İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ÇİFT GİRİŞLİ TÜRBİNLİ VE TAHLİYELİ AŞIRI DOLDURMA SİSTEMİ KORELASYONU VE PROTOTİPLER İÇİN OPTİMİZASYONU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Hüseyin Berk ÖZCAN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

TEMMUZ 2020

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ÇİFT GİRİŞLİ TÜRBİNLİ VE TAHLİYELİ AŞIRI DOLDURMA SİSTEMİ KORELASYONU VE PROTOTİPLER İÇİN OPTİMİZASYONU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Hüseyin Berk ÖZCAN
(503171707)

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

Tez Danışmanı: Dr. Osman Akın KUTLAR

TEMMUZ 2020

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503171707 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Hüseyin Berk ÖZCAN, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "ÇİFT GİRİŞLİ TÜRBİNLİ VE TAHLİYELİ AŞIRI DOLDURMA SİSTEMİ KORELASYONU VE PROTOTİPLER İÇİN OPTİMİZASYONU" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmustur.

Tez Danışmanı : **Doç Dr. Osman Akın KUTLAR** .....
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Dr. Öğr. Üyesi Hikmet ARSLAN** .....
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç Dr. Orkun ÖZENER .....
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 15 Haziran 2020
Savunma Tarihi : 17 Temmuz 2020

Aileme,

ÖNSÖZ

Bu tez kapsamında, çift girişli türbinlerinleri ve bu türbinlerin tahliye kanalıyla kullanıldığında ortaya çıkan sonuçların 1 boyutlu modelleme ortamında korelasyonunu inceledim. Bu incelemeler sonucunda, çift girişli ve tahliye kanalı sahip aşırı doldurma sistemi takılmış 13 litre hacminde 6 silindirli bir motorun 1 boyutlu model korelasyonunu sağladım. Bu korelasyon çalışmasının kullanılarak, bu motordaki tahliye kanalının yay katsayısı ve ön yük optimizasyonu çalışmasının yapılabileceğini gösterdim. Ek olarak, korelasyonu sağlanmış bu motor modelinin kullanılarak, yapılması hedeflenen motor güç varyantlarına ön çalışma sağlayarak prototip çalışmalara öncülük ettiğini sonuçlarla gösterdim. Bu prototip çalışmalarına sağladığı katkılardan başlıcaları aşırı doldurma sistemi seçimi ve tahliye kanalı optimizasyonudur.

Bu çalışmayı, beni yetiştiren ve hayatımdaki tüm basamakları benimle birlikte göğüsleyleyen aileme ve özellikle bu basamaklardaki zorlukların farkında olup elinden gelen her şeyi yapan hakkını ömrüm boyunca ödeyemeyeceğim kalbi sevgi dolu anneme adıyorum.

Hem yüksek lisans tezim olan bu çalışmamda hem de lisans tezi çalışmamda değerli bilgi birikimiyle beni her zaman destekleyen ve yol gösteren saygıdeğer danışman hocam ve bilim adamı Dr. Osman Akın KUTLAR'a teşekkür etmeyi bir borç bilirim ve sonsuz minnet duygularımı iletirim.

Bu çalışma doğrultusunda kaynaklarını sonuna kadar açan ve zaman tanıyan; ihtiyaç halinde test altyapısını ve simülasyon programlarını sağlayan Ford OTOSAN ARGE Merkezi'ne ve süreç boyunca çalışmalarımı inceleyen ve izlediğim yolda destek olan eski ekip liderim Emre ÖZGÜL'e ve yeni ekip liderim Tamer ACET'e teşekkür ederim.

Son olarak, çalışmanın sonuca varmasında emeği geçen tüm arkadaşlarıma ve kurumlara teşekkür ederim.

Temmuz 2020

Hüseyin Berk ÖZCAN
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **vii**
İÇİNDEKİLER ..... **ix**
KISATMALAR ..... **xi**
SEMBOLLER ..... **xiii**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **xv**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xvii**
ÖZET ..... **xix**
SUMMARY ..... **xxi**
1. AŞIRI DOLDURMALI DİZEL MOTORLARA GİRİŞ **1**
1.1 Aşırı Doldurmalı Motorların Avantajları 2
1.2 Aşırı Doldurmalı Motorların Dezavantajları 3
1.3 Aşırı Doldurmalı Motorların Emisyonlara Etkileri 3
2. EGZOZ TÜRBİNLİ AŞIRI DOLDURMANIN İNCELENMESİ **5**
2.1 Egzoz Türbinli Aşırı Doldurma Sistemi Elemanları 5
2.1.1 Kompresör 5
2.1.2 Türbin 10
2.2 Egzoz Türbinli Aşırı Doldurma Şekilleri 13
2.2.1 Basit egzoz türbinli aşırı doldurma sistemi 13
2.2.2 Tahliye kanallı egzoz türbinli aşırı doldurma sistemi 14
2.2.3 Değişken türbin geometrili aşırı doldurma sistemi 14
2.2.4 Değişken kompresör geometrili egzoz türbinli aşırı doldurma sistemi 15
2.2.5 Seri bağlı egzoz türbinli aşırı doldurma sistemi 16
2.3 Türbin Giriş Şekline Göre Türbinlerin İncelenmesi 16
2.3.1 Tek ve çift girişli türbinli aşırı doldurma sistemlerinin karşılaştırılması 18
2.4 Tahliye Kanalı Teknolojisinin İncelenmesi 21
3. MOTOR PERFORMANS MODELİ KORELASYON ADIMLARI **27**
3.1 1-B Motor Simulasyon Programları 27
3.2 Motor Modelleme Adımları 29
3.2.1 Kompresör öncesi hava hattının modellenmesi 32
3.2.2 Kompresör sonrası hava hattı modellenmesi 32
3.2.3 Hava emiş manifoldu modellenmesi 33
3.2.4 Hava emiş ve egzoz valflerinin modellenmesi 33
3.2.5 Silindir Modellemesi 35
3.2.5.1 Yanma oranı hesabı 38
3.2.5.2 Silindir duvarı, piston ve kafa blok ısı transferi 38
3.2.5.3 Motor sürtünmesi ve yardımcı yüklerin hesaplanması 39
3.2.5.4 İndike, brüt ve pompalama ortalama efektif basıncı hesabı 40
3.2.6 Türbin ve egzoz tarafı modellenmesi 40
3.2.7 Pnömatik tahliye sistemi modelleme adımları 41
3.2.7.1 Discrete-Grid optimizasyon metodu 48

4. MOTOR DENEYİ VERİLERİ 51
4.1 Kütlesel Yakıt Ölçümü 52
4.2 Kütlesel Hava Ölçümü 54
4.3 Silindir İçi Basınç Ölçümü ve Termodinamik Analizi 55
4.4 Gaz Akışındaki Sıcaklık ve Basınç Ölçümü 55
4.5 Aşırı Doldurma Sisteminin Şaft Hızı Ölçümü 56
5. MODEL KORELASYONU VE SONUÇLAR 57
5.1 Model Korelasyonu Sonuçları 58
5.2 Motordaki Güç Artışı Taleplerinde Pnömatik Kontrollü Çift Girişli Türbin Modelinin İncelenmesi 65
5.3 Motordaki Güç Artışı Taleplerinde Pnömatik Kontrollü Çift Girişli Türbin Modelinin Yeni Aşırı Doldurma Sistemiyle İncelenmesi 73
6. SONUÇLAR 83
KAYNAKLAR 85
ÖZGEÇMİŞ 89

KISATMALAR

1B : Bir boyutlu
3B : Üç boyutlu
BDM : Bilgisayar destekli mühendislik
BMEP : Ortalama motor freni basıncı
BSFC : Özgül yakıt tüketimi
BSR : Türbin bıçağı hız oranı
BG : Beygir gücü
CFD : Hesaplamalı akışkanlar mekaniği
ECU : Elektronik kontrol ünitesi
EGR : Egzoz gaz resirkülasyonu
EU : Euro standardı
FGT : Sabit geometrili türbinli aşırı doldurma sistemi
FMEP : Ortalama sürtünme basıncı
GMEP : Ortalama brüt basınç
GT : Gamma teknolojileri
IMEP : Ortalama indike basınç
PMEP : Ortalalama pompalama basıncı
PS : Metrik beygir gücü
PWM : Darbe genişliği modülasyonu
SOI : Yakıt yanma başlangıç açısı
VGT : Değişken geometrili türbinli aşırı doldurma sistemi
WG_CD : Optimizasyonda tahliye kanalı kısılma katsayısı

SEMBOLLER

A,amb : Hava Basıncının Etkidiği Alan (mm^2)

A,cmp : Kompresör Çıkış Basıncının Etkidiği Alan (mm^2)

A,eff : Efektif Akış Alanı (mm^2)

A,trbi : Türbin Giriş Basıncının Etkidiği Alan (mm^2)

