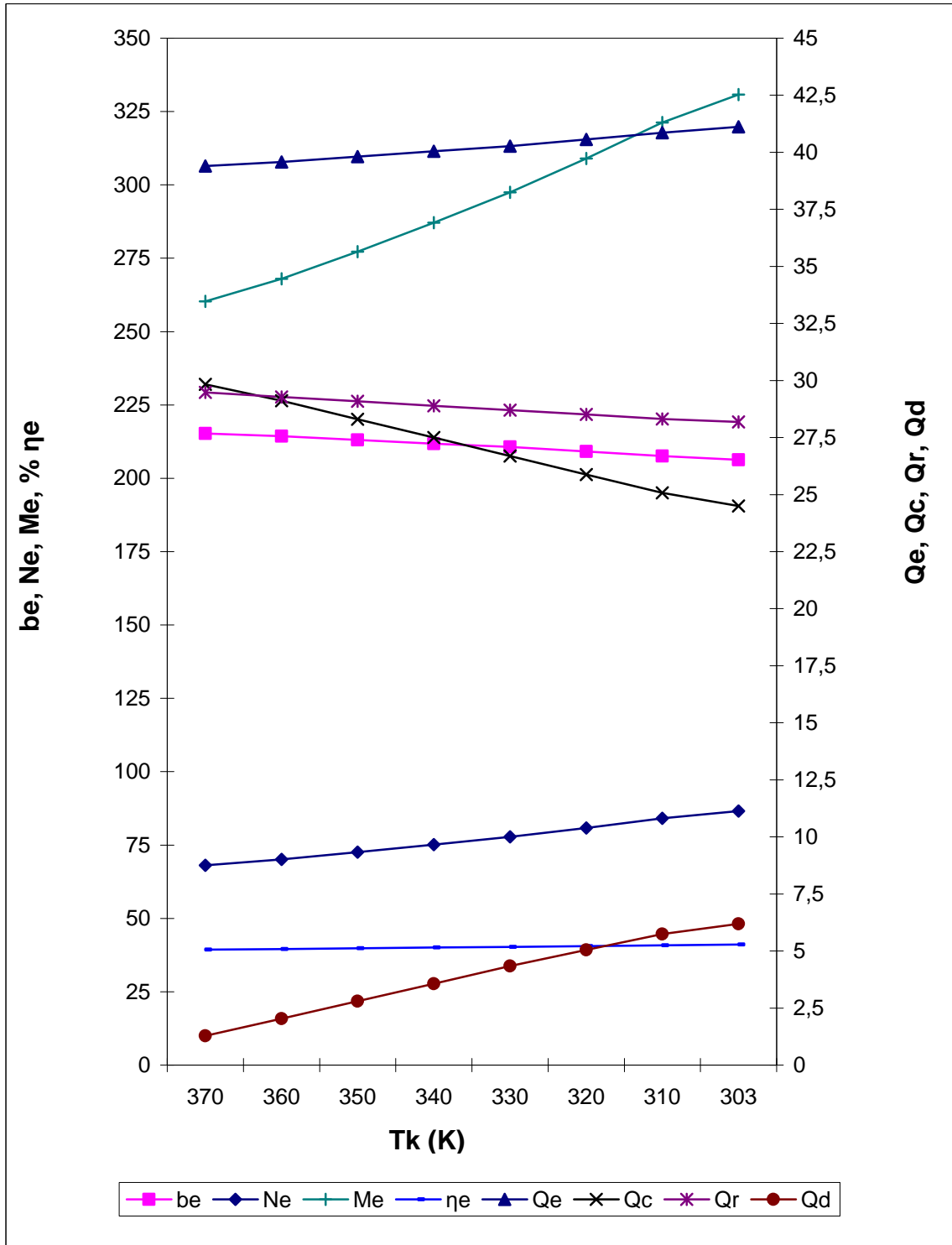
Ara Soğutucu Çıkış Sıcaklığı (Tk) (K)	Efektif işe denk gelen ısı (Qe) (J/s)	Soğutma için harcanan ısı (Qc) (J/s)	Egzoz gazları ile atılan ısı (Qr) (J/s)	Taşınım ısınım vs. ile atılan ısı (Qd) (J/s)
370	39,3986	29,8351	29,4818	1,2845
360	39,5794	29,1153	29,2753	2,03
350	39,81	28,3065	29,0883	2,8002
340	40,0447	27,4978	28,8949	3,5599
330	40,2683	26,689	28,7038	4,339
320	40,5602	25,8802	28,5117	5,0478
310	40,8634	25,0715	28,3177	5,7474
303	41,1216	24,5054	28,1816	6,1914

Tablo 4.10. Ara Soğutucu Çıkış Sıcaklığı Değişimi İle Özgül Yakıt Tüketimi, Motor Gücü, Motor Momenti, Efektif Verim ve Isı Bilançosunun (%) Değişim Değerleri

Ara Soğutucu Çıkış Sıcaklığı (Tk) (K)	Efektif Özgül yakıt tüketimi (be) (g/kWh)	Motor Gücü (Ne) (kW)	Motor Momenti (Me) (Nm)	Efektif işe denk gelen ısı (Qe) (J/s)	Soğutma için harcanan ısı (Qc) (J/s)	Egzoz gazları ile atılan ısı (Qr) (J/s)	Taşınım ısınım vs. ile atılan ısı (Qd) (J/s)	Efektif verim (ηe)
370	215,31	68,1177	260,322	39,3986	29,8351	29,4818	1,2845	39,391
360	214,33	70,1222	267,983	39,5794	29,1153	29,2753	2,03	39,581
350	213,09	72,5458	277,245	39,81	28,3065	29,0883	2,8002	39,811
340	211,83	75,1249	287,102	40,0447	27,4978	28,8949	3,5599	40,051
330	210,66	77,8282	297,433	40,2683	26,689	28,7038	4,339	40,271
320	209,15	80,8423	308,952	40,5602	25,8802	28,5117	5,0478	40,561
310	207,6	84,0739	321,302	40,8634	25,0715	28,3177	5,7474	40,861
303	206,29	86,5597	330,802	41,1216	24,5054	28,1816	6,1914	41,121



Şekil 4.20. Ara Soğutucu Çıkış Sıcaklığına Bağlı Olarak Efektif İşe Denk Gelen Isı Miktarı, Soğutma İçin Harcanan Isı Miktarı, Egzozdan Atılan Isı Miktarı ve Taşınım, Işınım vs. ile Atılan Isı Miktarı Grafiği



Şekil 4.21. Ara Soğutucu Çıkış Sıcaklığı Değişimi İle Özgül Yakıt Tüketimi, Motor Gücü, Motor Momenti, Efektif Verim ve Isı Bilançosunun (%) Değişim Grafiği

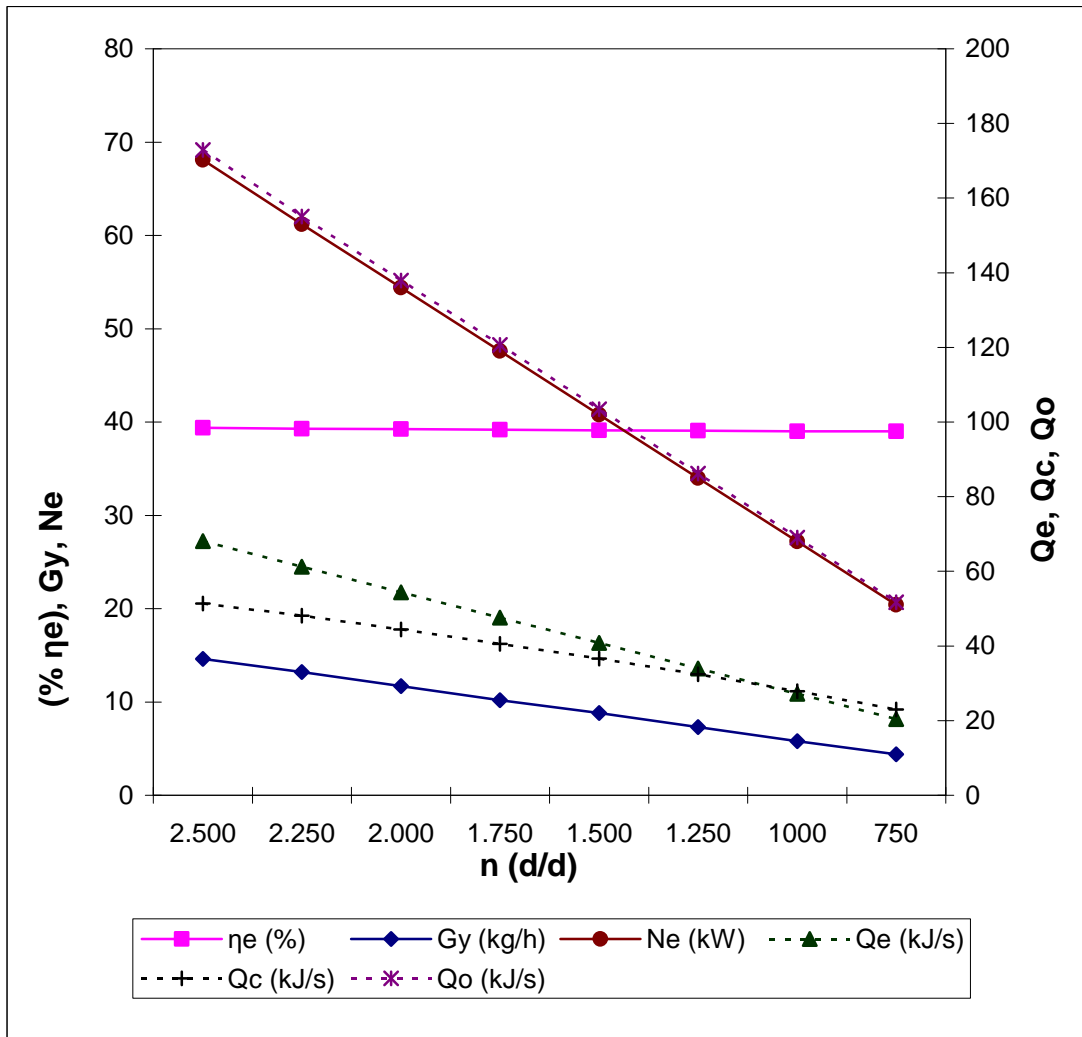
Bu çalışmada motor devri değerleri değiştirilerek 750–2500 d/d aralığında her 250 d/d arttırılarak 2500 d/d 'ya kadar devrin arttırılması ile sıcaklık sabit 370 K olarak tutulmuştur. Devirle birlikte sıcaklık 2500-750 d/d, ve 370-303 K aralığında değerler değiştirilerek, Excel programı ile motor performans değerleri gözlenmiş ve bu değerler arasından bazıları alınarak Tablo 4.11 ve Tablo 4.12'de gösterilmiştir.

Oluşturulan tablolar ve grafiklerde (Şekil 4.22, Şekil 4.23) verildiği gibi motor devir sayısının azaltılmasına bağlı olarak ısının sabit 370 K olarak tutulduğunda efektif verim'in (η_e) fazla değişime uğramadığı, fakat devir arttıkça Toplam ısı miktarı (Q_o), Efektif işe döndürülen ısı miktarı (Q_e), Soğutucudan transfer edilen ısı miktarı (Q_c), Motor gücü (N_e) ve Saatteki yakıt tüketimi (G_y) değerlerinde artışlar gözlenmiştir.

Devir sayısı ile sıcaklık aşağı doğru düştükçe, yani; 2500–750 d/d, 370-303 K aralıklarında Motor gücü (N_e), Saatteki yakıt tüketimi (G_y) ve ısı değerler düşerken, Devir momenti'nin (M_e) yükseldiği ve efektif verimin (η_e) % 1,5 gibi bir değerde yükseldiği gözlenmiştir.

Tablo 4.11. Isı Değişimi Sabit, Motor Devir Sayısının Azaltılmasına Bağlı Olarak Değişen Bazı Parametreler

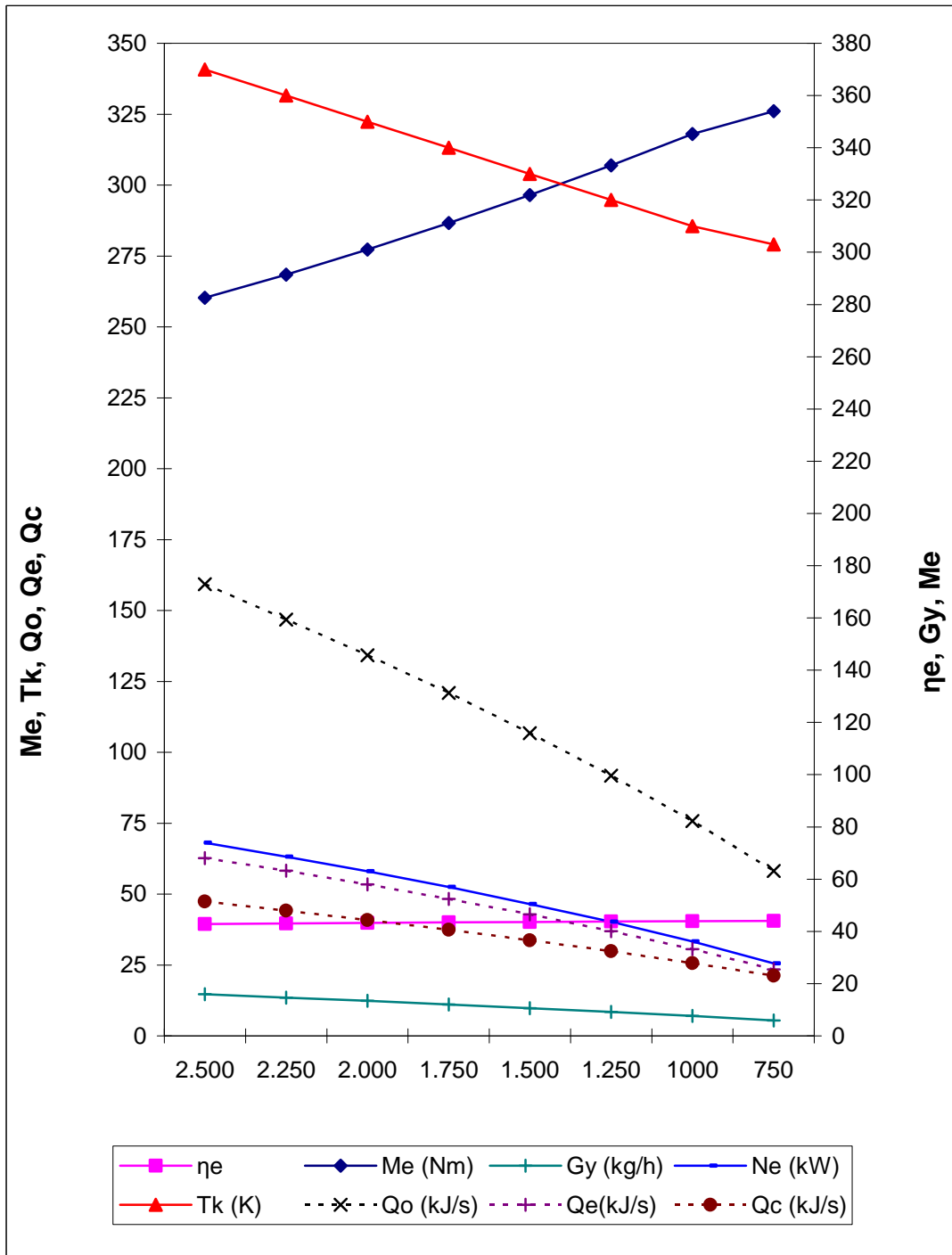
n (d/dev)	η_e (%)	G_y (kg/h)	N_e (kW)	Q_o (kJ/s)	Q_e (kJ/s)	Q_c (kJ/s)
2.500	39,39	14,6	68,1	172,9	68,1	51,4
2.250	39,28	13,2	61,2	155,1	61,2	48,1
2.000	39,24	11,7	54,4	137,9	54,4	44,4
1.750	39,18	10,2	47,6	120,7	47,6	40,6
1.500	39,12	8,8	40,8	103,4	40,8	36,6
1.250	39,06	7,3	34,0	86,2	34,0	32,4
1000	39,02	5,8	27,2	69,0	27,2	27,9
750	39,00	4,4	20,4	51,7	20,4	23,0



Şekil 4.22. Sıcaklık Sabit Tutularak Devir Değişimine Bağlı Olarak Değişen Bazı Parametrelerin Grafiği

Tablo 4.12. Sıcaklık ve Devir Değişiminin Azaltılmasına Bağlı Olarak Değişen Bazı Parametreler

n (d/d)	ηe	Me (Nm)	Gy (kg/h)	Ne (kW)	Tk (K)	Qo (kJ/s)	Qe(kJ/s)	Qc (kJ/s)
2.500	39,39	260,3	14,7	68,1	370	172,9	68,1	51,5
2.250	39,6	268,4	13,5	63,2	360	159,4	63,2	48,0
2.000	39,8	277,3	12,4	58,0	350	145,7	58,0	44,4
1.750	40,0	286,6	11,1	52,5	340	131,3	52,4	40,6
1.500	40,1	296,5	9,8	46,5	330	115,9	46,5	36,6
1.250	40,3	306,9	8,5	40,2	320	99,6	40,1	32,4
1000	40,4	318,0	7,0	33,3	310	82,2	33,2	27,9
750	40,5	326,1	5,4	25,6	303	63,1	25,5	23,0



Şekil 4.23. Sıcaklık ve Devir Değişiminin Azaltılmasına Bağlı Olarak Değişen Bazı Parametrelerin Grafiği

BÖLÜM 5. ARA SOĞUTUCU

5.1 Ara Soğutma ve Ara Soğutucu

Ara soğutma veya ara soğutucu kelimeleri motor üreticileri tarafından, İngilizce olarak kullanılan intercooling veya intercooler kelimelerinin Türkçe'ye çevrilmiş halidir. Ara soğutma kelimesinden; motor emme manifoldu ile turboşarj arasına yerleştirilmiş ısı değiştiricisi ile soğutma yapılması anlamı kastedilmektedir. Ara soğutucu olarak bilinen intercooler, turbo şarjlı motorlarda turbonun sıkıştırması sonucu ısınan havanın soğutulması için kullanılan yardımcı bir soğutucu elemandır. Turbonun sıkıştırması sonucunda ısınan havanın, yani sıcak havanın, intercooler tarafından soğutulması sayesinde soğuyan havanın yoğunluğunun artması ile daha fazla hava molekülleri motor bloğundaki silindirlerin içerisine girmesinde yardımcı olur. Soğuyan ve hava molekülleri artan gaz emme manifoldundan tekrar içeri alınır ve burada kompresyona uğrayan hava ısınır. Isınan hava ise genişler. Bu yüzden turbodan gelen basınç artışı havanın motora gitmeden önceki ısınmasının sonucudur. Güç artışını sağlamak için silindirler daha fazla hava moleküllerine ihtiyaç duyarlar, sadece basınç motorun gücünü arttırmaya yetmez [27].