A,trbo : Türbin Çıkış Basıncının Etkidiği Alan (mm^2)

A,r : Referans Kesit Alanı (mm^2)

B : Silindir İç Çapı (m)

C1&C2 : Titreşim Frekansı Katsayıları (-)

cd : Tahliye Katsayısı (-)

CE : Yanma Oranı (%)

DM : Krank açısı cinsinden ana yanma difüzyon süresi (krank mili açısı)

DP : Krank açısı cinsinden ön yanma süresi (krank mili açısı)

DT : Krank açısı cinsinden art yanma süresi (krank mili açısı)

EM : Ana Yanma Katsayısı (-)

EP : Ön Karışım Katsayısı (-)

ET : Art Yanma Katsayısı (-)

f : Motor Frekansı (devir/saniye)

F,amb : Hava Basıncının Oluşturduğu Kuvvet (N)

F,cmp : Kompresör Çıkış Basıncının Oluşturduğu Kuvvet (N)

F,trbi : Türbin Giriş Basıncının Oluşturduğu Kuvvet (N)

F,trbo : Türbin Çıkış Basıncını Oluşturduğu Kuvvet (N)

F,valf : Yay Etkiyen Toplam Kuvvet (N)

F,yay : Yay Ön Yükü (N)

FP : Yanma öncesindeki ön karışım oranı (-)

FT : Ana yanma dışında olan yanmadaki yakıt oranı (-)

hc(*Woschni)**:** Woschni Isı İletim Katsayısı (W/m^2K)

K1&K2 : Woschni formülü sabitleri. (-)

l,valf : Valf Konumu (mm)

m,cyl : Anlık Silindir İçindeki Kütler (kg)

MPSF : Ortalama Piston Hızı Faktörü (-)

MPSSF : Ortalama Silindir İçi Basıncı Karesel Faktör (-)

P : Silindir Basıncı (kPa)

P,amb : Hava Basıncı (bar)

P,cmp : Kompresör Çıkış Basıncı (bar)

P,max : Maksimum Silindir İçi Basıncı (bar)

P,trbi : Türbin Giriş Basıncı (bar)

P,trbo : Türbin Çıkış Basıncı (bar)

PF : Maksimum Silindir İçi Basıncı Faktörü (-)

pm : Aynı Açıda Sürüş Sıvı Basıncı (kPa)

Pr : Mutlak Basınç Oranı **(-)**

pr : Yanmadan Önceki Sıvı Basıncı (K)

Sp : Ortalama Piston Hızı (m/s)

T : Silindir Sıcaklığı (K)

T0 : Akış Girişindeki Sıcaklık (K)

Tr : Yanmadan Önceki Sıvı Sıcaklığı (K)

U,is : Boğazdaki İzantropik Hız

Vd : Silindir Hacmi (m^3)

w : Silindir İçi Ortalama gaz hızı (m/s)

θ : Yanma Açısı (krank mili açısı)

$\dot{m}$: Kütlesel Debi (kg/s)

ρ,is : Boğazdaki Akış Öz Kütlesi (kg/m^3)

$\rho,0$: Akış Girişindeki Öz Kütele (kg/m^3)

γ : Spesifik Isı Oranı (-)

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1 : Deney motorundan alınan veriler. 30
Çizelge 3.2 : Deney motorunun fiziksel özellikleri. 36
Çizelge 3.3 : DI-Wiebe fonksiyonu parametreleri. 37

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : 2014 yılında dünyadaki emisyon standartları [5]. 4
Şekil 2.1 Aşırı doldurma sistemi patlatılmış montajı [7]. 5
Şekil 2.2 Kompresörden hava geçiş adımları ve boyutlandırmalar [7]. 6
Şekil 2.3 Kompresör performans haritası ve bölgeler [7]. 8
Şekil 2.4 Kompresör performans haritası ve sınır çizgileri [7]. 9
Şekil 2.5 Türbinden egzoz gazı geçiş adımları ve boyutlandırmalar. 10
Şekil 2.6 Türbin performans haritası ve ifadeler. 12
Şekil 2.7 : Basit egzoz türbinli aşırı doldurma sistemi [7]. 13
Şekil 2.8 : Tahliye kanallı aşırı doldurma sistemi görseli ve karakteristiği [7]. 14
Şekil 2.9 : Değişken geometrili türbinlerde kanat şekli değişimi [7]. 15
Şekil 2.10 : Kompresör kanat açıklığına göre kompresör haritasının değişimi [7]....15
Şekil 2.11 : Seri sıralı aşırı doldurma sistemi örneği [7]. 16
Şekil 2.12 : Tek girişli ve çift girişli türbin örnekleri [8]. 16
Şekil 2.13 : Çift girişli türbin stratejisinin 4 zamanlı motorda temel tasarımı [22]. ..18
Şekil 2.14 : Tek girişli ve çift girişli türbindeki basınç darbeleri [4]. 18
Şekil 2.15 : Türbin giriş şekline göre verim karşılaştırılması [4]. 19
Şekil 2.16 : Türbin giriş şekline göre türbin verimi ve basınç değişimi [4]. 20
Şekil 2.17 : Hava yakıt oranının türbin giriş şekline göre yakıt tüketimi etkisi [4]. ..20
Şekil 2.18 : Zamana bağlı tahliye kanalının ölçüm ve model sonuçları [15]. 22
Şekil 2.19 : Pnömatik tahliye sisteminin gecikmeye bağlı konumu [15]. 22
Şekil 2.20 : Kontrolcü basıncı ve kontrolcü konumu (tahliye valfi konumu). 23
Şekil 2.21 : Görev döngüsünde pnömatik kontrolcü konumu [15]. 23
Şekil 2.22 : Elektrikli servo kontrollü boşaltım kanalının konuma yakınsaması.....24
Şekil 2.23 : Pnömatik kontrollü tahliye sisteminin hedefe yakınsaması. 24
Şekil 2.24 : Pnömatik tahliye sisteminin görev döngüsündeki konum değişimi. 25
Şekil 2.25 : Elektro-servo sistemin görev döngüsündeki konum değişimi [15]. 25
Şekil 3.1 : 1-B motor performans modeli. 31
Şekil 3.2 : Hava emiş tarafı. 32
Şekil 3.3 : Hava emiş hattı. 33
Şekil 3.4 : Hava emiş manifoldu. 33
Şekil 3.5 : Silindir ve hava-egzoz valfleri. 33
Şekil 3.6 : Deney motorunun bilgisayar destekli ortamdaki çizimi. 36
Şekil 3.7 : Türbin ve egzoz tarafı. 41
Şekil 3.8 : Çift girişli türbin ve tahliye kanalı. 42
Şekil 3.9 : Tahliye sisteminin ve üstündeki yüklerin gösterimi [19]. 43
Şekil 3.10 : İmalatçıdan alınan tahliye kanalı test görüntüsü [19]. 44
Şekil 3.11 : Elektronik kontrollü tahliye kanalı modellemesi. 44
Şekil 3.12 : Tahliye sistemine kontrolcüsündeki yükler ve yük yönleri. 45
Şekil 3.13 : Tahliye kanalı modeli. 46
Şekil 3.14 : Mekanik tahliye kanalının modele entegrasyonu. 47
Şekil 3.15 : Valf konumuna göre yerel kısılma katsayılarının opimizasyonu. 49
Şekil 3.16 : Optimizasyon sonucuna göre valfdeki yerel kısılma katsayıları. 49

Şekil 4.1 : AVL 735S kütlesel yakıt ölçüm cihazı. 53
Şekil 4.2 : Yakıt ölçüm prensibi [23]. 54
Şekil 4.3 : Continental kütlesel hava ölçüm cihazı ve çalışma prensibi [24]. 54
Şekil 4.4 : Avl üretimi GH14D isimli piezoelektrik basınç sensörü..... 55
Şekil 4.5 : Kistler 4080BT basınç ölçüm sensörü [27]. 56
Şekil 4.6 : Aşırı doldurma sistemi şaft hızı ölçüm cihazı [28]. 56
Şekil 5.1 : Silindir korelasyon parametreleri. 57
Şekil 5.2 : 1 Boyutlu motor performans modeli. 58
Şekil 5.3 : Motor fren gücü ve motor fren momentinin motor hızına bağlı grafiği. .. 59
Şekil 5.4 : Yakıt tüketimi ve kütlesel hava debisinin motor hızına bağlı değişimi. .. 59
Şekil 5.5 : Motor hızına bağlı hava-yakıt karışımı değişimi ve yakıt tüketimi. 60
Şekil 5.6 : Motor hızına bağlı motor silindir içi maksimum basınç değişimi. 60
Şekil 5.7 : Kompressör giriş sıcaklığı ve giriş basıncı değişimi. 60
Şekil 5.8 : Kompressör çıkış sıcaklığı ve çıkış basıncı değişimi. 61
Şekil 5.9 : Ara soğutucu girişi basınç ve sıcaklığının motor hızına bağlı değişimi. .. 61
Şekil 5.10 : Ara soğutucu çıkış basınç ve sıcaklığının motor hızına bağlı değişimi. 62
Şekil 5.11 : Doldurma basıncı ve sıcaklığı. 62
Şekil 5.12 : Türbin giriş basıncı ve giriş sıcaklığının motor hızına bağlı değişimi. .. 63
Şekil 5.13 : Türbin giriş basıncı ve giriş sıcaklığının motor hızına bağlı değişimi. .. 63
Şekil 5.14 : Türbin çıkış basıncı ve çıkış sıcaklığının motor hızına bağlı değişimi. . 63
Şekil 5.15 : Aşırı doldurma sistemi şaftı hızı ve tahliye kanalı valf konumu. 64
Şekil 5.16 : Kompressör ve türbin veriminin motor hızına bağlı değişimi. 64
Şekil 5.17 : Pompalama efektif basıncı ve indike ortalama efektif bacıncı. 65
Şekil 5.18 : 540 BG motor moment ve güç grafiği. 66
Şekil 5.19 : Tahliye kanalı valf konumunun ve hava debisinin değişimi. 66
Şekil 5.20 : Kompressör giriş sıcaklığı ve giriş basıncı değişimi. 67
Şekil 5.21 : Kompressör çıkış sıcaklığı ve çıkış basıncı değişimi. 67
Şekil 5.22 : Ara soğutucu girişi basınç ve sıcaklığının motor hızına bağlı değişimi. 68
Şekil 5.23 : Hava emiş manifoldu basınç ve sıcaklığının değişimi. 68
Şekil 5.24 : Yanma başlangıç açısı ve maksimum silindir içi basıncı. 69
Şekil 5.25 : Aşırı doldurma sistemi şaftı hızı ve tahliye kanalı valf konumu. 69
Şekil 5.26 : 1. türbin girişinin basınç ve sıcaklığının motor hızına bağlı değişimi. .. 70
Şekil 5.27 : 2. türbin girişinin basınç ve sıcaklığının motor hızına bağlı değişimi. .. 70
Şekil 5.28 : Türbin çıkış basıncı ve çıkış sıcaklığının motor hızına bağlı değişimi. . 71
Şekil 5.29 : Kompresör verim haritası ve hız eğrileri. 71
Şekil 5.30 : Türbin verim haritası ve türbin hız haritası. 72
Şekil 5.31 : Motor fren gücü ve motor fren momentinin motor hızına bağlı grafiği. 73
Şekil 5.32 : Tahliye kanalı valf konumunun ve hava debisinin değişimi. 74
Şekil 5.33 : Kompressör giriş sıcaklığı ve giriş basıncı değişimi. 75
Şekil 5.34 : Kompressör çıkış sıcaklığı ve çıkış basıncı değişimi. 75
Şekil 5.35 : Ara soğutucu girişi basınç ve sıcaklığının motor hızına bağlı değişimi. 76
Şekil 5.36 : Hava emiş manifoldu basınç ve sıcaklığının bağlı değişimi. 76
Şekil 5.37 : Yanma başlangıç açısı ve maksimum silindir içi basıncı. 77
Şekil 5.38 : 900 d/d'de silindir içi ısı tahliye oranı ve basınç eğrileri. 77
Şekil 5.39 : 1. türbin girişinin basınç ve sıcaklığının motor hızına bağlı değişimi. .. 78
Şekil 5.40 : 2. türbin girişinin basınç ve sıcaklığının motor hızına bağlı değişimi. .. 78
Şekil 5.41 : Aşırı doldurma sistemi şaftı hızı ve tahliye kanalı valf konumu. 79
Şekil 5.42 : Özgül yakıt tüketimi. 80
Şekil 5.43 : Kompresör verim haritası ve hız eğrileri. 81
Şekil 5.44 : Türbin verim haritası ve türbin hız haritası. 82

ÇİFT GİRİŞLİ TÜRBİNLİ VE TAHLİYELİ AŞIRI DOLDURMA SİSTEMİ KORELASYONU VE PROTOTİPLER İÇİN OPTİMİZASYONU

ÖZET

İçten yanmalı motorlar, ilk icat edildiği günden itibaren sürekli geliştirilmekte olan ve keşfedilen yeni teknolojilerin uygulanılarak sürekli iyileşme yönünde gelişime uğrayan makinalardır. Yapılan geliştirmelerin amaçlarının başında güç artışının yanında emisyon standartlarına sadık kalarak yakıt tüketimini birim güç başına azaltmaktır. Bu amaçla yapılan çalışmalar; motor parçalarında mekanik dayanımı arttıracak tasarım oluşturma ve üretim teknikleri geliştirmeye ek olarak motorlarda yakıt ekonomisi ve emisyonları düşürecek yönde teknoloji ve motor çalıştırma tekniklerinin geliştirilmesi şeklinde özetlenebilir.

Geçmişten günümüze üretilen motorların hacimleri incelendiğinde, motor hacimlerinin devamlı küçüldüğü fakat motorlardan alınan güçlerin yakın mertebelerde olduğu gözlemlenmektedir. Bu durumda güç farkının olmamasını sağlayan öncü motor teknolojisi egzoz türbinli aşırı doldurma sistemleri gösterilebiler. İçten yanmalı motor gücünü, yakıtın hava ile yanması sonucunda ortaya çıkartır. Yakıtın da motor silindirinde tamamının yanabilmesi için yakıt miktarına bağlı olarak silindirde olması gereken yaktının tamamını yakacak minimum miktarda hava bulunması gerekir. Motor silindirlerinin küçültüldüğü durumda aynı gücün alınabilmesi içinde silindir içinde küçültülmediği durumdaki kadar hava olması gerekir. Bu durumu sağlamak için de küçültülmüş motor silindirlerine hava sıkıştırılarak gönderilir. Bu sıkıştırma işinin yapılabilmesi için mili egzoz türbinene bağlı bir kompresör kullanılarak gerçekleştirilir. Türbin, kompresörü çevirecek gücü üreten parçadır ve bu gücü üretirken de artık egzoz gazlarının enerjisinden faydalanır.

Günümüzdeki egzoz türbinli aşırı doldurma sistemleri incelendiği zaman da kendi içinde farklı teknolojilere bölündüğü gözlemlenebilmektedir. Türbin teknolojileri araştırıldığı zaman, sabit geometrili türbin, değişken geometrili türbin ve tahliye kanalına sahip sabit geometrili türbinlerin var olduğu anlaşılmaktadır. Bu teknolojiler amaçlanan uygulamaya yönelik seçilebilir veya aynı amaçta farklı geometri teknolojili türbinler kullanılabilmektedir. Türbine giren egzoz gazları da türbin kanatlarına bir girişten veya ayrı 2 girişten olacak şekilde gönderilebilir. Yapılan seçimlerde de ön planda maliyet, performans isteği, emisyonları iyileştirecek tasarım seçimi veya motor çalışma tekniğine uygun şekilde tasarım seçimi bulunmaktadır. Tez kapsamında incelenen ve 1 boyutlu (1B) motor performans modeli korelasyonu yapılan motorun aşırı doldurma sisteminde de tahliye kanalına sahip, sabit geometrili ve çift girişe sahip bir türbini bulunan ve bu türbinin miline bağlı bir kompresör içeren aşırı doldurma sistemi mevcuttur.

Deney motorunda tahliye kanalı sistemi kullanıldığından dolayı bu tür sistemlerin teknolojik olarak incelenmesi de araştırılmıştır. Pnömatik ve elektronik kontrollü olmak üzere 2 adet sistem mevcuttur. Pnömatik kontrollü tahliye kanallarının hedeflenen valf pozisyonlarına ulaşmasında kontrolcü basıncı ile genellikle sürtünmeden kaynaklanan konum arasında doğrusal olmayan bir histerizis vardır.

Tahliye kanalı kapanırken, kanal pozisyonunda bir ilk sıçrama olur, daha sonra yavaşça son pozisyona yakınsar. Görev döngüsü tam pozisyonda kapatmaya çalışmaz çünkü ilk denemede tahliye kanalı kapanır. Elektronik kontrollü tahliye kanalının konum yakınsaması daha hızlı ve doğrudur. Pnömatik kontrolcü gibi hedef pozisyona yaklaşırken aşma göstermez. Pozisyonlar daha hızlı ve daha doğru bir şekilde tahmin edilir. Tahliye kanalını açarken ve kapatırken pnömatik sistem gibi histerezis olmamaktadır. Tez kapsamında pnömatik sistem kullanılmaktadır. Pnömatik sistem tercih edilmesinin başlıca sebeplerinden biri daha ucuz sistemler olmasıdır ve bir diğeri ise hedeflenen performans ve emisyon değerlerini sağlayabiliyor olmasıdır.