Motora girecek en soğuk hava alabileceğimiz en yüksek güç anlamına gelir. Bu sebepten intercooler boyutlarının büyük olması her zaman daha fazla havayı moleküllerine ayırıp ve daha soğuk havayı motora gönderebileceği anlamına gelmektedir. Böylece hava miktarında artma ve soğuma temin edilerek;

- 1- yakıt ekonomisinin geliştirilmesi,
- 2- motor gücünün arttırılması,
- 3- motor dayanıklılığının arttırılması,
- 4- iyi bir yanma ile motor gaz emisyonlarının azaltılması, özellikle iyileştirilmiş olur [27].

Tüm turbolu motorlarda motora giren hava önce hava filtresi elemanından geçer içeri alınan hava silindirin içindeki patlamadan sonra turbo kompresörüne gelir ve buradan da intercooler'a gönderilir. Kompresyona uğrayan hava ısınır, ısınan hava ise genişler ve içindeki havanın ısınmasının sebebi turbonun sıcak olmasından değil kompresyona uğramasından dolayıdır.

Ara soğutucularda kompresör, yüksek basıncı ve yoğunluğu arttırdığı gibi, aynı zamanda havanın sıcaklığını da arttırır. Sıcaklıktaki bu artış hava hacmini de arttırır. Buna rağmen asıl problem, daha yüksek hava sıcaklıklarının, motor bileşimini üretmesidir. Buna çözüm olarak bir ara soğutucu kullanılır. Kompresör içindeki sıcaklık artışı aşağıdaki bağıntı ile hesaplanabilir;

$$T_2/T_1 = (P_2/P_1)^{k-1/k}$$

$$T_2 = T_1 * (P_2/P_1)^{0.286}$$

T_1 = Kompresöre giren havanın mutlak sıcaklığı

T_2 = Kompresörden çıkan havanın mutlak sıcaklığı

P_1 = Kompresörün iç kısmındaki mutlak basınç

P_2 = Kompresörün dış tarafındaki mutlak basınç

Buna rağmen; sıcaklık, kompresörün adibiyatik verim tarafından değiştirilmelidir.

Bu nedenle gerçek sıcaklık artışı;

$\Delta T = Nab$ = Kompresörün adibiyatik verimi olarak tanımlanır.

Ara soğutma, son soğutma, hava yüküyle soğutma; kompresör çıkışı ve motor arasına, emme manifoldu içine bir ısı değiştiricisi kurarak giren hava yükünü soğutmanın metodunu belirtmek için kullanılan terimlerdir. Ara soğutma, hava yükünü soğutarak yoğunluğunu arttırmak için kullanılır. Böylece motor içine daha fazla hava alınır. Daha fazla hava alınması, daha fazla hava-yakıt karışımının güce çevrilmesi imkanı sağlar. Ara soğutma aynı zamanda valfler ve pistonlar gibi motor parçalarındaki ısı yüklerini azaltır. Hava yükü sıcaklığının azalması, kıvılcımla ateşlemeli motorlarda ön ateşleme ve vuruntu gibi problemleri azaltır.

Ara soğutucu ısı değiştircilerinin, genellikle havadan hava yüküne veya sudan havaya geçen tipleri vardır. Radyatörlerin tersine, havanın içine aktığı gövde mümkün olduğunca az kısıtlamalar gerektirir ve aynı zamanda gövde soğutma ortamı ile maksimum yüzey alanı vermelidir. Otomotiv uygulamalarında çeşitli soğutma ortamı ile maksimum yüzey alanı ana radyatörün önüne veya hava akımından en iyi verimi alacağı sırayla aracın önünde uygun olana herhangi bir yere yerleştirilen havadan havaya ısı değiştircisi kullanır. Turboşarjın, araç hareket ettiği zaman normal olarak kullanılmasından beri, tazyikli hava etkisi yeterlidir ve fan ihtiyacı ortadan kalkar. Plastik ve lastik kanallar; havayı kompresörden almak ve ara soğutucudan geçip soğutulduktan sonra, motora gönderilmesinde kullanılabilir.

Az kullanılan çoğu hava-su ara soğutma dizaynlarında, soğutma suyu; ara soğutucuda dolaşan basit bir motor soğutucusu olabilir. Daha kompleks hava-su dizaynları ayrı soğutma devreleri kullanır. Hava yükünü soğutmak için kullanılan ara soğutucunun yanında, ısıyı atmak için bir başka su-hava radyatörü ve soğutucuyu dolaştırmak için pompa kullanılır.

Ara soğutucuda kullanılan kanatçıkların, değişik geometrik şekilleri vardır. Bunlar [28];

- 1- Dikdörtgen kesitli boyuna kanatlar,
- 2- Üçgen kesitli boyuna kanatlar,
- 3- Parabolik profilli boyuna kanatlar,
- 4- Dikdörtgen kesitli dairesel kanatlar,
- 5- Hiperbolik profilli dairesel kanatlar,
- 6- Parabolik boyutlu boyuna kanatlar,
- 7- İçinde ısı kaynağı olan çubuk,
- 8- Her iki yanından Q ısısı verilen $2l$ genişliği, b uzunluğu ve küçük δ kalınlığındaki levha hali.

Kanatlı yüzeyleri mukayese etmek ve performanslarını değerlendirmek için, iki faktör göz önünde bulundurulmalıdır. Bunlar [29];

a) *Etkinlik*; kanatçık yüzeylerinden transfer edilen ısı miktarının, kanat taban yüzeyine transfer edilen ısı miktarına oranıdır.

b) *Verim*; kanatçık yüzeyinden transfer edilen ısının, kanatçığın bütün sıcaklığı taban sıcaklığına eşit olması halinde transfer edilen ısıya oranıdır.

Ara soğutmanın bazı dezavantajları vardır. Hava, ısı değiştiricisine geldiği zaman, soğutmadan kaynaklanan yoğunluk artışını dengelemek için, bir basınç düşüşü olur. Aynı zamanda, motorda ısı değiştiricisi ve tesisat bağlantısı için bir alana ihtiyaç vardır. Aşırı soğutma, emme manifoldunda yoğunlaşmaya neden olabilir. Son olarak, ara soğutucular aracın fiyatını artırırlar.

Ara soğutma ayrıca yanma odası içinde sıcak lekeleri geliştirmek için motorun eğilimini azaltır. Bu erken ateşleme olasılığını azaltır.

Soğutma havası dış kenarına bağlanılan aksenal bir türbinli bir fan sayesinde ikincil soğutucu içerisinden zorlanır. Türbin, turboşarj kompresörün kanama yapan havanın küçük bir miktarı tarafından tahrik edilir.

Sonuç olarak motoru yada şarjı soğutup soğutmadığına bağlı olarak genişçe farklı sıcaklıklarda sistem çalışabilir.

“Hafif bir çaba sarfederek, her bir uçtan itibaren onları döndürmeyi deneyiniz. Onlar ortak bir mil tarafından birleştirilir, bundan dolayı her ikisi beraber dönerse iyi olur. Her bir taraf bağımsız olarak dönerse eğer iç problemler vardır.” [1].

Bir ara soğutucu aşağıdaki yeterlilikte motora giren şarj sıcaklığını azaltacaktır [1].

- 1- Motor %15-20 arasında daha fazla güç kazanacaktır.
- 2- Motor vurutuya daha az eğilimli olacaktır.
- 3- Alt giriş sıcaklıkları ayrıca yaklaşık aynı miktara eksoz sıcaklığını düşürecektir. Alt eksoz sıcaklıkları daha uzun eksoz valfi ve turbo ömrü verecektir.

Ara soğutucuya iyi bir soğutucu hava kaynağı temin etmek radyatöre göre çok daha kritiktir. Ayrıca turbolardan ara soğutuculara olan ve ara soğutucudan motora olan geniş borular sistem hacmini azaltmak için kısa tutulması yerinde olur [1].

Taitt D.W., Garner C.P. ve diğerleri tarafından yapılan çalışmada, tam yükte ve 3000 d/d'da, kompresörlü, ara soğutuculu ve genişleme üniteli bir dolgu havasını koşullandırıcı sistemle konvensiyonel, klasik kompresörlü, ara soğutuculu ve genişleme ünitesi olmayan bir sistemi karşılaştırmışlardır. Yaptıkları analiz sonucunda, ara soğutuculu sistemin 0,8 verim sağladığı, sıkıştırma oranının yaklaşık yarı yarıya arttırılmasına izin verdiği, bunun da 2000 d/d' da ve 2 bar ortalama efektif basınçtaki özgül yakıt tüketimini % 1,5 azalttığı sonucuna varmışlardır [30].

5.2. Aşırı Doldurmanın Tarihçesi

Aşırı doldurma 1906 yılında İsviçre'li mühendis BUCHI tarafından bulunmuştur. Aşırı doldurma ilk olarak deniz araçlarında kullanılmıştır. 1950'li yıllarda "Eberspacher of Germany" kamyonlarında kullanılan yüksek devirli dizeller için egzozdan güç alan kompresör üzerinde çalışıyordu. 1951'de Volvo firmasında bir test ünitesi oluşturuldu ve araştırmalara başlandı. Firma araştırmalarını 9-6 litrelik, sıra tipi 6 silindirli direkt püskürtmeli O96AS motoru üstünde yaptı. 150 HP (110 kW) 'a ulaşıldı. Hedeflenen güç ise 185 HP (136 kW) 'di. Değerler bugünkü turbo teknikleri ile karşılaştırıldığında çok küçük gözükabilir, ancak o zamanda büyük sorunlar doğuruyordu. Özellikle püskürtme parçaları ve silindir conta başlıklarında çalışmalar gerektiriyordu. Esas alınan motor oldukça sağlam krank mili ve geniş krank mili yatağı ile aşırı doldurmanın aşırı gerilimine dayanabilmekteydi. Volvo firması 1954 yılında, kamyonlar için turbo aşırı doldurmalı dizel üretimine başlayan ilk kamyon üreticisidir. Firma 50000 km'den sonra turbo ünitesinin değiştirilmesini öneriyordu [31].

Gücün 150 HP'den 185 HP'ye çıkarılması zordu. Fakat 1958 yılında TD96 motorunun gücü 195 HP (144 kW) 'yi aşmış, 1963 yılında ise 240 HP (144 kW)' 'ye ulaşmıştır. 1965'te TD96 motorunun yerine TD100 motoru konmuştur. Bu motorun gücü ise 260 HP (190 kW) 'di. Bu motorda daha sonra 310 HP (228 kW) güç elde

edilmiştir. Turbo gelişmesinde, turbo ünitesi küçüldükçe hızın artması eğilimi hakimdir. Yaklaşık olarak 1700 d/s motor hızında (100.000 d/d) turbo aşırı doldurma hızına ulaşılabilir [31].

5.3. Aşırı Doldurma Sistemleri

Aşırı doldurmada hava yada hava-yakıt karışımı kompresörde sıkıştırılarak silindire gönderilir. Aşırı doldurma sistemleri aşağıdaki şekilde sınıflandırılabilir [32]:

1- Kompresörün Hareket Etme Şekline Göre Sınıflandırma Sistemleri;

- a) Harici aşırı doldurma: Harici bir güç kaynağı ile (elektrik motoru, yardımcı motor)
- b) Mekanik aşırı doldurma: Motor krank milinden elde edilen güçle
- c) Ekzoz turbo doldurma: Ekzoz türbininin gücü ile
- d) Sıkıştırma dalgalı aşırı doldurma: Kompresörsüz, basınç dalga makinesi ile (Comprex ile)

2- Kompresör Tasarımına Göre Sınıflandırma Sistemleri;

- a) Pozitif yer değiştirmeli tip: Düz veya döner pistonlu kompresörler (roots tipi üfleyiciler yada vida tipi)
- b) Akış tipine göre: Radyal, aksiyal veya karışık akış tasarımlı aerodinamik kompresörler

3- Aşırı Doldurma Sisteminin Motora Bağlanma Şekline yada Güç Transfer Metoduna Göre Sınıflandırma;

- a) Mekanik aşırı doldurma: Kompresör motor krank miline bağlanmıştır, güç motor krank milinden sağlanmaktadır. Sistemde türbin bulunmamaktadır.
- b) Turbo doldurma: Kompresör türbine bağlanmış, güç motor krank milinden alınmakta, sistemde motor krank milinden bağımsız, serbest dönen bir turbo kompresör mevcuttur.
- c) Diferansiyel birleşik motor: Kompresör, türbin ve motor krank milleri, bir planet dişli sistemi aracılığıyla mekanik olarak birbirleriyle irtibatlandırılmış durumdadır.
- d) Gaz jeneratörlü türbin motoru: Kompresör ve motor krank milleri mekanik olarak birleştirilmiş olup, güç türbin çıkış milinden alınmaktadır.

4- Motor Tipine Göre Sınıflandırma;

- a) Benzin yada dizel motoru
- b) İki yada dört zamanlı motorlar

5.4. Aşırı Doldurma Esasları

Aşırı doldurmada havanın basıncını ve yoğunluğunu arttırmak için bir kompresör kullanılır. Kompresör iki şekilde tahrik edilir [32,33]:

- 1- Motorun krank milinden hareket alınarak kompresör tahrik ediliyorsa, bu tip aşırı doldurmaya mekanik aşırı doldurma denir.
- 2- Eğer kompresörü döndürmek için egzoz gazlarının enerjisinden faydalanılıyorsa, bu tip aşırı doldurmaya turbo aşırı doldurma denir.

Turbo aşırı doldurma mekanik aşırı doldurmaya göre daha avantajlıdır. Kompresörün ihtiyacı olan enerji krank mili yerine egzoz gazından sağlanmaktadır. Fakat türbin egzoz sistemine bir akış sınırlaması getirecek, böylece egzoz manifold basıncı atmosfer basıncından yüksek olacaktır.. Ancak bu basınç, emme manifoldu içindeki basınçtan asla yüksek olmamalıdır. Eğer egzoz gazından yeterli enerji elde edilir, bu enerji kompresör hareketine çevrilirse kompresör basıncı türbin giriş basıncından fazla olur ve verimli bir çalışma sağlanır [33].

Aşırı doldurma sonucu basınç, sıcaklık ve yoğunluk artar. Ancak dolgu havası silindire girmeden önce soğutulursa yoğunluğu daha da artırılabilir. Bu da intercooler denilen bir arasoğutucu ile gerçekleştirilebilir. Böylece aynı doldurma basıncı için daha fazla havanın silindir içine alınması sağlanmış olur.

5.5. Aşırı Doldurmalı Motorlarda Ara Soğutma

Yanma odalarının geliştirilmesi, egzoz gazlarının motordan çıktıktan sonra ayrıca temizlenmesi, volümetrik ve mekanik verimin artırılması yanında, aşırı doldurma da bu sahada çok iyi sonuçlar vermiştir. Bir motorun verebileceği maksimum güç, silindir içine giren hava miktarı ile ilgilidir. Eğer, emme havası çevre havasından daha yüksek bir yoğunluk değerine sıkıştırılırsa, aynı boyuttaki bir motordan

alınabilecek maksimum güç arttırılabilir. Bu olay aşırı doldurma olarak adlandırılmaktadır [32].

Aşırı doldurma bir yandan birim hacim ağırlıktan alınabilen gücü arttırıp motor boyutlarını küçültürken, diğer yandan verimi arttırmakta ve egzoz gazındaki kirletici bileşenlerin miktarını azaltmaktadır. Gemi ve lokomotif dizellerinde aşırı doldurma %100 mertebesindedir. Yük ve yolcu taşıtlarında ise aşırı doldurma oranı küçümsenmeyecek boyutlara ulaşmıştır [34].

Aşırı doldurmalı motorlarda sıcaklık artışı sebebiyle motora emilen havanın yoğunluğu ve bunun tabii sonucu olarak da emilen hava miktarı azalmaktadır. Doldurucu havası yoğunluğunda, dolayısıyla motor emme havası miktarında ve motor gücündeki bu azalmanın önüne geçmek için doldurucu çıkış havası motora gönderilmeden önce soğutulmalıdır. Bu soğutma aynı zamanda sıkıştırma başı sıcaklıklarının, dolayısıyla genel sıcaklık seviyesinin yükselmemesi için de gereklidir. Doldurucu çıkış havasının soğutulması (ara soğutma) sonucu, aynı doldurma basıncı için, motora emilen havanın miktarı arttığında, ulaşılan ortalama efektif basınç da büyümekte ve hem mekanik verim göreceli olarak büyüdüğü ve hem de düşen sıcaklıklar ise ısı kaybı azaldığı için motor verimi de artmaktadır [35].

Diğer bir deyişle; aşırı doldurmalı motorlarda sıkıştırma işlemi basınçla beraber sıcaklığı da arttırır. Bu da dolgu havasının yoğunluğunu azaltarak volümetrik verimin düşmesine neden olur. Buna bağlı olarak motor gücünde azalma görülür. Amaç, silindire gönderilen havanın yoğunluğunu arttırarak, silindire bir çevrimde gelen hava miktarını arttırmak olduğu için, ısınarak yoğunluğu azalan havanın kompresör çıkışı ile silindir girişi arasında soğutulması gerekir. Bu soğutma aynı zamanda sıkıştırma başı sıcaklıklarının, dolayısıyla genel sıcaklık seviyesinin yükselmemesi için gereklidir. Bu soğutma işlemi "intercooler" adı verilen bir ara soğutucu ile gerçekleştirilir [36].

Ara soğutma işlemi;

- 1- Motorun soğutma sistemine bağlı bir su soğutmalı ısı değiştiricisi ile,
- 2- Motorun soğutma sisteminden bağımsız bir su soğutmalı ısı değiştiricisi ile,

- 3- Hava soğutmalı bir ısı değiştiricisi ile,
- 4- Bağımsız vantilatörü olan (tip-türbine) hava soğutmalı ısı değiştiricisi ile yapılmaktadır.

Aşırı doldurmalı motorlarda, doldurucu çıkışındaki hava soğutucunun ara soğutucu (intercooler)`da soğutulması, ısı eşanjörlerinin çalışma prensibi ile, su-hava, veya hava-hava etkileşimi ile gerçekleşmektedir [34].

5.6. Ara Soğutucu eşitleri

Ara soğutma işlemi;

- 1- Su soğutmalı ara soğutucu
- 2- Hava soğutmalı ara soğutucu ile yapılır.

5.6.1. Su soğutmalı ara soğutucu

Su-hava etkileşimi yani, dolgu havasının su ile soğutulması temel esaslı arasoğutucular yük ve yolcu taşımacılığındaki araçlarda kullanılmaktadır. Daha çok gemi ve lokomotif dizellerinde kullanılmaktadır. Dolaşımda, ya motorun soğutulmasındaki su (kapalı devre), veya motor soğutma sisteminden bağımsız bir sefer kullanılan su (açık devre) vardır. Bu tip ara soğutma (intercooling) büyük hacimli motor ve aşırı doldurmasında kullanılır. Bu gibi motorlarda motor hacminin büyük olması, seyir rüzgarından etkili bir şekilde faydalanmamasından dolayı hava ile soğutma sistemi verimli değildir. Bununla birlikte su soğutmalı ara soğutucuların bakım periyodu daha sık ve zordur. Ayrıca dolgu hava sıcaklığı, motor soğutma suyu sıcaklığı seviyesinin altına inememektedir. Motor soğutma suyunun muhtemel sızıntısı da dolgu havasının soğutulamaması riskini taşıır [37].

5.6.2. Hava soğutmalı ara soğutucu

Hava etkileşimi ile çalışan arasoğutucular yük ve yolcu taşımacılığında kullanılmaktadır. Araç radyatörünün önüne monte edilerek gerek motor soğutma vantilatörü tarafından emilen havanın ilk teması, gerekse seyir rüzgarının ilk temasının ara soğutucuya olması sağlanmaktadır. Araç, yüksek hızlarda iken seyir

hızından faydalanabilir ama düşük hızlarda ve hareketsiz durumlarda sadece soğutucu vantilatör etkili olmaktadır. Bu durumlarda arasoğutucuya fazla ihtiyaç olmamaktadır [37].

Soğutucu vantilatörünün hem radyatörü hem de arasoğutucuyu etkili bir şekilde soğutması amacıyla, emiş kaybı olmaması için, radyatör kenarlarından vantilatör etrafını çevreleyen davlumbaz mevcuttur. Ama arasoğutucu etrafındaki davlumbaz bulunmamaktadır. Dolayısıyla radyatör ve arasoğutucu arasındaki mesafe önem kazanmaktadır. Bu mesafenin gereğinden az olması halinde, radyatörün soğutulması engellenmiş olur. Mesafenin fazla olması durumunda ise, soğutma vantilatörünün emdiği hava kısa devre yaparak, arasoğucudan sonra radyatöre değil yan boşluklara gitmesine sebep olacaktır. Bu aralığın, yapılan testler sonucunda 3-5 cm arasında olması gerekmektedir [38,39].

5.7. Ara Soğutucunun Yapısı

Ara soğutucu 3 kısımdan oluşur [36,40]:

- 1- Hava kazanları
- 2- Tüpler (Hava kanalları)
- 3- Kanatçıklar (Finler)

Hava kazanları; giriş ve çıkış kazanı olarak ikiye ayrılır. Genellikle peteklerin sağ ve sol taraflarına yerleştirilirler. Bu kazanlar havanın tüplere eşit dağılımını sağlayabilmek için giriş ve çıkış noktalarına doğru genişleyen bir şekilde yapılırlar.

Tüpler (hava kanalları); havanın içinden geçerek üzerindeki ısının kanatçıklara verilmesini sağlayan kanallardır. İki kanatçık arasına bir tüp gelecek şekilde dizayn edilir. Havanın türbülans yaparak daha iyi ısı transferi sağlaması için, tüplerin iç kısımlarına kanatçıklar yerleştirilir.

Kanatçıklar (Finler); Tüp üzerindeki ısıyı iletim yoluyla alarak havanın soğutulmasını sağlayan elemanlardır. Kanatçıkların yüzey alanları arttıkça, havayla temas eden yüzeyi de artar. Bu nokta, kanatçık yüzey alanını sınırlayan bir faktördür.

Ara soğutucu malzemesi olarak genellikle alüminyum alaşımı kullanılır. Alüminyum alaşımın tercih edilmesinin nedeni olarak; alüminyum ısı iletim katsayısının fazla olması, ucuz ve hafif olması sayılabilir. Ara soğutucuda kazan, tüp ve kanatçıklar aynı malzemedan yapılır ve ısı altında Noclock Breyzing yöntemiyle birleştirilir. Ara soğutucular genellikle radyatörün ön tarafına ve radyatöre 2-3 cm aralık kalacak şekilde yerleştirilirler [41].

Tüp ve kanatçıkların birbirine monte edilmiş haline petek denir. Petek yüzeyinde toz, partikül vb. maddelerin birikerek soğutma kapasitesini düşürmesi önemli bir sakıncadır. Eğer bu tür maddeler ara soğutucunun herhangi bir bölgesine birikirse, o bölgeyi tıkar ve soğutucu havanın geçişi engellenmiş olur. Böyle bir durumda o bölge aşırı ısınır; bu ise ara soğutucu da çarpılma ve çatlamaya neden olur. Bu tür durumlar özellikle maden ocaklarında, orman işlerinde ve tozlu ortamlarda çalışan araçlarda sıklıkla görülür. Böyle yerlerde periyodik bakım daha da önem kazanır. Böyle bir durum söz konusu olursa, peteğin dış kısmı mutlaka temizlenmelidir.

Turbo kompresörden gelen herhangi bir arıza durumunda ara soğutucunun içine yağ dolabilir, bu da iç temizliği gerektirir. İç temizlikte temizlik maddesi olarak deterjan, solvent ve saf su kullanılmalı ve bu maddeler ara soğutucunun içinde fazla bekletilmemelidir. Temizlik için kesinlikle şebeke suyu kullanılmaz. Herhangi bir şekilde ara soğutucunun iç yüzeyinde paslanma oluşursa, ara soğutucu yenisi ile değiştirilmelidir.

Ara soğutucunun bir diğer kontrolü ise, birleştirme noktaları yada herhangi bir noktada kaçak olup olmadığının tespit edilmesidir. Bu kontrolde ara soğutucu içine basınçlı hava gönderilir, basınç değeri bir manometre ile okunur. Aynı manometrede bir basınç düşüşü olup olmadığı gözlemlenir. Kaçak varsa, sabunlu suyla kaçağın hangi noktada olduğu tespit edilir.

Ara soğutucu dizaynı yapılırken göz önünde bulundurulacak değerlendirmeler, sınırlamalar motor üreticisi firmalar tarafından taşıt özelliklerine göre belirlenir. Bunlar;

- 1- Ara soğutucu giriş ve çıkış sıcaklıkları
- 2- Ara soğutucu ebatları
- 3- Ara soğutucudan geçen hava debisi
- 4- Ara soğutucunun soğutma gücü
- 5- Kompresör verimi
- 6- Türbin verimi

BÖLÜM 6. ARA SOĞUTUCUNUN BOYUTLANDIRILMASI VE PARAMETRİK HESAPLAMALARI

6.1. Kabuller ve Ara Soğutucu Tipi Seçimi

Ara soğutucu boyutlandırılması ve tipini seçerken kanatçıkların gömrtrik şekilleri incelenerek hava tarafında panjur yüzeyli kanatçık , gaz tarafında ise düz kanatçıklı yüzey tipleri seçilmiştir [42]. Seçilen bu arasoğutucu BAŞAK TRAKTÖR İŞ ve TARIM MAKİNALARI A.Ş.' nin traktör motorunun boyutları ve büyüklükleri dikkate alınarak tahmin yapılmıştır.

Isı transfer yüzeylerinin özellikleri aşağıda verilmektedir.

Ara Soğutucu Hava Tarafı

Kullanılan yüzey : Panjurlu kanat yüzey dizaynı 3/8 - 6,06

Giriş sıcaklığı (Thg) : 293 K

Basıncı (Ph) : 101325 Pa

Malzeme yapısı : Alüminyum

Ara Soğutucu Gaz Tarafı

Kullanılan yüzey : Düz kanat yüzey dizaynı 14,77

Giriş sıcaklığı (Tgg) : 370 K

Çıkış sıcaklığı (Tgç) : 303 K

Basıncı (Ph) : 180000 Pa

Malzeme yapısı : Alüminyum

Ara soğutucuyu tasarlamak için yukarıda verilen koşullar ve yüzeyin akış – sürtünme karakteristikleri ve temel ısı transferi denklemleri tanımlanması gerekmektedir. Birinci olarak ara soğutucunun verimliliği, sonra hava ve sıcak gaz taraflarının her ikisinin de basınç düşümlerinin tanımlanmasıdır.

Bu aşamaları yapmak için analizi adım adım tanımlamak gerekirse;

- 1 – Yüzey karakteristikleri,
- 2 – Isı geçiş ve serbest akış alanları,
- 3 – Akışkan özellikleri,
- 4 – Reynolds sayısı,
- 5 – $StPr^{2/3}$ ve yüzeyin temel karakteristikleri (f),
- 6 – Isı transferi kat sayıları,
- 7 – Kanat etkinlikleri,
- 8 – Yüzey etkinlikleri,
- 9 – Toplam ısı transfer katsayısı,
- 10 – Ntu sayısı ve ısı değiştirici etkinliği,
- 11 – Basınç düşümleri,

6.1.1. Yüzey karakteristikleri

Seçilen yüzey tiplerinin geometrik özellikleri Ekler.Tablo Ek.1. ve Tablo Ek.2.'den alınmıştır ve aşağıdaki gibi özetlenebilir.

Tablo 6.1. Seçilen Yüzey Karakteristik Değerleri [51].

	Hava Tarafı	Gaz Tarafı
Yüzey	3/8-6.06	14.77
Plaka Boşluğu, b (m)	$6,35 \cdot 10^{-3}$ m	$8,38 \cdot 10^{-3}$ m
Hidrolik çap, $4r_h$ (m)	$4,453 \cdot 10^{-3}$ m	$2,59 \cdot 10^{-3}$ m
Kanat aralığı δ (m)	$0,152 \cdot 10^{-3}$ m	$0,152 \cdot 10^{-3}$ m
Transfer Alanı / Plakalararası Hacim (β)	$840 \frac{m^2}{m^3}$	$1378,0 \frac{m^2}{m^3}$
Kanat Alanı/Toplam Alan	0,64	0,844

Isı değiştiricinin verilen boyutlara gore yuzey alanları ve hacmi;

$$A_{fth} = 0,55 \times 0,35 \text{ m}^2 \quad A_{frg} = 0,07 \times 0,55 \text{ m}^2$$

$$A_{fth} = 0,193 \text{ m}^2 \quad A_{frg} = 0,39 \text{ m}^2$$

$$V = 0,07 \times 0,55 \times 0,35 = 0,0134 \text{ m}^3$$

Gaz ve hava tarafları arasında yer alan plakaların kalınlığı için kabul yapalım;

$$a = 0,3 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Kanat malzemesi içinse Aluminyum kabul edilirse plakalar arası ısı iletim katsayısı;

$$k = 237 \text{ W/m.k}$$

6.1.2. Isı geçiş ve serbest akış alanları

$$\alpha_h = \frac{A_h}{V_{total}} = \frac{b_h \cdot \beta_h}{b_h + b_g + 2 \cdot a} \quad 6.1.$$

Hava tarafları ;

$$\alpha_h = 397,45 \text{ m}^2/\text{m}^3$$

Gaz tarafları ;

$$\alpha_g = \frac{A_g}{V_{total}} = \frac{b_g \cdot \beta_g}{b_h + b_g + 2 \cdot a}$$

$$\alpha_g = 753,271 \text{ m}^2/\text{m}^3$$

Her iki tarafların toplam ısı transfer alanları ;

$$\begin{aligned} A_{htop} &= \alpha_h \cdot V & A_{gtop} &= \alpha_g \cdot V & \text{dolayısıyla ;} & & 6.2 \\ A_{htop} &= 4,689 \text{ m}^2 & A_{gtop} &= 10,15 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Akış alanının ön temas yüzey alanına oranı ;

$$\sigma = \frac{A_c}{A_{fr}} = \alpha \cdot r_h \quad 6.3$$

$$\sigma_h = a_h \cdot \frac{r_{hh}}{4} \quad \sigma_g = a_g \cdot \frac{r_{hg}}{4} \quad 6.4$$

olduğundan ;

$$\sigma_h = 0,387 \text{ m}^2 \quad \sigma_g = 0,488 \text{ m}^2$$

Akışkanın aktığı alan;

$$A_{ch} = \sigma_h \cdot A_{frh} = 0,075 \text{ m}^2 \quad 6.5$$

$$A_{cg} = \sigma_g \cdot A_{frg} = 0,019 \text{ m}^2 \text{ olarak bulunur.}$$

6.1.3. Akışkan özellikleri

Daha sonra doğrulanmak üzere ilk önce yaklaşık olarak etkenlik 0,75 kabul edilebilir [42]. Bu yaklaşım ve etkenlik tanımını kullanılarak;

$$\varepsilon = 0,75$$

$$\varepsilon = \frac{C_h \cdot (T_{hc} - T_{hg})}{C_{min} \cdot (T_{gg} - T_{hg})} \quad 6.6$$

$C_{hava} \leq C_{gaz}$ için ;

$$\varepsilon = \frac{(T_{gg} - T_{gç})}{(T_{gg} - T_{hg})} \text{ olarak sadeleşir.}$$

$$T_{hc} = 350,75 \text{ K} \quad T_{gç} = 312,25 \text{ K}$$

Ortalama Hava Sıcaklığı; T_{hort}

$$T_{hort} = \frac{T_{hg} + T_{hc}}{2} = 321,875 \text{ K}$$

Ortalama Gaz Sıcaklığı: T_{gort}

$$T_{gort} = \frac{T_{gg} + T_{gs}}{2} = 341,125 \text{ K}$$

Tablo 6.2. Akışkanın (Hava-Gaz) Ortalama Sıcaklıkları İçin Özellikleri

	Hava Tarafı	Gaz Tarafı
μ , Pa.s	$19,5 \cdot 10^{-6}$ Pa.s	$20,4 \cdot 10^{-6}$ Pa.s
Pr	0,708	0,706
Pr 3/2	0,794	0,792
Cp	1006 J/kgK	1008 J/kgK

Tablodan okunan özgül ısı değerleri kuru hava için verilmiştir ve nemli havaya göre düzeltilmesi ise;

Nem oranı = 0,015 kg H₂O /kg kuru hava kabulü yapılır ise,

Ek B' de Şekil B.3. olarak verilen grafikten ısı için okunan düzeltme faktörü;

$$X_{c,w} = 1,013$$

Buna göre;

$$C_{phdüzeltme} = X_{c,w} \cdot C_{ph} = 1019 \text{ J/kgK}$$

$$C_{pgdüzeltme} = X_{c,w} \cdot C_{pg} = 1021,1 \text{ J/kgK}$$

Daha sonra doğrulanmak üzere, % 2'lik bir basınç düşüşü kabulü her iki taraf için de yapılacak olursa, buna göre;

Hava (soğuk) taraf çıkış basıncı;

$$P_{hd} = P_h - (P_h \cdot 0,02)$$

$$P_{hd} = 9,93 \cdot 10^4$$

Gaz (sıcak) taraf çıkış basıncı;

$$P_{gd} = P_g - (P_g \cdot 0,02)$$

$$P_{gd} = 1,764 \cdot 10^5$$

Her iki taraf için giriş ve çıkış özgül hacimler; ideal gaz denkleminde hesaplanabilir.