Gelişen teknolojiye bağlı olarak; test maliyetlerini azaltma ve daha kısa zamanda daha doğru tasarımların seçilmesine yönelik bilgisayar destekli mühendislik (BDM) de gelişmiştir. Motorların geliştirilme sürecinde sürekli test yapmak yerine tercih edilen (BDM) çalışmalarının sonucunda prototip aşamasındaki motorların tasarımına yön verilebilir ve daha doğru parça seçimleri yapılabilmektedir. Yapılmış olan bir motorun daha da verimli çalışabilmesine veya geliştirilmesine yönelik de katkı sağlayan BDM modelleriyle birlikte standart test ortamlarının simülasyonunun yapılabilmesine ek olarak çevre koşullarının daha farklı bir rakım veya daha farklı sıcaklıkta olması da ayarlanarak motorun farklı koşullardaki çalışma şekline de ön görüde bulunulabilir.

Yapılan çalışmada 6 silindirli ve eşit sayıda silindir çıkışının ayrı ayrı çift girişli egzoz türbinli aşırı doldurma sitemine bağlandığı bir 13 litre dizel motorun farklı hızlarda tam yükteki performans deney verisinden yararlanılmıştır. Yapılan deney sonucunda elde edilen veriler kullanılarak oluşturulan 1B modelin fiziksel özelliklerinin deney verileriyle belirlenmiş olan hata aralıklarında aynı olacak şekilde korelasyonu tamamlanmıştır. Korelasyon sırasında en kritik adım olan modelleme adımı da tahliye kanalına sahip çift girişli egzoz türbininin modellenmesi adımıdır. Bu parçanın modellenmesi sırasında çift girişli türbinin etkisi simülasyonlarda doğru bir şekilde gösterilmiş olup tahliye kanalının valf konumlarının da gerçeğe yakın valf konumlarındaki değerlerle örtüşecek şekilde sonuçlar vermesini sağlayacak adımların nasıl hesaplandığı ayrıntılı olarak gösterilmiştir. Bu hesaplama yöntemi kullanılarak oluşturulmuş olan modelde tahliye kanalı için yay ve yay ön yükü optimizasyonu yapılmıştır. Motorun farklı çevre koşullarında optimum seviyede çalışabilmesine yönelik tahliye kanalı için en ideal yay katsayısı ve yay ön yükünün nasıl ayarlanabileceği gösterilmiştir.

Mevcut motorun optimizasyon çalışmasına katkı sağlayan bu model kullanılarak daha yüksek güç üretebilecek bir motorun tasarımına yön verilmesinde katkı sağlamıştır. Deneyi yapılmış olan motordaki mevcut aşırı doldurma sistemiyle hedeflenen yeni daha yüksek güç eğrisinin tahliye kanalında da optimizasyon yaparak motor limitlerini aşmadan elde edilip edilemeceyeceği 1B ortamda incelenmiştir. Yapılan incelemeler sonucunda mevcut aşırı doldurma sistemiyle bu güç eğrisinin sağlanamadığı hesaplanmıştır. Aynı çalışma 1B modeli kullanılarak aynı tahliye kanalına sahip farklı bir egzoz türbinli aşırı doldurma sistemiyle sanal ortamda yapılmıştır ve bu sistemin kullanılmasıyla hedeflenen gücün tahliye kanalı optimizasyonu yaparak elde edilebileceği gösterilmiştir.

INVESTIGATION OF TWIN-SCROLL TURBINE IN TURBORCHARGERS AND USING OF WASTEGATE SYSTEM EFFECTS

SUMMARY

Internal combustion engines are machines that have been continuously developed since the day they were first invented and developed in the direction of continuous improvement by applying new technologies discovered. Increasing power comes first among the aims of the improvements but, fuel consumption should be reduced per unit power by sticking to emission standards. Studies conducted for this purpose are can be summarized as developing design and production techniques that will increase mechanical strength in engine parts, advancing technology studies to reduce fuel economy and emissions in engines and developing engine working principle techniques.

When the volumes of the engines produced from the past to the present are examined, it is observed that the engine volumes are constantly shrinking, but the powers taken from the engines are at close levels. In this case, the pioneering engine technology that ensures that the power difference does not occur, can be shown as turbochargers. The internal combustion engine reveals its power as a result of fuel combustion with air. In order for the fuel to burn out completely in the engine cylinder, there must be a minimum amount of air to burn the entire fuel that must be in the cylinder, depending on the amount of fuel. In the case that the engine cylinders are reduced, the same power can be obtained and there must be as much air in the cylinder as when it is not reduced. In order to ensure this situation, air is compressed to the downsized engine. This is done by using a compressor whose shaft is connected to the exhaust turbine to perform the compression. The turbine is the part that generates the power that turns the compressor and it uses the energy of the exhaust gases while producing this power.

When the turbochargers are examined, it can be observed that they are divided into different technologies. When the turbine technologies are investigated, it is understood that there are fixed geometry turbines, variable geometry turbines and fixed geometry turbines with wastegate. These technologies can be selected for the intended application or turbines with different geometry technologies can be used for the same purpose. Exhaust gases which are sent to the turbine inlets can also be sent to the turbine blades from one inlet or two separate inlets. Design selection is made according to cost, performance request, effects on emissions or engine operation technique. In the turbocharger of the engine, which is examined within the scope of the thesis and correlated with the 1 dimensional (1D) engine performance model, there is a twin-scroll fixed geometry turbine with a wastegate and containing a compressor connected to the shaft of this turbine.

As wastegate is used in the experimental engine, technological investigation of such systems has also been investigated. There are 2 systems, pneumatic and electronically controlled. There is a non-linear hysteresis between the controller pressure and the position usually caused by friction in reaching the targeted valve positions in the

pneumatically controlled wastegate. As Wastegate closes, there is a first jump in the channel position, then slowly converges to the last position. The duty cycle does not try to close the full position because the wastegate shuts down on the first attempt. Convergence of location is faster and more accurate in electronic controlled wastegate. It does not exceed when approaching the target position like a pneumatic controller. Positions are predicted faster and more accurately. There is no hysteresis like pneumatic system when opening and closing Wastegate. Pneumatic system is used within the scope of the thesis. One of the main reasons why pneumatic system is preferred is cheaper systems and another is that it can provide targeted performance and emission values.

Depending on the developing technology; computer-aided engineering (CAE) has also evolved to reduce test costs and select more accurate designs in less time. As a result of the preferred (CAE) studies instead of tests during the development process of the engines, the design of the engines in the prototype stage can be directed and more accurate parts can be selected. BDM models contribute to an engine's running or development even more efficiently. It provides simulation of standard test environments by using these models. Engine performance can also be foreseen by adjusting the environmental conditions to be at a different altitude or at different temperatures.

Motor modeling steps are explained in detail by showing 1B models as an example. In the modeling steps, the part where the air was first taken in detail was explained. Calculation of the pressure and temperature values of the forehead air lost until it reaches the compressor is shown. After the calculation of the temperature and pressure values of the compressed air in the compressor, it was shown how the temperature and pressure values lost due to the cooling process exposed in the intercooler were calculated. After the air coming out of the intercooler is filled to the air intake manifold, it is transmitted to the engine, where the conditions of the air in the valves, the combustion and the calculation of the pressure and temperature values in the cylinder are shown. It is shown that the residual gases exiting the exhaust valve are in the manifold and how they reach the discharge channel. It is shown in detail how the gases reaching the turbine can generate energy in the turbine, adjust the exit temperature and pressure balance from the turbine and pass through the discharge channel. By taking these steps into consideration, these steps were completed by using experiment engine data.

In this study, full load performance test data of a 13 liter diesel engine with 6 cylinders which has turbocharger with twin scroll turbine. Cylinder exists are separated equal to the turbin inlets. Performance test data of the engine at different speeds with full load was observed at dynamometer. The correlation of the physical properties of the 1D model, which was created by using the data obtained as a result of the experiment, was the same in the error intervals determined by the experiment data. The most critical modeling step during correlation is the modeling of a twin-scroll turbine with a wastegate. During the modeling of this part, the effect of the double inlet turbine was shown correctly in the simulations. It has been calculated in detail how steps are taken to ensure that the valve positions of the wastegate also provide results that correspond to the values at the actual valve positions. In the model created using this calculation method, spring and spring preload is optimized for the wastegate. It is shown how to adjust the ideal spring coefficient and spring preload of the wastegate for the engine to operate at optimum level in different environmental conditions.

Correlated model was used for the prototype works of the engine that will produce high power. Whether the new higher power curve targeted by the existing turbocharger in the tested engine can be achieved with optimizing the wastegate parts is examined in 1B environment. As a result of the examinations, it was observed that this power curve could not be achieved with the existing turbocharger. The same study was performed in a virtual environment with a different turbocharger with the same wastegate using the 1B model, and it was shown that the targeted power can be achieved by optimizing the wastegate's spring coefficients and spring pre-load.