Nem oranı için düzeltme yapılması gerektiğinden yoğunluk Şekil Ek.3.' ten okunan düzeltme faktörüyle çarpılır.

$$X_{c,wd} = 0,992$$

Özgül hacimler aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$R = 8,314 \text{ J/MolK} \quad M = 28,996 \cdot 10^{-3} \text{ kg/mol olmak üzere}$$

Hava Tarafı ;

$$v_{hg} = \frac{1}{\rho_{hg}} = \frac{(R/M) \cdot T_{hg}}{X_{c,wd} \cdot P_h} \quad 6.8$$

$$v_{hg} = 0,837 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$v_{hç} = \frac{1}{\rho_{hç}} = \frac{(R/M) \cdot T_{hç}}{X_{c,wd} \cdot P_{hd}} \quad 6.9$$

$$v_{hç} = 1,022 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Yaklaşık olarak ortalama özgül hacim giriş çıkıştaki değerlerinin toplamının yarısı alınabilir.

$$V_{hort} = \frac{V_{hg} + V_{hç}}{2} = 0,929 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Gaz Tarafı ;

$$v_{gg} = \frac{1}{\rho_{gg}} = \frac{(R/M) \cdot T_{gg}}{X_{c wd} \cdot P_g} \quad 6.10$$

$$v_{gg} = 0,595 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$v_{g\zeta} = \frac{1}{\rho_{g\zeta}} = \frac{(R/M) \cdot T_{g\zeta}}{X_{c wd} \cdot P_{gd}} \quad 6.11$$

$$v_{g\zeta} = 0,512 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$v_{gort} = \frac{V_{gg} + V_{g\zeta}}{2} = 0,553 \text{ m}^3/\text{kg}$$

6.1.4. Reynolds sayılarının bulunması

Normal boyutlardaki bir radyatörün giriş çıkış sıcaklık farkı 20 °C kabul edilirse $\Delta t = 20 \text{ °C}$ Soğutucudan transfer edilen ısı miktarı $Q_c = 51583 \text{ J/s}$ ve $C_{psu} = 4179$

Hava debisi

$$W_h = \frac{Q_h}{C_p \Delta T} \quad 6.12$$

$$W_h = 0,617 \text{ kg/s}$$

Isı değiştirici için hava tarafı kütle hızı ve Reynold sayısı

$$G_h = \frac{W_h}{A_{ch}} \quad 6.13$$

$$G_h = 8,277 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$$Re_h = \frac{4r_h \cdot G_h}{\mu_h} \quad 6.14$$

$$Re_h = 1,899 \cdot 10^3$$

Gaz debisi,

$$W_g = \lambda \cdot I_0 \cdot G_{\text{yakıt}} \quad 6.15$$

Burada λ hava fazlalık katsayısı l_0 1 kg havanın yanması için gerekli kütleli teorik hava miktarı ve $G_{\text{yakıt}}$ ise yakıt debisidir. Bütün bu değerler Bölüm 4'te hesaplandığından sıcak hava debisi aşağıdaki gibi bulunabilir.

$$W_g = 361,106 \text{ kg /h}$$

$$W_g = 0,10 \text{ kg /s}$$

Isı değiştirici için gaz tarafı kütleli hızı ve Reynold sayısı

$$G_g = \frac{W_g}{A_{cg}} \quad 6.16$$

$$G_g = 5,36 \text{ kg /s. m}^{-1}$$

$$Re_{\sigma g} = \frac{4r_h \cdot G_g}{\mu_g} \quad 6.17$$

$$Re_{\sigma g} = 680,545$$

6.1.5. Stanton, prandtl sayıları ve yüzeyin temel karakteristikleri

Hava tarafı ;

$Re_h = 1899 \left[\frac{3}{8} - 0,06 \right]$ için Ekler ' deki Tablo Ek.3.'den, değerler alınıp iterasyon yöntemiyle aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

$$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}} h = 9,155 \cdot 10^{-3} \quad f h = 0,043$$

$$St_h = 0,012$$

Gaz tarafı ;

Reg = 680,545 (14,77) için Ekler deki Tablo Ek.4.'den, değerler alınıp iterasyon yöntemiyle aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

$$\text{St. Pr}^{\frac{2}{3}} g = 7,395 \cdot 10^{-3} \quad fg = 0,032 \quad \text{Stg} = 9,337 \cdot 10^3$$

6.1.6. Isı transfer katsayıları

Hava Tarafı ;

$$h_h = \text{St}_h \cdot G_h \cdot C_{ph} \quad 6.18$$

$$h_h = 96,012 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

Gaz Tarafı;

$$h_g = \text{St}_g \cdot G_g \cdot C_{pg} \quad 6.19$$

$$h_g = 50,447 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

6.1.7. Kanat etkenliği

Hava Tarafı (Soğuk Taraf);

$$m_h = \sqrt{\left(\frac{2h_h}{k \cdot \delta_h} \right)}$$

6.20

$$m_h = 73,01 \text{ m}^{-1}$$

$$\ell_h = \frac{b_h}{2} \quad \ell_h = 3,175 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad 6.21$$

$$m_h \cdot \ell_h = 0,232$$

$$\eta_{\text{th}} = \frac{\tan m_h \ell_h}{m_h \ell_h} \quad \eta_{\text{th}} = 0,982 \quad 6.22$$

Gaz Tarafı (Sıcak Taraf) ;

$$m_g = \sqrt{\left(\frac{2h_g}{k \cdot \delta}\right)}$$

6.23

$$m_g = 52,922 \text{ m}^{-1}$$

$$\ell_g = \frac{b_g}{2} \quad \ell_g = 4,19 \cdot 10^{-3} \quad 6.24$$

$$m_g \ell_g = 0,21$$

$$\eta_{fg} = \frac{\tanh m_g \ell_g}{m_g \ell_g} \quad 6.25$$

$$\eta_{fg} = 0,984$$

6.1.8. Yüzey etkenlikleri

Yüzey etkenlikleri aşağıdaki formül kullanılarak bulunabilir.

$$\eta_{oh} = 1 - \frac{A_{ah}}{A} (1 - \eta_{fh}) \quad 6.26$$

Hava tarafı;

$$\eta_{oh} = 1 - A_{ah} \cdot (1 - \eta_{fh}) \quad 6.27$$

$$\eta_{oh} = 0,989$$

Gaz tarafı;

$$\eta_{og} = 1 - A_{ag} \cdot (1 - \eta_{fg}) \quad 6.28$$

$$\eta_{og} = 0,986$$

6.1.9. Toplam ısı transfer katsayısı

Bütün bu parametreler hesaplandıktan sonra artık toplam ısı transfer katsayısı bulunabilir.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\eta_{0h} \cdot h_h} + \frac{1}{(A_g/A_g) \cdot \eta_{0g} \cdot h_g} \quad 6.29$$

$$U = 50,463 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

6.1.10. N_{tu} ve ısı değiştirici etkenlikleri

Hava Tarafı Isıl Kapasitesi ;

$$C_{\text{hava}} = W_{\text{hava}} \cdot C_{p_{\text{hdüzelme}}} = 628,944 \text{ kW/K} \quad 6.30$$

Gaz Tarafı Isıl Kapasitesi;

$$C_{\text{gaz}} = W_{\text{gaz}} \cdot C_{p_{\text{gdüzelme}}} = 102,78 \text{ kW/K} \quad 6.31$$

Kapasite Oranlaması ;

$$\frac{C_{\text{min}}}{C_{\text{max}}} = \frac{C_{\text{gaz}}}{C_{\text{hava}}} \quad \frac{C_{\text{min}}}{C_{\text{max}}} = 0,163$$

$$N_{\text{tu,maks}} = \frac{A_{\text{htop}} \cdot U_h}{C_{\text{min}}} \quad 6.32$$

$$N_{\text{tu,maks}} = 2,302$$

Bu durumda N_{tu} ve ısıl kapasite oranları kullanılarak Ekler' de verilen Şekil.Ek1.'deki grafikten etkenlik $\epsilon = 0,88$ okunduğunda;

Tekrar formül (6.6.) kullanılarak her iki taraf için çıkış sıcaklıkları benzer şekilde hesaplanabilir.

$$T_{\text{havaçıkış}} = 360,76 \text{ K} \quad T_{\text{gazçıkış}} = 302,24 \text{ K}$$

(soğuk) (sıcak)

Burada bizim için önemli olan sıcak taraf çıkış sıcaklığıdır çünkü hava bu sıcaklıkta emme manifolduna verilecektir. Daha önce yapılan hesaplara göre emme manifoldu giriş sıcaklığının 303 K olması isteniyordu. Bu sonuca göre, bu şart sağlandığından seçilen ısı değiştiricisi türü ve boyutları uygundur.

6.1.11. Basınç düşüşü

Daha önceki hesaplamalardan,

$$\left(\frac{A_{\text{htop}}}{A_{\text{ch}}} \right)_{\text{hava}} = \left(\frac{L}{r_{hh}} \right) = 62,64$$

$$\left(\frac{A_{\text{gtop}}}{A_{\text{cg}}} \right)_{\text{gaz}} = \left(\frac{L}{r_{hg}} \right) = 534,21$$

Hava (soğuk) ve Gaz (sıcak) tarafı giriş ve çıkış kat sayıları , Şekil Ek.4. kullanılarak Reh ve Reg sayılarına uygun bir şekilde okunursa

Hava tarafı	Gaz Tarafı
Kch = 0,52	Kcg = 0,55
Keh = 0,30	Keg = 0,20

$g = 9,81$ Yerçekim ivmesi alınır ;

Hava tarafı için;

$$\Delta P_h := G_h^2 \cdot \frac{V_{hg}}{2 \cdot g \cdot P_h} \left[\left(K_{ch} + 1 - \sigma_h^2 \right) + 2 \cdot \left(\frac{V_{hg}}{V_{hc}} - 1 \right) + \left(f_{\text{hite}} \cdot \frac{A_{\text{htop}}}{A_{\text{ch}}} \cdot \frac{V_{\text{hort}}}{V_{hg}} \right) - \left(1 - \sigma_h^2 - K_{eh} \right) \left(\frac{V_{hg}}{V_{hc}} \right) \right]$$

$$\left(\frac{\Delta P_h}{P_1} \right) = 1,033 \times 10^{-4} = \% 0,103 \quad 6.33$$

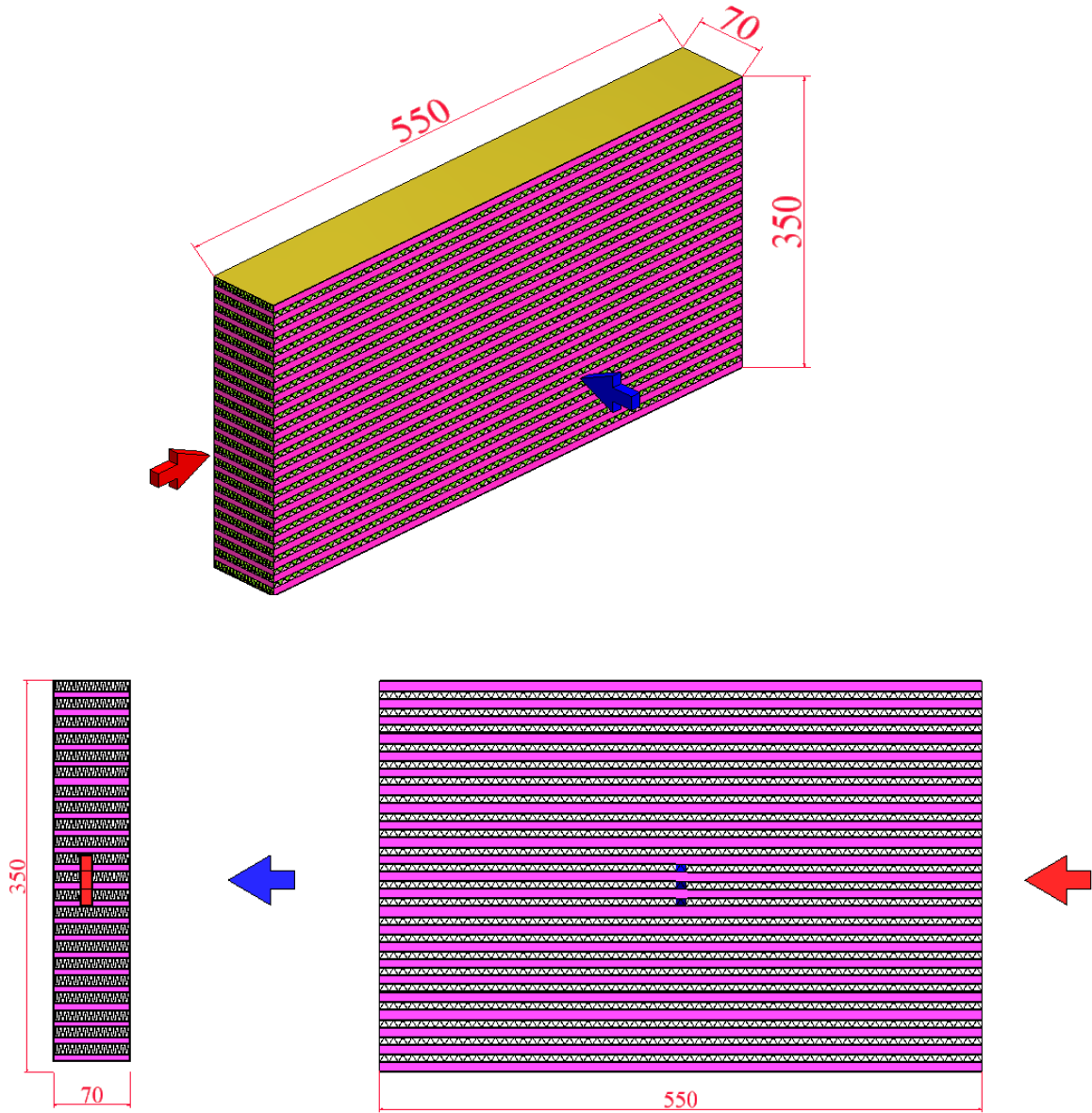
Gaz tarafı için;

$$\Delta P_g := G_g^2 \cdot \frac{V_{gg}}{2 \cdot g \cdot P_g} \left[\left(K_{cg} + 1 - \sigma_g^2 \right) + 2 \cdot \left(\frac{V_{gg}}{V_{gç}} - 1 \right) + \left(f_{gite} \cdot \frac{A_{gtop}}{A_{cg}} \cdot \frac{V_{gort}}{V_{gg}} \right) - \left(1 - \sigma_g^2 - K_{eg} \right) \left(\frac{V_{gg}}{V_{gç}} \right) \right]$$

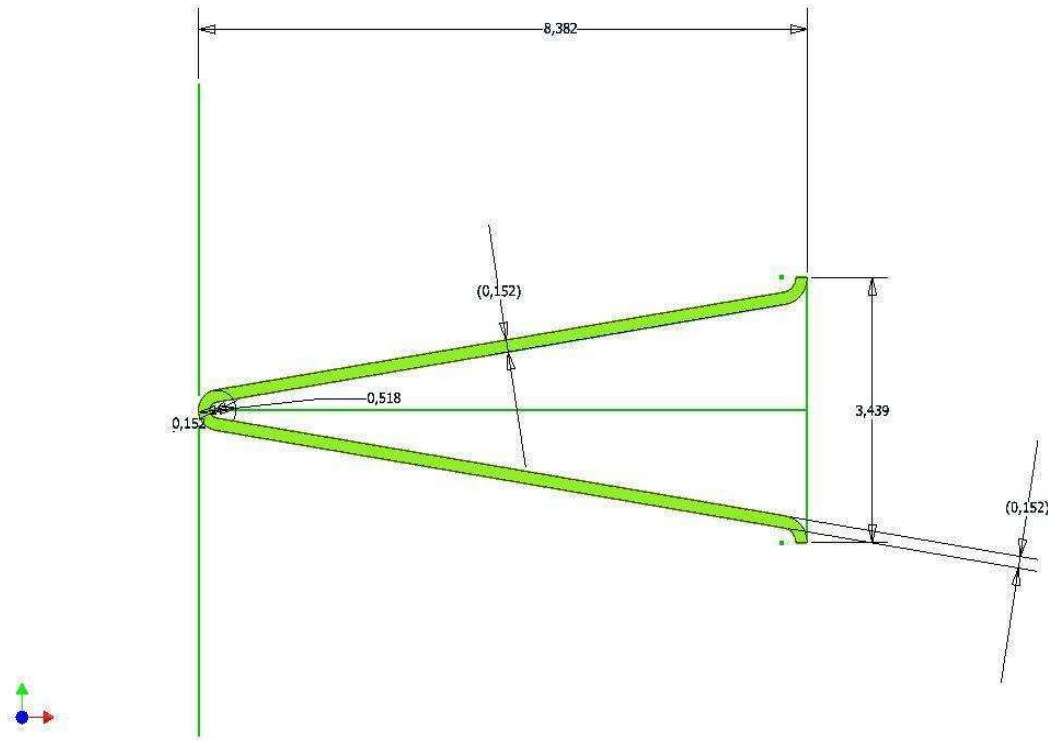
$$\left(\frac{\Delta P_g}{P_1} \right) = 8,191 \times 10^{-5} = \% 0,0819$$

sonuçları elde edilir.