1. AŞIRI DOLDURMALI DİZEL MOTORLARA GİRİŞ

İçten yanmalı motorlar, aşırı doldurmaya ihtiyaç duymaksızın çalışabilirler ve atmosferik içten yanmalı motorlar olarak adlandırılırlar. Atmosferik içten yanmalı motorlarda aşırı doldurma sistemi kullanılarak hacimsel verimin artışı sağlanır ve buna bağlı olarak daha fazla yakıt yakılabilir [1]. Bunun sonucunda da motordan elde edilen güçte artış elde edilir. Aşırı doldurma, motor hacmini düşürme çalışmalarına öncülük yapmaktadır. Bunu da bir atmosferik motorun elde ettiği gücü daha küçük hacimli bir motorda elde edilmesi sağlanarak başarılır [2]. Bu etkiyi ise daha önceden de bahsedildiği gibi hacimsel verimin arttırılması ve buna ek olarak daha küçük hacimli motorlarda sürtünme kuvvetlerinin daha az olmasıyla motor veriminde artış sağlamaktadır [3]. Aynı gücü daha küçük motorla alınması malzeme kullanımını da azalttığından malzeme sarfiyatından da kazanç sağlanır. Motordaki verimin artışıyla birlikte yakıt sarfiyatında da azalma meydana gelir. Bu gelişmeler de beraberinde motor emisyon salınımlarında azalma meydana getirir. Ek olarak, yüksek irtifa koşullarında hava basıncının azalmasına bağlı olarak atmosferik motorların aldığı hava azalır ve bu durumun beraberinde motor gücünde azalma meydana getirir. Aşırı doldurma sistemlerinin kullanılması sayesinde bu etki en aza indirgenerek belirli irtifa koşullarına kadar motorda güç azalması olmaz ve ek olarak değişken geometrili aşırı doldurma sistemi veya tahliye sistemine (wastegate) sahip olması özelliğine bağlı olarak motorun alacağı hava miktarı motor ve parçalarının ısıl veya aşırı doldurma sisteminin şaft hızı limitine kadar alabileceği hava ayarlanarak her irtifada daha fazla hava alması sağlanır [1].

Aşırı doldurmalı içten yanmalı motorlarda, istenen moment değerine ulaşma zamanı atmosferik motorlara göre daha az veya fazla olabilir. Aşırı doldurma sisteminin daha yüksek hızlardaki motor yükleri için seçilmiş olmasına bağlı olarak aşırı doldurma sistemindeki şaftın eylemsizliği de yüksek olur ve buna aşırı doldurma sistemi gecikmesi denir [4]. Aşırı doldurma sisteminin kullanılmasıyla birlikte hava emiş sisteminin hacminde artış olur ve ara soğutucu kullanılmasına bağlı olarak da hava emiş sistemindeki kayıpların artmasına bağlı olarak motorun gaz tepkisi azalır ve

ivmelenmesi de buna bağlı olarak azalır [4]. Günümüzdeki araçlardaki aşırı doldurmalı değişik sistemler kullanılır ve bu sistemlerin birbirinden farkı genellikle türbin tarafında olmaktadır. Bu farklılıklara bağlı olarak tek girişli türbin, çift girişli türbin ve değişken geometrili türbin teknolojileri amaca bağlı olarak kullanımı devam etmektedir. Çift girişli türbin, iki aşamalı aşırı doldurma ve değişken geometrili türbinli sistemler, düşük motor hızlarında motorun yeterli tepkiyi vermesini sağlar ve motor tepki hızları tek girişli türbinli aşırı doldurma sistemlerine göre daha iyidir. Çift girişli türbinli aşırı doldurma sistemleri genelde benzinli içten yanmalı motorlarda kullanılır ama bu aşırı doldurma sistemlerinin dizel içten yanmalı motorlarda da kullanımı günümüzde de artmaktadır. İçten yanmalı motorların sabit hız ve momentte çalıştığı koşullarda, çift girişli türbinin giriş basınç değerleri çevrim başına (şekil 2.14) operasyonda daha fazla zaman harcar ve böylece türbinde aerodinamik verimliliğin artmasına yol açar [4]. Çift girişli türbinler tek girişli türbinlere göre daha stabil çalışır ve bunun sebeni ise türbin muhafazasında meydan gelen hava debisine bağlı titreşimlerin daha az olmasıdır. Çift girişli türbinli aşırı doldurma sistemleri diğer sistemlere göre düşük motor hızlarında daha fazla türbin hızlarına çıkılmasına olanak sağlar. Bunun sayesinde düşük motor hızlarında en yüksek motor yüküne daha kısa zamanda ulaşılır [5].

1.1 Aşırı Doldurmalı Motorların Avantajları

- Atmosferik bir motordaki gücü daha düşük hacimli ve hatta daha az silindirli bir motorda aşırı doldurma sisteminin kullanılmasıyla elde edilmesini sağlar [1].
- Daha küçük bir motorun kullanılmasıyla birlikte daha hafif motorların meydana gelmesini sağlar [1].
- Artık egzoz gazlarındaki enerjinin kullanılmasıyla birlikte motor verimini arttırır. Ek olarak, daha küçük hacimli ve daha az silindirli motorların meydana gelmesini sağladığından mekanik verimde de artış sağlar. Motora daha fazla hava girmesine yardımcı olduğundan yanma verimini arttırır ve bu verim artışı dizel motorlarda ortalama indike efektif güçte artış meydan getirir. Benzinli motorlarda bu verim vuruntudan dolayı sınırlıdır [4].
- İçten yanmalı motordan elde edilebilecek güç, bulunduğu havanın basıncına daha az bağımlıdır, bunun sebebi ise aşırı doldurma sistemiyle her koşulda istenilen

emme manifoldu basınç değerleri elde edilir veya atmosferik motorlara göre çok daha yüksektir [1].

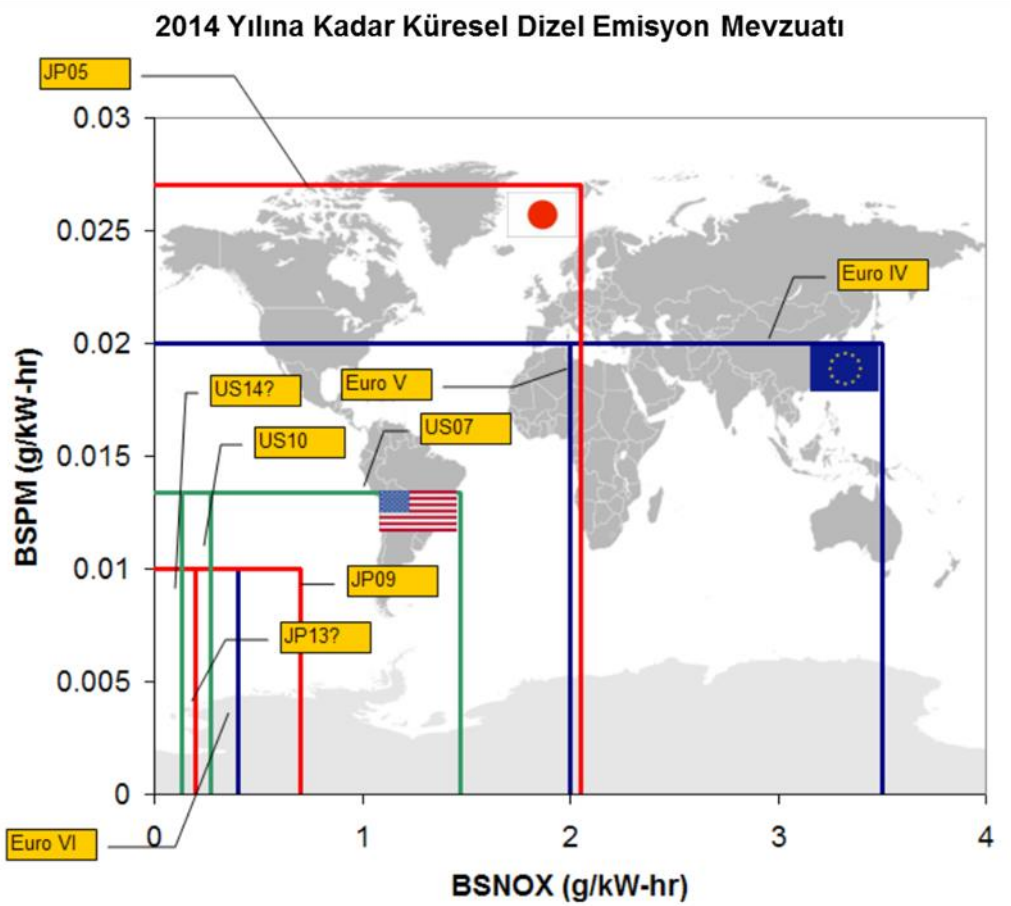
- İçten yanmalı motorda kullanılan soğutma paketinin de boyutlarında küçülmeler meydan gelir, bunun sebebi ise aşır doldurma sisteminin yüksek artık gazı sıcaklıklarına ihtiyaç duymasıdır. Bu sayede büyük motorlarda malzeme sarfiyatı azaltılarak kazanç sağlanmış olur [3].
- Emisyon değerleri bu teknoloji sayesinde dah iyi seviyeye gelir. CO, HC ve PM emisyonlarında alınan hava artışına bağlı olarak azalma meydana gelir fakat daha yüksek sıcaklıklar ve daha yüksek silindir içi basınç değerlerinin elde edilmesine bağlı olarak NOx emisyonlarında artış getirir [4].

1.2 Aşırı Doldurmalı Motorların Dezavantajları

- Silindir içi sıcaklık ve basınç değerlerinin artışına bağlı olarak motor daha yüksek mekanik ve termal gerilmelere maruz kalır. Piston ve hava emiş-egzoz valflerinde soğutma ihtiyacı doğurur. Bu istenilenlere sağlamak için de daha kaliteli malzeme kullanmak gerekir. Fakat motor hacmindeki azalıştan meydana gelen kazanç bu tür gereksinimlere harcanandan daha fazladır [4].
- Aşırı doldurma gecikmesi (boost lag) meydana geldiğinden motorun gaz pedalına olan tepkisinde azalış vardır. Bu da beraberinde düşük motor hızlarında motorun daha az düşük ivmelenme performansı göstermesine neden olur [4].

1.3 Aşırı Doldurmalı Motorların Emisyonlara Etkileri

Emisyonlar, aşırı doldurmalı motorların hava ve yakıt karışım oranına bağlı olarak değişmektedir. Emisyon regülasyonları, üreticileri sınırlamaktadır ve bu durum üreticileri verimi artıracak teknolojileri kullanmaya itmektedir. Üreticileri limitleyen 2 kritik parametreden biri PM (partikül madde) emisyonları ve diğeri Nox gazı emisyonudur. Şekil 1.1'de yıllara bağlı olarak emisyon regülasyonlarının değişimi gösterilmiştir.



Şekil 1.1 : 2014 yılında dünyadaki emisyon standartları [5].

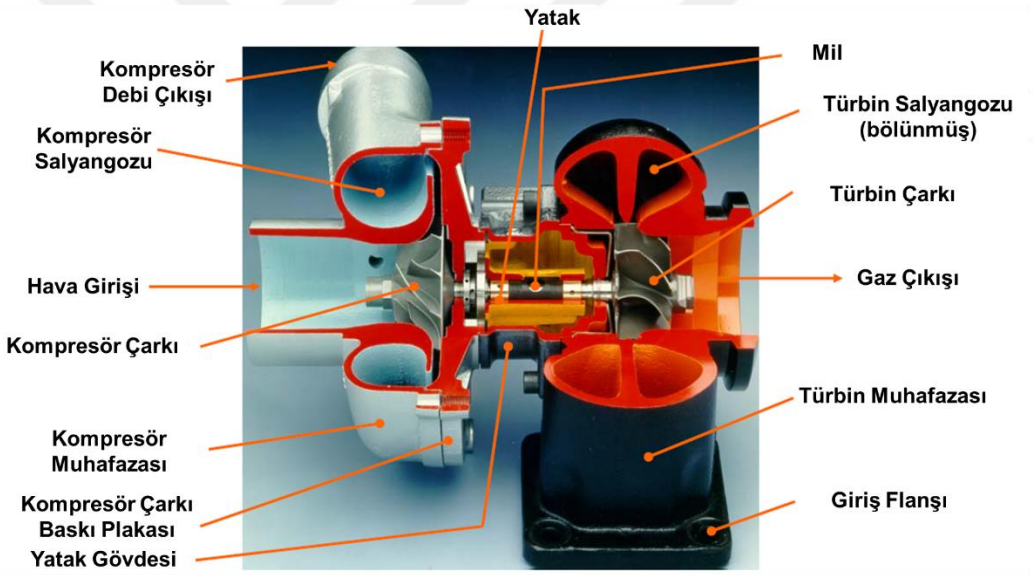
NOx emisyonları EGR stratejisi kullanılarak içten yanmalı motorların egzoz valfi çıkışında veya kirletici egzoz emisyonları son işleme sistemine üre enjekte edilmesiyle azaltılabilir [6].

Partikül maddeler ise fakir karışımlarda daha az oluşmaktadır. Fakir karışım ise aynı yakıtı daha fazla havayla yakma anlamına gelmektedir. Ek olarak bu partiküller kirletici egzoz emisyonları son işleme sisteminde de azaltılabilmektedir [6].

2. EGZOZ TÜRBİNLİ AŞIRI DOLDURMANIN İNCELENMESİ

2.1 Egzoz Türbinli Aşırı Doldurma Sistemi Elemanları

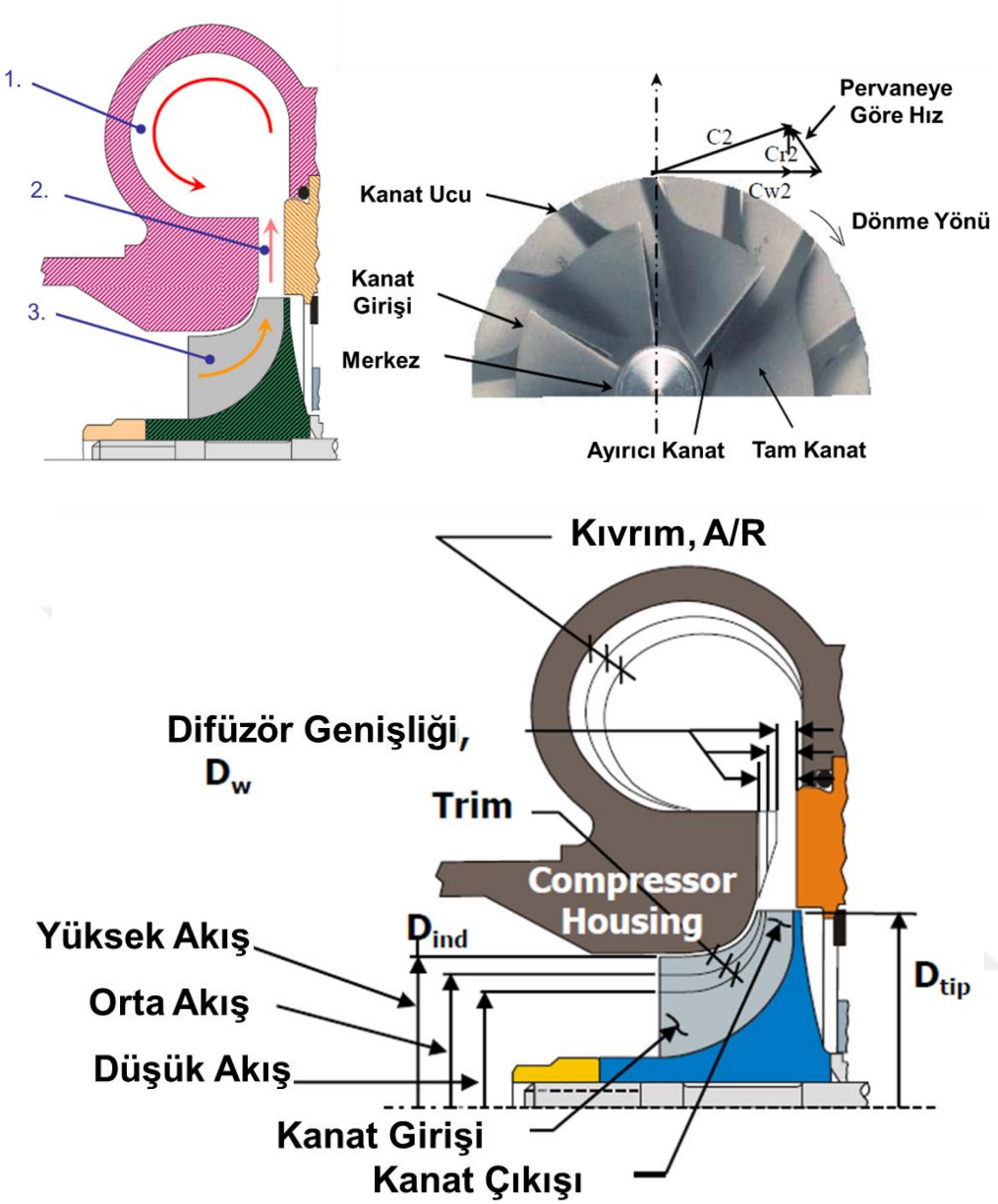
En basit haliyle bir egzoz türbinli aşırı doldurma sistemi, bir türbine bağlı bir bir şaft ve şaftın diğer tarafında da bağlı bir kompresör içeren roto dinamik bir makinedir. Aşırı doldurma sistemi en temel haliyle aşağıda gösterilmiştir. Motor çalışırken, türbine gelen sıcak ve basınçlı gazlar türbinden geçerken türbin tarafından güç üretilir. Üretilen güç bir mil vasıtasıyla kompresöre aktarılır ve kompresör bu gücü kullanarak ortamdan çektiği havayı motora doğru basınçlandırarak iletir.