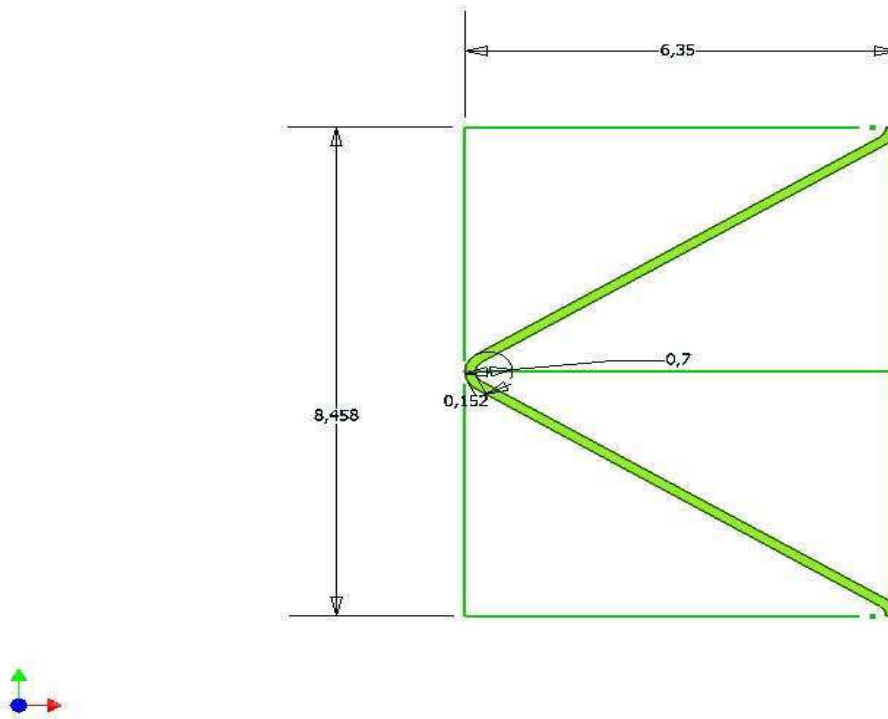
Bu çalışmada, amaçlanan emme manifoldu dolgu gaz sıcaklığının (303 K) elde edilmesi için, tasarlanan ara soğutucunun boyutları, kullanılan kanatçıkların boyut ve kesit resimleri Şekil 6.1, 6.2, 6.3, 6.4 ve 6.5'te verilmiştir.



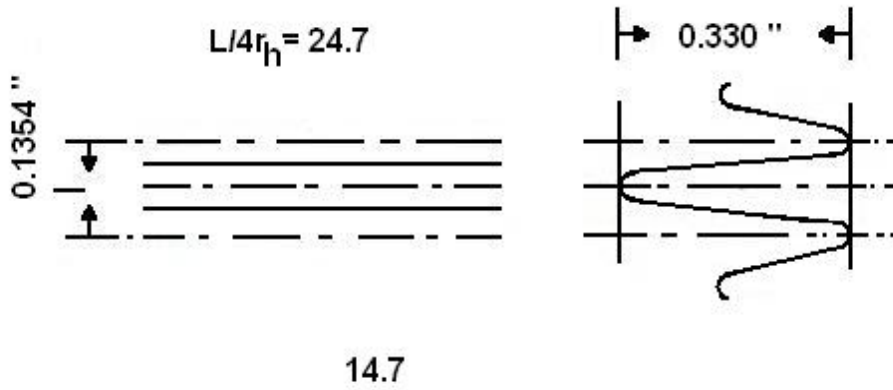
Şekil 6.1. Tasarlanan Ara Soğutucunun Görünümü



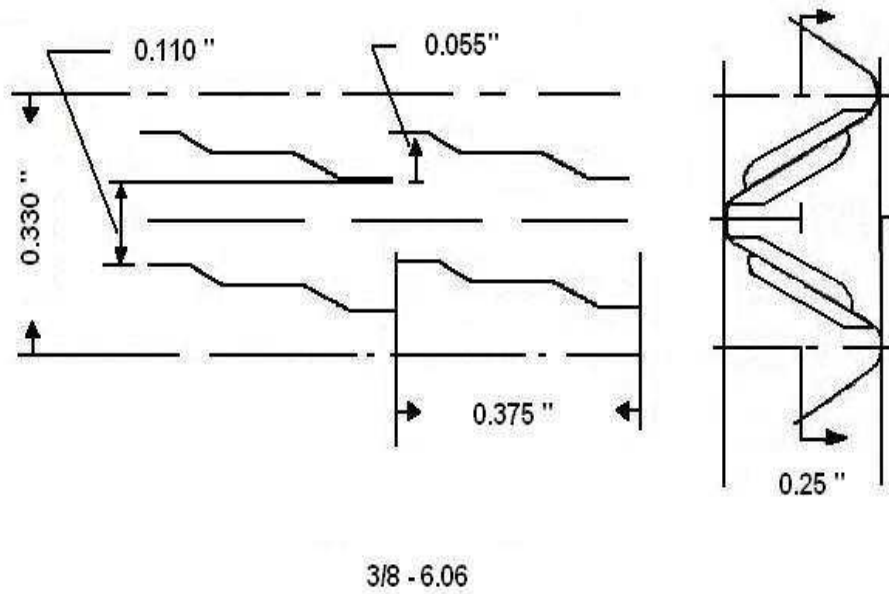
Şekil 6.2. Tasarlanan Ara Soğutucudaki Gaz Tarafındaki Kanatçık Görünüşü



Şekil 6.3. Tasarlanan Ara Soğutucudaki Hava Tarafındaki Kanatçık Görünüşü



Şekil 6.4. Tasarlanan Ara Soğutucunun Gaz Giriş Tarafı (sıcak taraf) Düz Yüzeyle Kanatçık Kesiti ve Ölçütleri [42].



Şekil 6.5. Tasarlanan Ara Soğutucunun Hava Giriş Tarafı (soğuk taraf) Panjur Yüzeyle Kanatçık Kesiti ve Ölçütleri [42].

BÖLÜM 7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada Başak Traktör İş ve Tarım Makineleri San.ve Tic. A.Ş. Firmasında mevcut olan traktör motorunun performans değerlerinin iyileştirilmesi için turboşarj sistemi ile arasoğutma sisteminin modifiye edilmesi ve teorik hesaplamaları yapılmıştır. Yapılan bu çalışmalar bilgisayar hesaplamaları sonucunda elde edilen sonuçlar ve öneriler şeklinde aşağıda sunulmaktadır.

Çalışma içersinde turboşarj parametrik hesaplamaları ilk olarak 2500 d / d ve 370 K için Matlap programı kullanılarak yapılmış ve daha sonra devir sabit tutularak sıcaklık 370–303 K aralığında değiştirilerek Excel programı ile parametrik değişim değerleri bulunmuştur. Arasoğutucunun parametrik verilerinin hesaplanmasında ise Mathcad programı kullanılarak istenilen sonuçlara varılmıştır.

Çalışan motorun performansı en yüksek devirde iken (2500`d/d) ve arasoğutucu da turboşarj hava çıkış sıcaklığı 370 K' den 303 K' e düşürülerek özgül yakıt tüketimi ve buna bağlı olarak karakteristik hesaplamalarının karşılaştırılmasıyla, ara soğutma yönteminin etkinliği belirlenmiş, aynı zamanda motor devir sayısı değiştirilerek (2500-750 d/d aralığında), arasoğutucu sıcaklık değerleri sabit tutulup (370 K) parametrik değerler bulunmuş olup, tablolar ve grafikler halinde verilmiştir.

Yapılan teorik hesaplamalarda; çalışmada kullanılan mevcut traktör motoruna yapılan turboşarj uygulaması sonucunda motor 2500d/d' da, turboşarj çıkış gazı sıcaklığı 370 K olduğu ve bu sıcaklığa bağlı olarak turboşarjlı olarak kullanılan motorun diğer parametrik değerleri Bölüm 4'te hesaplanmıştır.

Turboşarj çıkış gazı sıcaklık değeri yüksek olduğundan, motor silindiri içine emilecek dolgu havasının hacmini etkilediği için turboşarj ile motor bloğu arasına

turboşarj çıkış gazının sıcaklığını düşürecek, dolayısıyla dolgu havasının hacmini arttıracak ara soğutucu tasarlanmıştır.

Tasarlanan ara soğutucudaki gaz çıkış sıcaklığının amaçlanan sıcaklık değeri, 303 K olarak düşünülmüştür. Ara soğutucuda gaz giriş sıcaklığının 370 K' den, gaz çıkış sıcaklığının 303 K ve altına düşürülmesi ile ilgili hesaplamalar Bölüm 6'da verilmiştir.

Amaçlanan sıcaklık değerine ulaşılması için tasarlanan ara soğutucu boyutlarının 0,07*0,55*0,35 m olması tespit edilmiştir. Literatür araştırmalarından elde edilen kanatçık dizaynlarından, ara soğutucu hava tarafı panjurlu kanatçık için $\frac{3}{8} - 6,06$ dizaynı seçilirken, gaz tarafı için ise düz kanat yüzeyi tercih edilmiş olup 9,03; 11,1; 14,77; 15,08; 19,86 dizayn yapıları üzerinde durulmuştur. Araştırmada amaçlanan değere ise 14,77 dizaynı kullanıldığında 302,24 K sıcaklık elde edilmiştir.

Tasarlanan ara soğutucu ile motorun emme manifoldundaki silindir hava dolgusu sıcaklığının, 370 K' den 302,24 K değerine düşürülmesi ile (motor devri 2500 d/d iken), özgül yakıt tüketiminin % 3,8 düştüğü, efektif gücün 17,76 kW arttığı, döndürme momentinin 68 Nm arttığı, efektif işe denk gelen ısının % 1,5 yükseldiği, soğutma için harcanan ısının % 5 azaldığı, egzozdan atılan ısının % 1 düştüğü, yanma sonu sıcaklığının 168 K azaldığı, yanma sonucu basıncının % 1 arttığı, genişleme sonu basıncı ve indike basınçta çok düşük te olsa bir artış gibi bazı değer değişikliği sonuçları tespit edilmiş, tablolar ve şekiller halinde verilmiştir.

Bu çalışmada, emme manifoldu giriş sıcaklığının 303 K olması isteniyordu. Yapılan çalışma sonuçlarına göre, bu değerinde elde edilebilmesi için, boyutları 0,07*0,55*0,35 m olarak tasarlanan ara soğutucunun hava tarafı için, panjurlu kanatçık olan $\frac{3}{8} - 6,06$ kanat dizaynı seçilirken, gaz tarafı için ise düz kanat olan 14,77 dizaynı seçilmesi gerektiği tespit edilmiştir.

Çalışma sonuçlarına göre, turboşarj ile modifiye edilen motorda, emme manifoldu giriş sıcaklığının düşürülmesi ve motor performansının artırılması için seçilen ara soğutucu türü ve boyutları uygundur. Mevcut motorun parametrik değerlerinin daha iyileştirilmesi için, tasarlanan bu ara soğutucu tavsiye edilmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] LILLY, L.R.C., Diesel Engine Reference Book, Butterworthsand Company, London, England, 1984.
- [2] SAE Automotive Engineering, Revving up for Diesel, February, 2002.
- [3] LUDERS, H., STOMMEL, P. and GECKLER, S., Diesel Exhaust Treatment – New Approaches to Ultra Low Emission Diesel Vehicles, SAE paper, No:1999-01-0108, 1999.
- [4] WIJETUNGE, R. S., BRACE, C. J., HAWLEY, J. G. and VAUGHAN, N. D., Dynamic Behaviour of a High Speed Direct Injection Diesel Engine, SAE Paper, No: 1999-01-0829, 1999.
- [5] FILIPI, Z., WANG, Y. and ASSANIS, D., Effect of Variable Geometry Turbine (VGT) on Diesel Engine and Vehicle System Transient Response, SAE Paper, No: 2001-01-1247, 2001.
- [6] LEET, J.A., MATHEAUS, A. and DICKEY, D., EGR System Integration on a Pump Line-Nozzle Engine, SAE Paper, No: 980181, 1998.
- [7] VAN NIEUWSTADT, M.J., KOLMANOVSKY, I.V. and MORAL, P.E., “Coordinated EGR-VGT Control for Diesel Engines: An Experimental Comparison”, SAE Paper, No: 2000-01-0266, 2000.
- [8] LUNDQVIST, U., SMEDLER, G. and STALHAMMAR, P., A Comparison Between Different EGR Systems for HD Diesel Engines and Their Effect on Performance, Fuel Consumption and Emissions, SAE Paper, No: 2000-01-0226, 2000.
- [9] FLAXINGTON, D., MAHBOD, B., Turbocharger Compressor Developments for Broad Range and High Pressure Ratio Applications, I mech E C405/024, 1990.
- [10] WATSON, N., and JANOTA, M.S., Turbocharging The Internal Combustion Engine, MacMillan Publishers Ltd., Houndmills, Basingstoke, Hampshire, England, 1982.
- [11] ZINNER, K., Supercharging Of Internal Combustion Engines, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, Germany, 1978.

- [12] ALLRAD, A., Turbocharging and Supercharging, Patrick Stephens, Wellingborough, England, 1986.
- [13] AMAN, C. A., Air İnjektion Supercharging – A Page from History SAE Page No: 920843,1992.
- [14] BRANDS, M.C., WERNER J. R., HOEHNE, J.L., and KRAMER, S., Vehicle Tesiting of the Cummins Turbocompound Diesel Engines, Page No : 810073, 1981.
- [15] CONLAN, P., and FLECK, R., An Experimental Investigation to Optimise the Performance of Supercharged, Two Stroke Engine, Page No: 930980.
- [16] CURLESS, T., Turbochargers: Theory, Installationm, Maintenance, and, repair, Motorbooks İnternational, Osceola, 1985.
- [17] DAVIS, J., and WALLACE, G., B&M Superchargers Technical Manual, B&M Automotive Products, Chatworth, California.
- [18] HISHIKAWA, A., OKAZAKİ, Y., and BUSCH P., Developments of Variable Turbine For Small Turbochargers, Page No : 880120 (1988)
- [19] JIANG, L.K. Taylor, and WHITFIELD, D.L., I mech E Vol. 206, D3, 1992.
- [20] WALSHAM B.E., Alternative Turbocharges Systems for the Automotive Diesel Engine, London Paper C405/036, I mech E conf. On Turbocharging and Turbocharges, 1990.
- [21] MAYER, A., NASHAR, I. El., PEREWUSNYK, J., Comprex with Gas Pocket Control, Instituon of Mechanical Engineers, C405/032, 1990, pp: 289-294.
- [22] HITOMI M., YUZURIHA, Y., and TANAKA, K., The Characteristics of PressureWave Supercharged Small Diesel Engine, Sayfa No: 89054, 1989.
- [23] KOLLBRUNER, T., Conprex Superchargingfor Passenger Diesel Car Engine, Sayfa No: 800884, 1980.
- [24] Ziraat Mühendisliği Araştırma Yayını Cilt 47, Eylül – Aralık 1990, Sayfa 177 – 186 R.E.H. Sims, W.R. Ritchie ve A.J. Chadwick.
- [25] Biyosistem Mühendisliği, Cilt 83, Konu 1, Eylül 2002, Sayfa 55-65 M. Lindgren ve P. A. Hansson.
- [26] KOLCHIN, A., DEMIDOV, V., Design of Automotive Engines, Mir Publishersü, Moscow.