Şekil 2.1 Aşırı doldurma sistemi patlatılmış montajı [7].

2.1.1 Kompresör

Kompresörün asıl görevi, dışardan alınan havayı motora basınçlandırarak göndermektir. Şekil 2.2'de göstrerildiği üzere, ilk adımda kompresör çarkı gaza hız kazandırarak akışı salyangozdan geçirir. İkinci adımda difüzör gaz hızını azaltır ve dinamik basıncı statik basınca dönüştürür. Son adımda gaz sarmal olarak toplanır ve çıkışa yönlendirilir. İçten yanmalı motorlarda genellikle radyal kompresörler kullanılır [7].



Şekil 2.2 Kompresörden hava geçiş adımları ve boyutlandırmalar [7].

Kompresöre giren iş hesabı Euler denklemi kullanılarak hesaplanabilir.

$$T_t = m^{\cdot}(C_w2\ r_2 - C_w1\ r_1) \tag{2.1}$$

Kanat ucundaki çap D_{tip}, kanat girişindeki çap D_{ind}, difüzör genişliği W_d olmak üzere kompresörden geçen havanın debisini, hızını, verimini ve basınç oranını etkileyen faktörler aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$Trim = \left(\frac{D_{ind}}{D_{tip}}\right)^2 * 100 \tag{2.2}$$

$$\frac{A}{R} = \frac{Difüzör\ Alanı}{Çap} \tag{2.3}$$

Debi ve hız kanat ucundaki çapın bir fonksiyonudur. Ek olarak kanat girişindeki çap da sadece debinin bir fonksiyonudur. Trim değeri var olan kompresör çarkında arttıkça debi de artar ve böylece kanat ucundaki çapın ve kanat girişindeki çapın fonksiyondaki etkisi gözlemlenmiş olur. Kompresörün verimi de A/R ve difüzör genişliğinin bir fonksiyonudur. Doldurma basıncının büyük olması istendiği durumlarda A/R oranı arttırılır ve doldurma basıncının fazla olduğu gözlemlendiği durumalarda A/R oranı azaltılarak doldurma basıncı azaltılır. Doldurma basıncının arttırılması hacimsel verimi de arttıracağından motordan alınan güç de hava miktarındaki artışa bağlı olarak arttırılabilir ve bu oran uygulama alanına göre sınıflandırılabilir [7].

Kompresörün debiye ve basınç oranına göre nasıl performans gösterdiği imalatçılar tarafından test edilir ve haritalandırılır. Bu haritalandırmayı yaparken de düzeltilmiş hava debisi ve basınç oranına bağlı olarak kompresör hızı ve verim haritası çıkartırlar.

Kompresör çıkışındaki mutlak basıncın girişindeki basınca oranına kompresör basınç oranı denir.

$$P_{rc} = \frac{P_{0,çıkış}}{P_{0,giriş}} = Kompresör\ Basınç\ Oranı \tag{2.4}$$

Kompresörün gerçekte yaptığı işin izentropik olarak yaptığı işe oranı kompresör verimidir.

$$\eta_{kompresör} = \frac{W_{gerçek,komp}}{W_{iz,komp}} = Kompresör\ Verimi \tag{2.5}$$

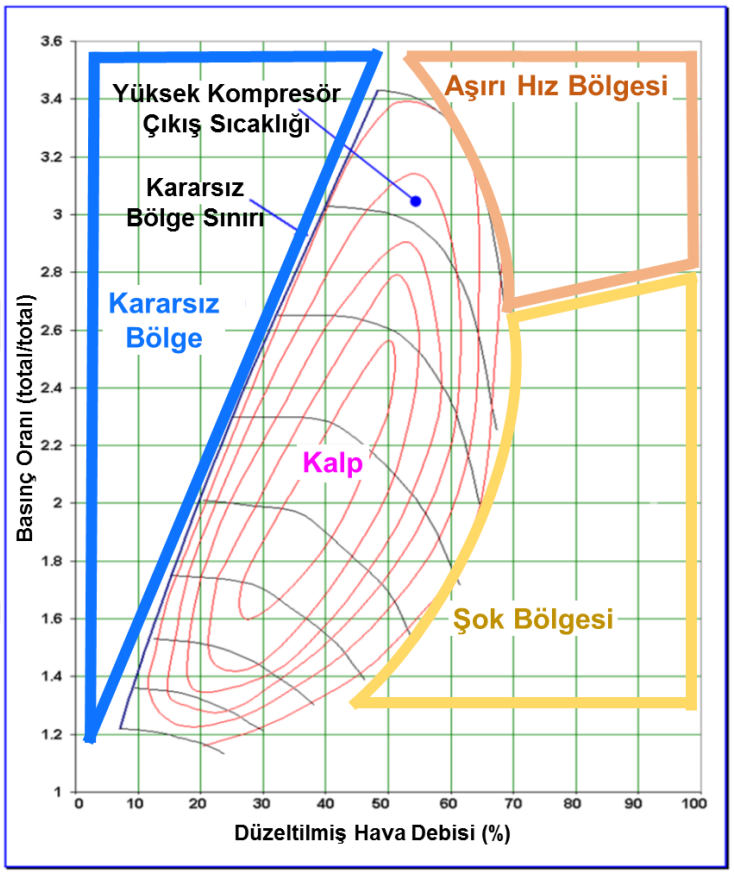
Düzeltilmiş hava debisi, kompresörün deniz seviyesindeki basınçta ve normal sıcaklıkta (101,325 kPa, 288,15K) çalıştığındaki hava debisini belirtir ve deneyden deneye farklılaşan ortam koşullarını ihmal etmeyi sağlar.

$$\dot{m}_{düzeltilmiş} = \left[\frac{\dot{m}_{fiziksel} * \sqrt{T_{0,giriş}}}{P_{0,giriş}}\right] * \left[\frac{P_{standart}}{\sqrt{T_{standart}}}\right] \tag{2.6}$$

Kompresör şaftının hızı da yine aynı mantıkla düzeltilir.

$$N_{düzeltilmiş} = N_{fiziksel} * \sqrt{\frac{T_{standart}}{T_{0,giriş}}} \quad (2.7)$$

Bu bilgiler doğrultusunda kompresör haritası daha anlaşılır şekilde incelenebilir. Kompresör çalışma açısından 4 ana bölgeye ayrılmaktadır: kalp, kararsız bölge, şok bölgesi ve aşırı hız bölgesi [7].

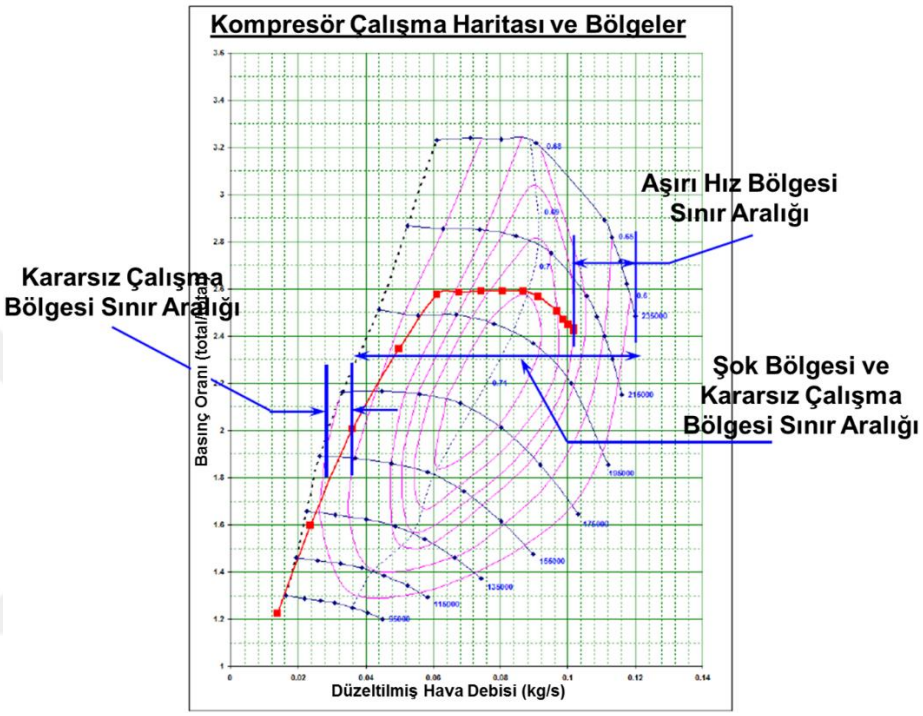


Şekil 2.3 Kompresör performans haritası ve bölgeler [7].