- [27] Mack Technical Bulletin, Econdyne Fuel Efficiency – Mack’s New Chassi Mounted Charge – Air Cooling, Page 3 – 7 March 1996.
- [28] DAĞSÖZ, A.K., Isı Geçişi, İTÜ, Cilt 1, 1974.
- [29] KAKAÇ, S., Örneklerle Isı Transferi, ODTÜ, 7. Baskı, 1987.
- [30] TAITT, D.W., GARNER, C.P., SWAIN, E., BLUNDELL, D., PEARSON, R.J., TURNER, J.W.G., An Automotive Engine Charge-Air İntake Conditioner System: Analysis of Fuel Economy Benefits in a Gasoline Engine Application, Proceedings of the İnstitution of Mechanical Engineers Part D-Journal of Automobile Engineering, Volume: 220, İssure: D9, pages: 1293-1307, Sebtember 2006.
- [31] METİN, U., BATUR, O., SARIOĞLU, M., Dizel Motorlarında Aşırı Doldurma, G.Ü Teknik Eğitim Fakültesi, Ankara, 1996.
- [32] BALCI, M., İçten Yanmalı Motorlarda Aşırı Doldurma, Teknik Eğitim Vakfı Yayınları, Ankara, 1994.
- [33] BORAT, O., BALCI, M., SÜRMEAN, A., İçten Yanmalı Motorlar, Cilt 1, G.Ü.T.E.F, Ankara, 1994.
- [34] ERGENEMAN, M., İçten Yanmalı Pistonlu Motorlarda Aşırı Doldurma, İTÜ, İstanbul, 1990.
- [35] HEYWOOD, J.B., Internal Combustion Engine Fundamentals, 1988.
- [36] ANDERSSON, J., BENGTSON, A., ERICKSON, S., The Turbocharged and Intercooled 2. 3 Liter Engine for the Volvo 760, SAE Paper 850253, 1985.
- [37] HOLMER, E., Air – to – air Charge Cooling for Truck Engines, SAE Paper 790110, 1979.
- [38] BRADY, R.N., Modern Diesel Technology, Prentice Hall, New Jersey, Colombus, Ohio, 1996.
- [39] OSENGA, M., Replacement Charge – Air Coolers Follow Traditional Road Market, Diesel Progress Engines & Drives, February 96.
- [40] AKICI, S., Ara Soğutucunun Dizel Motorlarına Etkileri, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 1999.
- [41] KALE INTERCOOLER – RADYATÖR, Tamir – Bakım Kitabı, 1996.
- [42] KAYS, W., M., LONDON, A., L., Compact Heat Exchangers, Krieger Publishing Company, Malabar, Florida.

EKLER

Tablo Ek 1: Geometrik Yüzeylerde Plakalar Arasında Brakılan Boşluk (Düz Kanatçıklar) [42].

Surface designation	Plate Spacing b		Fins/in	Hydraulic diameter d_{rh}		Fin thickness δ		Flow length of uninterrupted fin		Heat transfer area/volume between Plates β		Fin area/total area
	ft	$10^{-3} m$		ft	$10^{-3} m$	in	$10^{-3} m$	in	$10^{-3} m$	ft^2 / ft^3	m^2 / m^3	
2.0	0.0625	19.05	2.0	0.0474	14.45	0.813	0.032	12.0	304.8	76.1	249.7	0.606
3.01	0.0625	19.05	3.01	0.03546	10.82	0.813	0.032	12.0	304.8	98.3	322.5	0.708
3.97	0.0625	19.05	3.97	0.0282	8.59	0.813	0.032	12.0	304.8	119.4	391.7	0.766
4.00	0.015	4.57	Sec surface diagrams	0.0150	4.57		Sec surface diagrams	18.0	457.2			0.500
5.3	0.0392	11.94	5.3	0.02016	6.15	0.152	0.006	2.49	63.2	188	616.8	0.719
6.2	0.0337	10.29	6.2	0.0182	5.54	0.254	0.010	1.20	30.5	204	669.3	0.728
9.03	0.0686	20.90	9.03	0.01522	4.64	0.203	0.008	1.19	30.2	244	800.5	0.888
11.1	0.0208	6.35	11.1	0.01012	3.08	0.152	0.006	2.50	63.5	367	1204.0	0.756
11.11(a)	0.0400	12.19	11.11	0.01153	3.52	0.203	0.008	8.00	203.2	312	1023.6	0.854
14.77	0.0275	8.38	14.77	0.00848	2.59	0.152	0.006	2.51	63.8	420	1378.0	0.844
15.08	0.0348	10.62	15.08	0.00876	2.67	0.152	0.006	6.84	173.7	414	1358.3	0.870
19.86	0.0208	6.35	19.86	0.00615	1.875	0.152	0.006	2.51	63.8	561	1840.6	0.849
10.27T	0.0453	13.82	10.27	0.01259	3.84	0.254	0.010	5.0	127.0	289.9	951.1	0.863
11.94T	0.0207	6.33	11.94	0.009396	2.86	0.152	0.006	5.0	127.0	393.0	1289.4	0.769
12.00T	0.0208	6.35	12.00	0.009412	2.87	0.152	0.006	2.5	63.5	392.7	1288.4	0.773
16.96T	0.0213	6.50	16.96	0.005652	1.722	0.152	0.006	5.0	127.0	607.8	1994.1	0.861
25.79T	0.0170	5.18	25.79	0.003771	1.151	0.152	0.006	2.5	63.5	855.6	2807.1	0.884
30.33T	0.0287	8.76	30.33	0.004009	1.222	0.152	0.006	2.5	63.5	812.5	2665.7	0.928
46.54T	0.00833	2.54	46.45	0.002643	0.805	0.051	0.002	2.63	66.8	1332.5	437.7	0.837

Tablo Ek.2: Geometrik Yüzeylerde Plakalar Arasında Birakılan Boşluk (Panjurlu Kanatçıklar) [42].

Surface designation	Plate Spacing b		Fins/in	Hydraulic diameter d_{rh}		Fin thickness δ		Louver spacing		Louver gap		Heat transfer area/volume between Plates β		Fin area/total area
	ft	10^{-3} m		ft	10^{-3} m	in	10^{-3} m	in	10^{-3} m	in	10^{-3} m	ft^2 / ft^3	m^2 / m^3	
3/8 - 6.06	0.0208	6.35	6.06	0.01460	4.453	0.006	0.152	0.375	9.525	0.055	1.397	256	840	0.640
3/8(a) - 6.06	0.0208	6.35	6.06	0.01460	4.453	0.006	0.152	0.375	9.525	0.130	3.302	256	840	0.640
1/2 - 6.06	0.0208	6.35	6.06	0.01460	4.453	0.006	0.152	0.500	12.70	0.055	1.397	256	840	0.640
1/2(a) - 6.06	0.0208	6.35	6.06	0.01460	4.453	0.006	0.152	0.500	12.70	0.130	3.302	256	840	0.640
3/8 - 8.7	0.0208	6.35	8.7	0.01196	3.650	0.006	0.152	0.375	9.525	0.055	1.397	307	1007	0.705
3/8(a) - 8.7	0.0208	6.35	8.7	0.01196	3.650	0.006	0.152	0.375	9.525	0.080	2.032	307	1007	0.705
3/16 - 11.1	0.0208	6.35	11.1	0.01012	3.084	0.006	0.152	0.1875	4.763	0.055	1.397	367	1204	0.756
1/4 - 11.1	0.0208	6.35	11.1	0.01012	3.084	0.006	0.152	0.250	6.350	0.035	1.397	367	1204	0.756
1/4(b) - 11.1	0.0208	6.35	11.1	0.01012	3.084	0.006	0.152	0.250	6.350	0.055	1.397	367	1204	0.756
3/8 - 11.1	0.0208	6.35	11.1	0.01012	3.084	0.006	0.152	0.375	9.525	0.055	1.397	367	1204	0.756
3/8(b) - 11.1	0.0208	6.35	11.1	0.01012	3.084	0.006	0.152	0.375	9.525	0.055	1.397	367	1204	0.756
1/2 - 11.1	0.0208	6.35	11.1	0.01012	3.084	0.006	0.152	0.500	12.70	0.055	1.397	367	1204	0.756
3/4 - 11.1	0.0208	6.35	11.1	0.01012	3.084	0.006	0.152	0.750	19.05	0.040	1.016	367	1204	0.756
3/4(b) - 11.1	0.0208	6.35	11.1	0.01012	3.084	0.006	0.152	0.750	19.05	0.040	1.016	367	1204	0.756

Tablo Ek.3: Panjurulu Kanat Yüzeyleri Arasındaki Sürtünme ve Isı Transfer Verileri [42].

Re	StPr ^{2/3}	f	Re	StPr ^{2/3}	f	Re	StPr ^{2/3}	f	Re	StPr ^{2/3}	f	Re	StPr ^{2/3}	f
3/8 - 6.06														
10.000	0.00551	0.0331	10.000	0.00638	0.0494	10.000	0.00568	0.0300	10.000	0.00598	0.0400	10.000	0.00737	0.0297
8.000	0.00593	0.0340	8.000	0.00688	0.0510	8.000	0.00605	0.0310	8.000	0.00645	0.0413	8.000	0.00794	0.0306
6.000	0.00651	0.0354	6.000	0.00760	0.0531	6.000	0.00655	0.0322	6.000	0.00714	0.0432	6.000	0.00835	0.0319
5.000	0.00690	0.0363	5.000	0.00810	0.0547	5.000	0.00690	0.0332	5.000	0.00760	0.0447	5.000	0.00885	0.0328
4.000	0.00738	0.0375	4.000	0.00878	0.0568	4.000	0.00734	0.0347	4.000	0.00809	0.0463	4.000	0.00951	0.0340
3.000	0.00805	0.0394	3.000	0.00970	0.0596	3.000	0.00791	0.0366	3.000	0.00895	0.0491	3.000	0.0103	0.0359
2.500	0.00849	0.0406	2.500	0.0102	0.0620	2.500	0.00829	0.0381	2.500	0.00941	0.0511	2.500	0.0112	0.0374
2.000	0.00900	0.0426	2.000	0.0110	0.0646	2.000	0.00875	0.0402	2.000	0.0100	0.0540	2.000	0.0126	0.0394
1.500	0.00970	0.0461	1.300	0.0119	0.0696	1.300	0.00948	0.0438	1.300	0.0108	0.0588	1.300	0.0149	0.0430
1.200	0.0104	0.0496	1.200	0.0127	0.0745	1.200	0.0102	0.0474	1.200	0.0113	0.0634	1.200	0.0169	0.0472
1.000	0.0112	0.0532	1.000	0.0132	0.0795	1.000	0.0109	0.0512	1.000	0.0118	0.0680	1.000		0.0515
800	0.0124	0.0587	800	0.0140	0.0860	800	0.0118	0.0571	800	0.0122	1.000	800		0.0585
600	0.0144	0.0682	600	0.0149	0.0962	600	0.0133	0.0667	600	0.0128	0.0752	600		0.0700
500	0.0160	0.0755	500			500			500		0.0880	500		0.0793
400			400			400			400			400		
300			300			300			300			300		
3/8(a) - 8.7														
10.000	0.00630	0.0372	10.000	0.00690	0.0350	10.000	0.00666	0.0309	10.000	0.00701	0.0349	10.000	0.00548	0.0242
8.000	0.00690	0.0395	8.000	0.00740	0.0367	8.000	0.00728	0.0333	8.000	0.00761	0.0364	8.000	0.00588	0.0253
6.000	0.00730	0.0410	6.000	0.00802	0.0390	6.000	0.00771	0.0351	6.000	0.00800	0.0375	6.000	0.00645	0.0271
5.000	0.00790	0.0428	5.000	0.00899	0.0426	5.000	0.00825	0.0374	5.000	0.00853	0.0390	5.000	0.00684	0.0283
4.000	0.00870	0.0450	4.000	0.00960	0.0452	4.000	0.00901	0.0408	4.000	0.00922	0.0412	4.000	0.00735	0.0300
3.000	0.00920	0.0470	3.000	0.0103	0.0491	3.000	0.00954	0.0431	3.000	0.00972	0.0430	3.000	0.00811	0.0326
2.500	0.00980	0.0497	2.500	0.0113	0.0553	2.500	0.0102	0.0464	2.500	0.0103	0.0456	2.500	0.00861	0.0346
2.000	0.0106	0.0550	2.000	0.0122	0.0610	2.000	0.0112	0.0512	2.000	0.0112	0.0502	2.000	0.00930	0.0375
1.500	0.0113	0.0580	1.500	0.0130	0.0662	1.500	0.0119	0.0558	1.500	0.0120	0.0550	1.500	0.0102	0.0423
1.200	0.0121	0.0620	1.200	0.0142	0.0738	1.200	0.0125	0.0600	1.200	0.0128	0.0595	1.200	0.0111	0.0469
1.000	0.0131	0.0680	1.000	0.0161	0.0848	1.000	0.0137	0.0670	1.000	0.0139	0.0662	1.000	0.0121	0.0513
800	0.0145	0.0790	800	0.0177	0.0925	800	0.0155	0.0772	800	0.0157	0.0780	800	0.0135	0.0582
600	0.0154	0.0890	600			600	0.0168	0.0850	600	0.0170	0.0870	600	0.0156	0.0700
500			500			500			500			500		0.0796
400			400			400			400			400		
300			300			300			300			300		
3/8 - 11.1														
10.000			10.000			10.000			10.000			10.000		
8.000			8.000			8.000			8.000			8.000		
6.000			6.000			6.000			6.000			6.000		
5.000			5.000			5.000			5.000			5.000		
4.000			4.000			4.000			4.000			4.000		
3.000			3.000			3.000			3.000			3.000		
2.500			2.500			2.500			2.500			2.500		
2.000			2.000			2.000			2.000			2.000		
1.500			1.300			1.300			1.300			1.300		
1.200			1.200			1.200			1.200			1.200		
1.000			1.000			1.000			1.000			1.000		
800			800			800			800			800		
600			600			600			600			600		
500			500			500			500			500		
400			400			400			400			400		
300			300			300			300			300		

Tablo Ek 4: Tablo Ek 3 devamı [42].

Re	StPr ^{2/3}	f	Re	StPr ^{2/3}	f	Re	StPr ^{2/3}	f
11.1			11.1.1(a)			14.77		
10.000	0.00314	0.00878	10.000	0.00288	0.00768	10.000	0.00310	0.00920
8.000	0.00333	0.00923	8.000	0.00303	0.00807	8.000	0.00326	0.00955
6.000	0.00356	0.00971	6.000	0.00324	0.00862	6.000	0.00352	0.0101
5.000	0.00372	0.00991	5.000	0.00338	0.00900	5.000	0.00367	0.0106
4.000	0.00390	0.0103	4.000	0.00353	0.00958	4.000	0.00389	0.0112
3.000	0.00412	0.0112	3.000	0.00368	0.0105	3.000	0.00417	0.0123
2.500	0.00424	0.0119	2.500	0.00373	0.0112	2.500	0.00435	0.0133
2.000	0.00436	0.0129	2.000	0.00375	0.0119	2.000	0.00456	0.0147
1.500	0.00444	0.0149	1300	0.00420	0.0137	1.500	0.00495	0.0173
1.200	0.00471	0.0169	1.200	0.00505	0.0166	1.200	0.00538	0.0202
1.000	0.00515	0.0190	1.000	0.00586	0.0198	1.000	0.00585	0.0231
800	0.00599	0.0228	800	0.00704	0.0243	800	0.00663	0.0274
600	0.00733	0.0294	600	0.00890	0.0319	600	0.00791	0.0346
500	0.00840	0.0350	500	0.0103	0.0380	500	0.00898	0.0403
400			400			400		
300			300			300		
15.08			19.86			10.27T		
15.000			15.000			10.000	0.00295	0.00723
12.000			12.000			9.000	0.00299	0.00740
10.000			10.000			8.000	0.00303	0.00763
8.000			8.000	0.00320	0.00851	7.000	0.00310	0.00790
6.000	0.00308	0.00882	6.000	0.00337	0.00900	6.000	0.00318	0.00826
5.000	0.00310	0.00900	5.000	0.00348	0.00931	5.000	0.00328	0.00871
4.000	0.00309	0.00925	4.000	0.00363	0.00972	4.000	0.00341	0.00945
3.000	0.00309	0.00970	3.000	0.00382	0.0104	3.000	0.00372	0.01085
2.500	0.00322	0.01040	2.500	0.00395	0.0112	2.000	0.00445	0.01370

Tablo Ek 5: Yanma Sonucu Ortalama Molar Isı Kapasitesi Verileri [26].

Sıcaklık $t, ^\circ\text{C}$	Yanma Sonucu Ortalama Molar Isı Kapasitesi Verileri, kJ/(kmole deg),												
	1	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.8	2.0	2.2	2.4	2.6	
0	22.184	22.061	21.958	21.870	21.794	21.728	21.670	21.493	21.428	21.374	21.374	21.328	
100	22.545	22.398	22.275	22.169	22.078	21.999	21.929	21.717	21.640	21.574	21.574	21.519	
200	22.908	22.742	22.602	22.482	22.379	22.289	22.210	21.970	21.882	21.808	21.808	21.745	
300	23.324	23.142	22.989	22.858	22.745	22.647	22.560	22.300	22.202	22.121	22.121	22.052	
400	23.750	23.554	23.390	23.249	23.125	23.022	22.930	22.648	22.544	22.457	22.457	22.384	
500	24.192	23.985	23.811	23.662	23.533	23.421	23.322	23.023	22.914	22.822	22.822	22.743	
600	24.631	24.413	24.229	24.072	23.937	23.819	23.716	23.401	23.285	23.188	23.188	23.106	
700	25.069	24.840	24.648	24.484	24.342	24.218	24.109	23.780	23.659	23.557	23.557	23.471	
800	25.490	25.251	25.050	24.879	24.731	24.602	24.488	24.144	24.018	23.912	23.912	23.822	
900	25.896	25.648	25.439	25.261	25.107	24.973	24.855	24.487	24.366	24.256	24.256	24.162	
1000	26.278	26.021	25.804	25.620	25.460	25.321	25.199	24.828	24.692	24.578	24.578	24.481	
1100	26.641	26.375	26.151	25.960	25.795	25.652	25.525	25.142	25.001	24.883	24.883	24.783	
1200	26.987	26.713	26.482	26.286	26.116	25.967	25.837	25.442	25.296	25.175	25.175	25.071	
1300	27.311	27.029	26.792	26.589	26.415	26.262	26.128	25.722	25.572	25.447	25.447	25.341	
1400	27.618	27.328	27.085	26.877	26.698	26.541	26.404	25.986	25.833	25.705	25.705	25.596	
1500	27.907	27.610	27.361	27.148	26.965	26.805	26.664	26.237	26.080	25.948	25.948	25.836	
1600	28.175	27.873	27.618	27.400	27.212	27.049	26.905	26.468	26.308	26.173	26.173	26.059	
1700	28.432	28.123	27.863	27.641	27.449	27.282	27.135	26.690	26.526	26.389	26.389	26.272	
1800	28.669	28.354	28.089	27.863	27.668	27.497	27.348	26.894	26.727	26.587	26.587	26.469	
1900	28.895	28.575	28.305	28.076	27.877	27.704	27.552	27.090	26.921	26.781	26.781	26.658	
2000	29.107	28.782	28.508	28.275	28.073	27.898	27.743	27.274	27.102	26.958	26.958	26.835	
2100	29.310	28.980	28.703	28.466	28.262	28.033	27.926	27.451	27.276	27.130	27.130	27.005	
2200	29.503	29.169	28.888	28.648	28.441	28.260	28.101	27.619	27.442	27.294	27.294	27.168	
2300	29.680	29.342	29.057	28.815	28.605	28.422	28.261	27.774	27.595	27.444	27.444	27.317	
2400	29.851	29.510	29.222	28.976	28.764	28.580	28.417	27.924	27.743	27.591	27.591	27.462	
2500	30.011	29.666	29.375	29.127	28.913	28.726	28.562	28.064	27.881	27.728	27.728	27.598	
2600	30.164	29.816	29.523	29.272	29.056	28.868	28.702	28.199	28.015	27.860	27.860	27.729	
2700	30.311	29.960	29.664	29.412	29.194	29.004	28.837	28.331	28.144	27.988	27.988	27.856	
2800	30.451	30.097	29.799	29.546	29.326	29.135	28.966	28.456	28.269	28.111	28.111	27.978	

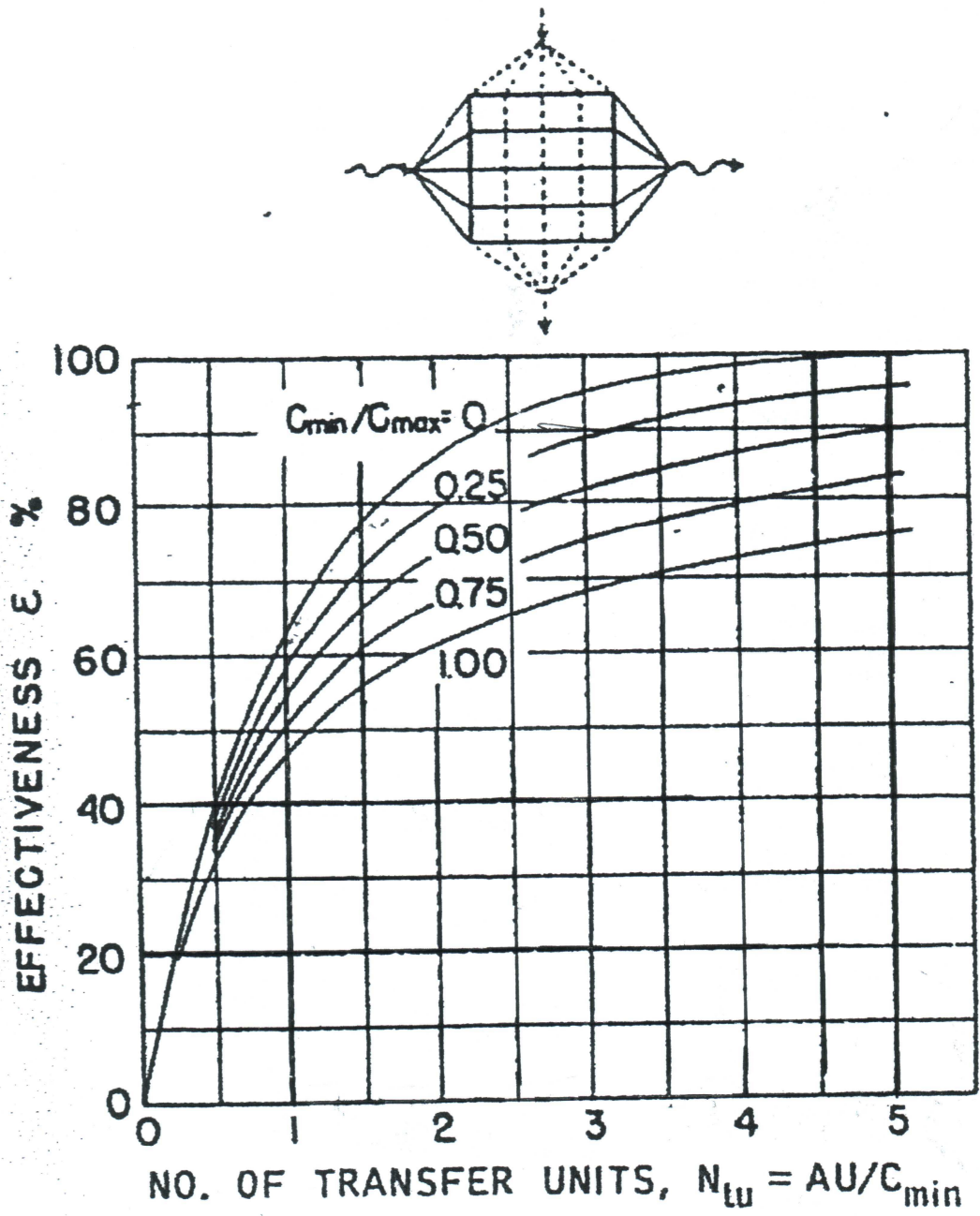
Tablo Ek 6: Ortalama Molar Isı Kapasitesinin Sabit Gaz Ayarındaki Sonuç Formülleri [26].

Gaz Adı	Molar Isı Kapasitesinin Sabit Gaz Ayarındaki Sonuç Formülleri Kj/(kmole deg)	
	from 0 to 1500°C	from 1501 to 2800°C
Hava	$m_{cv} = 20.600 + 0.002638 t$	$m_{cv} = 22.387 + 0.001449 t$
Oksijen O ₂	$m_{cvO_2} = 20.930 + 0.004641 t - 0.00000084 t^2$	$m_{cvO_2} = 23.723 + 0.001550 t$
Nitrojen N ₂	$m_{cvN_2} = 20.398 + 0.002500 t$	$m_{cvN_2} = 21.951 + 0.001457 t$
Hidrojen H ₂	$m_{cvH_2} = 20.684 + 0.000206 t + 0.000000588 t^2$	$m_{cvH_2} = 19.678 + 0.001758 t$
Karbonmonoksit CO	$m_{cvCO} = 20.597 + 0.002670 t$	$m_{cvCO} = 22.490 + 0.001430 t$
Karbondioksit CO ₂	$m_{cvCO_2} = 27.941 + 0.019 t - 0.000005487 t^2$	$m_{cvCO_2} = 39.123 + 0.003349 t$
Su buharı H ₂ O	$m_{cvH_2O} = 24.953 + 0.005359 t$	$m_{cvH_2O} = 26.670 + 0.004438 t$

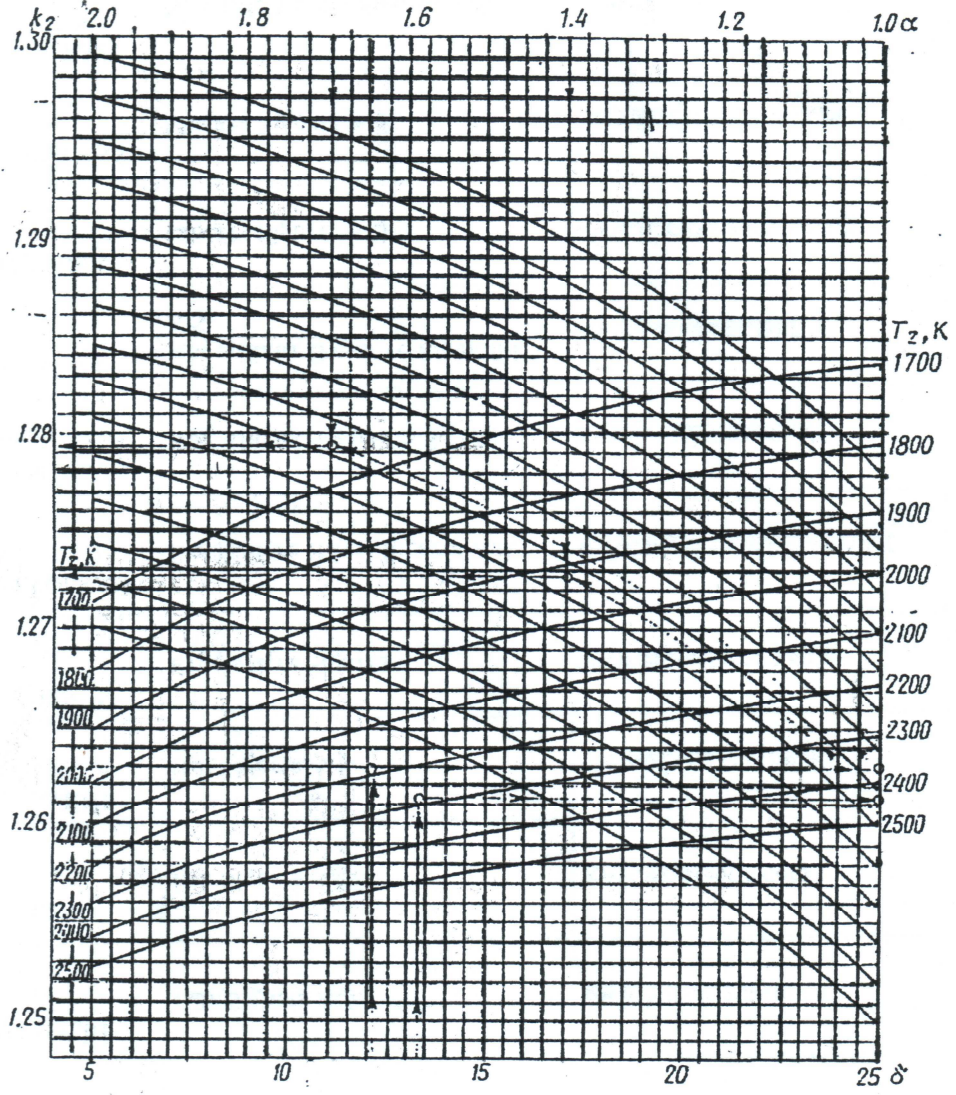
Tablo Ek 7: Ortalama Molar Isı Kapasitesine Göre Sabit Ayarda Gaz Sonuçlarının Deneysel Değerleri [26].

<i>t.</i> °C	Ortalama Molar Isı Kapasitesine Göre Sabit Ayarda Gaz Sonuçlarının Deneysel Değerleri kJ/(kmole deg)						
	Hava	O ₂	N ₂	H ₂	CO	CO ₂	H ₂ O
0	20.759	20.960	20.705	20.303	20.809	27.546	25.185
100	20.839	21.224	20.734	20.621	20.864	29.799	25.428
200	20.985	21.617	20.801	20.759	20.989	31.746	25.804
300	21.207	22.086	20.973	20.809	21.203	33.442	26.261
400	21.475	22.564	21.186	20.872	21.475	34.936	26.776
500	21.781	23.020	21.450	20.935	21.785	36.259	27.316
600	22.091	23.447	21.731	21.002	22.112	37.440	27.881
700	22.409	23.837	22.028	21.094	22.438	38.499	28.476
800	22.714	24.188	22.321	21.203	22.756	39.450	29.079
900	23.008	24.511	22.610	21.333	23.062	40.304	29.694
1000	23.284	24.804	22.882	21.475	23.351	41.079	30.306
1100	23.548	25.072	23.142	21.630	23.623	41.786	30.913
1200	23.795	25.319	23.393	21.793	23.878	42.427	31.511
1300	24.029	25.549	23.627	21.973	24.113	43.009	32.093
1400	24.251	25.763	23.849	22.153	24.339	43.545	32.663
1500	24.460	25.968	24.059	22.333	24.544	44.035	33.211
1600	24.553	26.160	24.251	22.518	24.737	44.487	33.743
1700	24.837	26.345	24.435	22.698	24.917	44.906	34.262
1800	25.005	26.520	24.603	22.878	25.089	45.291	34.756
1900	25.168	26.692	24.766	23.058	25.248	45.647	35.225
2000	25.327	26.855	24.917	23.234	25.394	45.977	35.682
2100	25.474	27.015	25.063	23.410	25.537	46.283	36.121
2200	25.612	27.169	25.202	23.577	25.666	46.568	36.540
2300	25.746	27.320	25.327	23.744	25.792	46.832	36.942
2400	25.871	27.471	25.449	23.908	25.909	47.079	37.331
2500	25.993	27.613	25.562	24.071	26.022	47.305	37.704
2600*	26.120	27.753	25.672	24.234	26.120	47.515	38.060
2700*	26.250	27.890	25.780	24.395	26.212	47.710	38.395
2800*	26.370	28.020	25.885	24.550	26.300	47.890	38.705

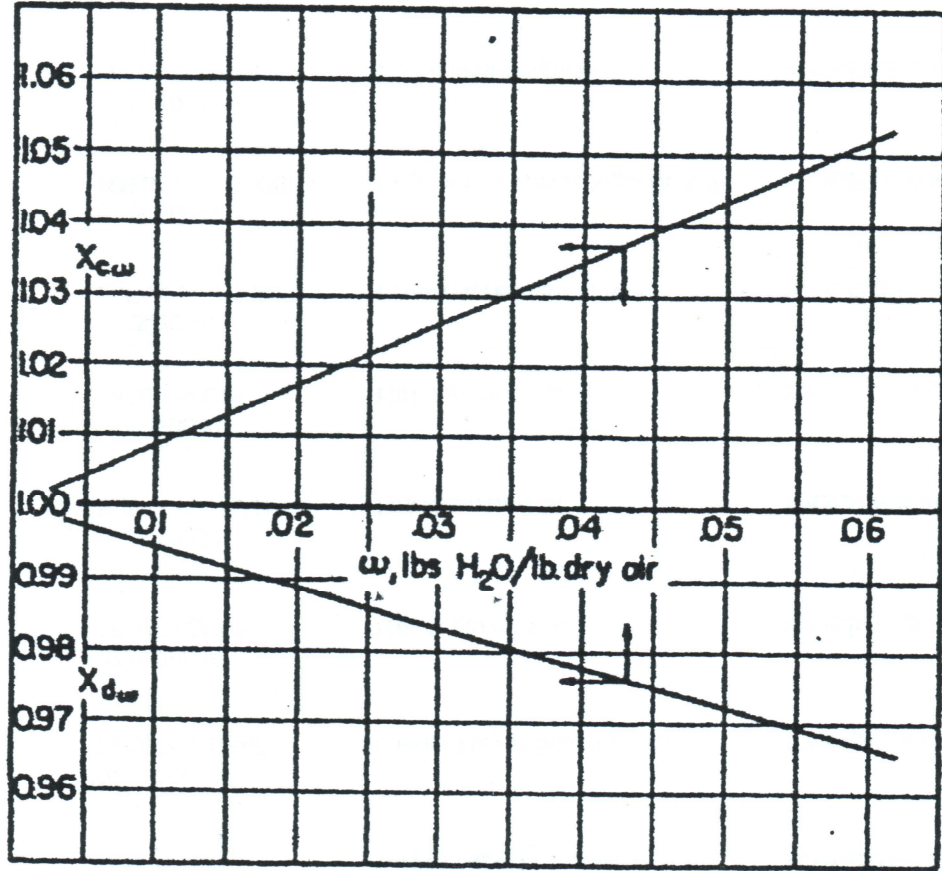
* Isı kapasitesi 2600, 2700 ve 2800 °C aralığındaki (interpolasyon metodu) metod hesaplamaları



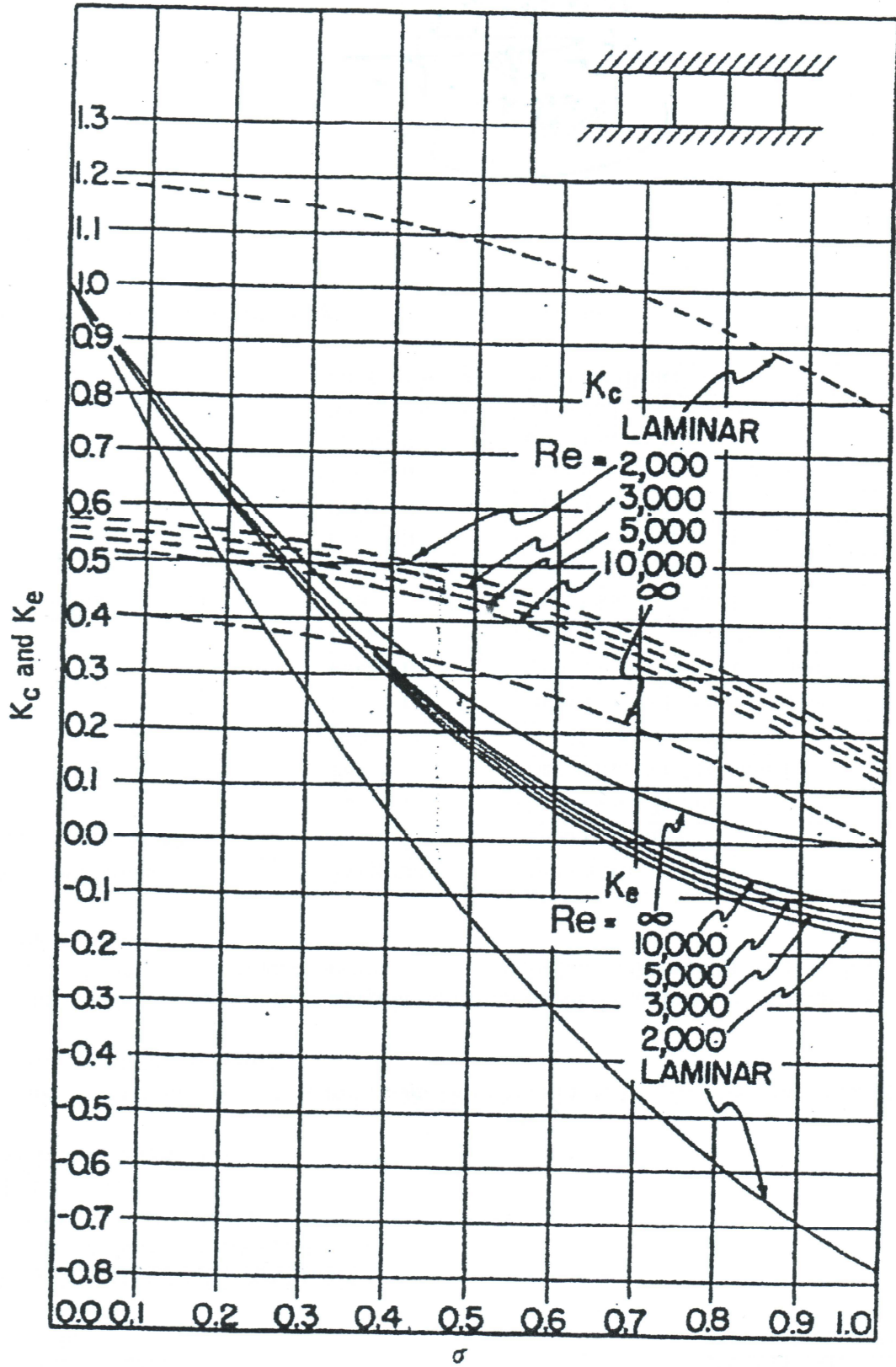
Şekil Ek 1. $N_{tu} = AU/C_{min}$ Değerine Bağlı Olan Etkenlik Verileri [42].



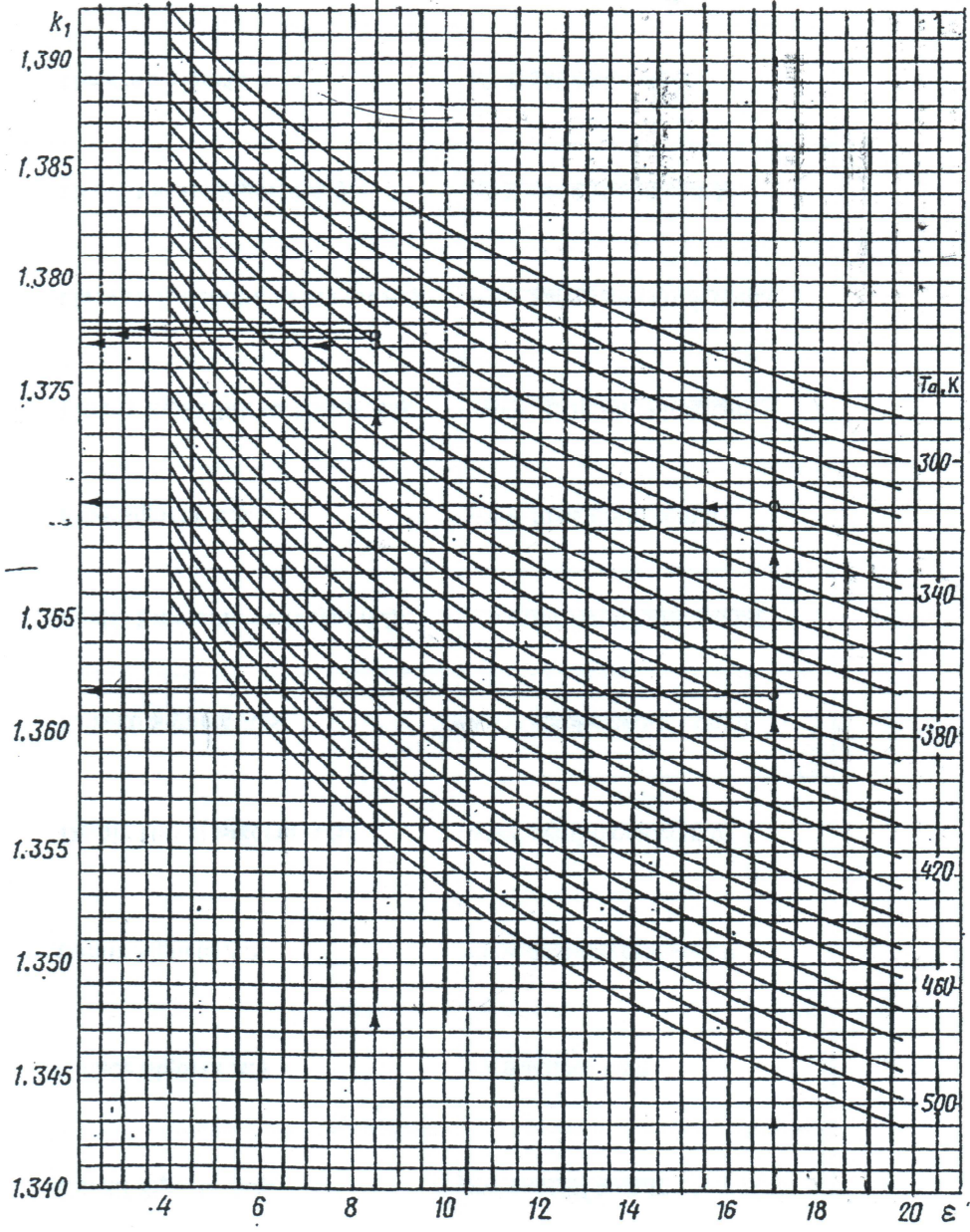
Şekil Ek 2. Dizel Motorlarda k_2 Faktörüne Bağlı Yayılım Diyagramı [26].



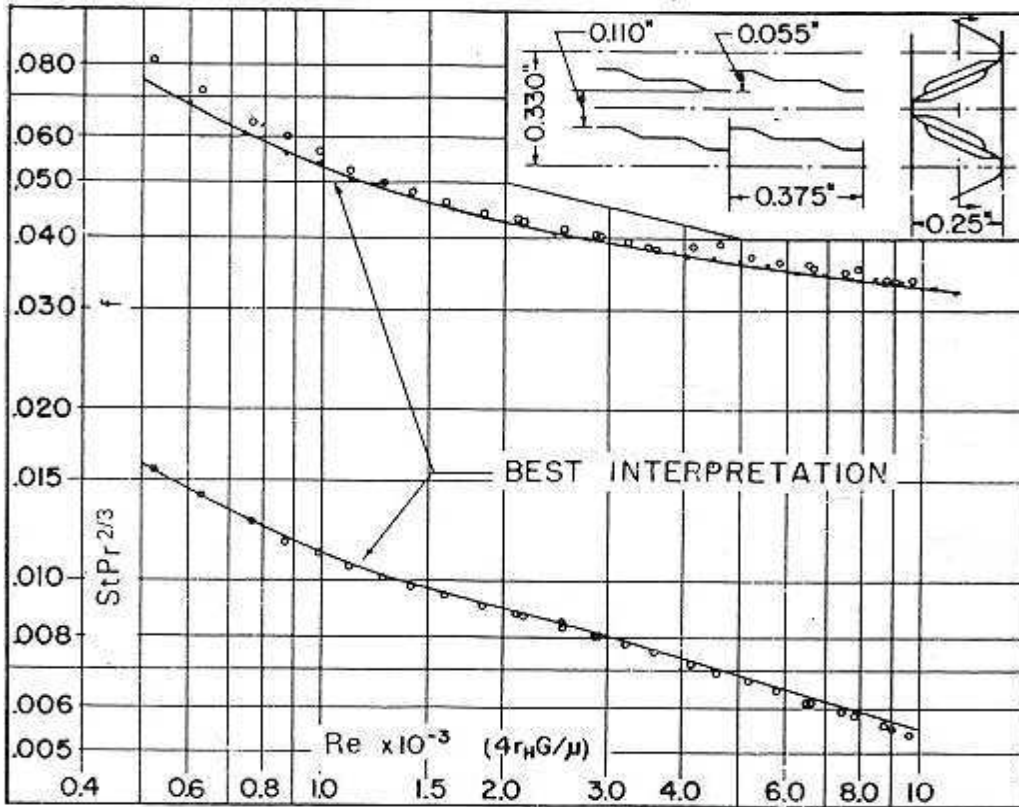
Şekil Ek 3. Özgül Isı İçin Okunan Yoğunluk ve Özgül Basınç Düzeltme Faktörleri Tablosu [42].



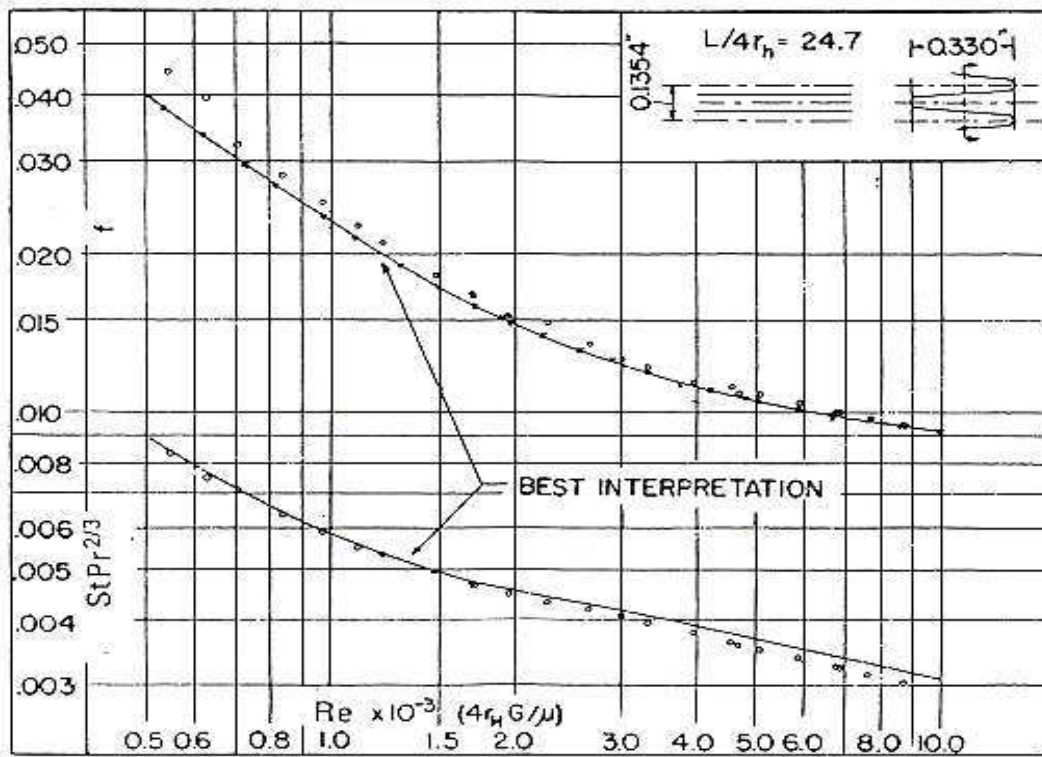
Şekil Ek 4. Re Sayısına Bağlı Kayıp Katsayılar Grafiği [42].



Şekil Ek 5. Dizel Motorlarda k_1 Faktörüne Bağlı Sıkıştırma Sonucu Özel Sıcaklık Oranları [26].



Şekil Ek.6. Stanton Prandtl ve Reynolds Sayılarına Bağlı Panjurlu Kanatçık (3/8-6,06) Performans Aralığı [42].



Şekil Ek.7. Stanton Prandtl ve Reynolds Sayılarına Bağlı Düz Kanatçık (14,77) Performans Aralığı [42].

ÖZGEÇMİŞ

Yaşar ŞEN, 1961'de İzmit'te doğdu. İlk, orta ve lise tahsilini İzmit'te tamamladı. 1978 yılında Endüstri Meslek Lisesi Metal işleri bölümünden ve 1979 yılında lise fark derslerini verip, İzmit Mimar Sinan Lisesi Fen bölümünden mezun oldu. 1983 yılında Yıldız Üniversitesi Kocaeli MYO Motor bölümünden mezun oldu. 1983 yılında kısa bir süre İGSAŞ fabrikasında genel bakım ünitesinde çalıştı. 1985 yılında askerliğini tamamladı ve aynı yıl GOODYEAR A.Ş. fabrikasında bakımcı olarak görev yaptı. 1986 yılında T.C. Donanma Komutanlığı Gölcük Tersanesinde Dizel motorcu olarak uzun bir süre çalıştı, bu süre içerisinde 1994 yılında Yıldız Üniversitesi Kocaeli Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünden mezun oldu. 1997 yılında Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı'nda Yüksek Lisans eğitimini tamamladı. 2003 yılında Anadolu Üniversitesi İşletme Fakültesi'nden Mezun oldu. Aynı zamanda 1997 yılından beri Sakarya Üniversitesi Sapanca MYO'nda öğretim görevlisi olarak görevini sürdürmektedir.