Kompresör, kalp bölge içinde kararlı şekilde çalışabilmektedir. Kararsız bölgede çalıştığı zaman kompresördeki debide dalgalanma meydana gelir ve motor da bu duruma bağlı olarak kararsız çalışır. Bu bölgede hızlanma manevralarında bir miktar çalışma göz ardı ardı edilebilse de sürekli çalışmak kompresöre ve motora fiziksel hasar meydana getirmektedir [7].

Kompresör anlık çalışmada şok bölgesine girdiği zaman, kompresör içindeki gaz hızları artarak sonik hızlara ulaşır ve bu hızlarda kompresörün verimi düşer. Hava debisinin artışına bağlı olarak basınç oranında büyük düşüşler olur. Bu bölge çalışmak da aynı şekilde kompresöre fiziksel olarak hasar vereceğinden dolayı uygulamalarda uzak durulması gerekir [7].

Kompresöre iletilen işin artışına bağlı olarak kompresördeki hava debisi ve basınç oranı da artarcaktır. Bu artış doğrultusunda aşırı doldurma sistemi mili hızı da artacaktır ve bu hız artışına bağlı olarak kompresör çarkının da hızı artacaktır. Kompresör çarkının belirli bir dönme hızından sonra zarar göreceği imalatçılar tarafından deneylerle tespit edilir ve bu hızı aşmamak üzere motorda kullanılması gerektiği konusunda limitleri paylaşırlar [7].



Şekil 2.4 Kompresör performans haritası ve sınır çizgileri [7].

Motor tam yükte çalışırken motor hızına bağlı olarak kompresördeki çalışma noktaları genelde şekil 2.4'de kırmızı noktalarla gösterildiği gibi çalışmaktadır. Kompresörün uygun olduğunu tespit etmek için aynı basınç oranında kararsız çalışma bölgesi sınır aralığı ve aşırı hız bölgesi sınır aralığı tespit edilmelidir. Aynı basınç oranında ne kadar debi alınabileceği de şok bölgesi ve kararsız çalışma bölgesi sınır aralığıyla belirlenir.

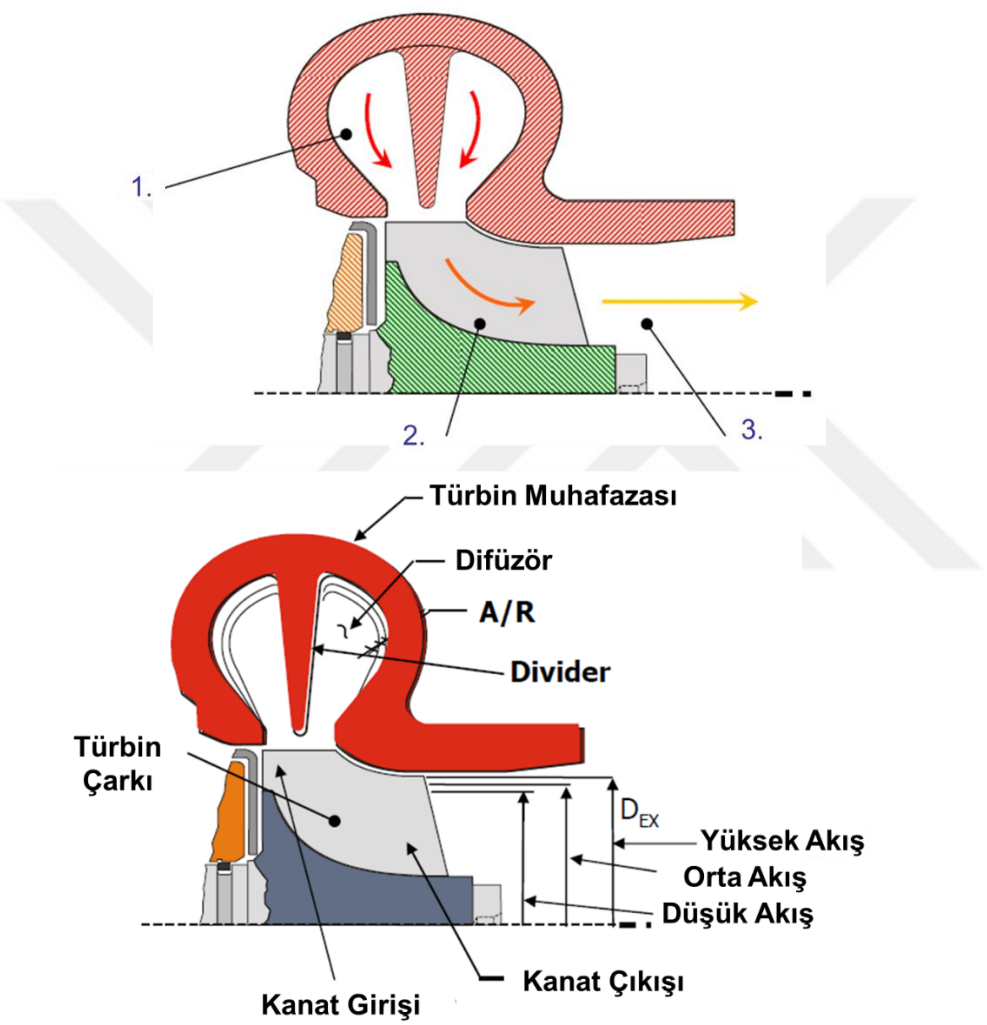
$$Kararsız\ Çalışma\ Bölgesi\ Sınır\ Aralığı = \frac{\dot{m}_{çalışma} - \dot{m}_{kararsız}}{\dot{m}_{çalışma}} \tag{2.8}$$

$$Aşırı\ Hız\ Bölgesi\ Sınır\ Aralığı = \frac{N_{max} - N_{çalışma}}{N_{çalışma}} \tag{2.9}$$

$$Hava\ Debisi\ Aralığı = \dot{m}_{şok} - \dot{m}_{kararsız} \tag{2.10}$$

2.1.2 Türbin

Türbinin asıl görevi, motordan gelen egzoz gazlarının enerjisiyle iş üretip bu işi bir mil vasıtasıyla kompresörde iş yaptırmasıdır. Şekil 2.5'da gösterildiği üzere ilk olarak, yüksek enerjili egzoz gazları türbine radyal olarak girer ve alanın küçülmesiyle birlikte hızlanarak türbin çarkına doğru ilerler. İkinci adımda, hızlanmış egzoz gazları türbin çarkına çarparak genişler ve enerjisini çarka iletir. Son adımda, genişlemiş egzoz gazları eksenel olarak türbinden dışarı iletilir [7].



Şekil 2.5 Türbinden egzoz gazı geçiş adımları ve boyutlandırmalar.

Türbinin yaptığı iş hesabı Euler denklemi kullanılarak hesaplanabilir.

$$T_t = \dot{m}(C_{w1}r_1 - C_{w2}r_2) \tag{2.11}$$

D_{tip} kanat ucundaki çap ve D_{exd} kanat çıkışındaki çap olmak üzere türbinden geçen havanın debisini, hızını, verimini ve basınç oranını etkileyen faktörler aşağıdaki gibidir.

$$Trim = \left({D_{exd}}/{D_{tip}}\right)^2 * 100 \tag{2.12}$$

$${A}/{R} = {Difüzör\ Alanı}/{Çap} \tag{2.13}$$

Debi ve hız kanat ucundaki çapın bir fonksiyonudur. Ek olarak kanat çıkışındaki çap da sadece debinin bir fonksiyonudur. Trim değeri var olan türbin çarkında arttıkça debi de artar ve böylece kanat ucundaki çapın ve kanat çıkışındaki çapın fonksiyondaki etkisi gözlemlenmiş olur. Kompresörün verimi de A/R ve difüzör genişliğinin bir fonksiyonudur. A/R oranı kompresör performansına etki ettiği gibi türbin performansına da etki etmektedir ve türbin üstündeki etkisi daha fazladır. A/R oranı azaldıkça türbin girişindeki hızlar artar ve bu etkiyle birlikte türbin daha daha düşük debilerde daha fazla iş yaparak motorun düşük devir bölgelerinde daha efektif çalışır. Bu oranın artmasına bağlı olarak motora gelen egzoz karşı basınçları da artmaktadır ve bu doğrultuda motordaki pompalama kayıpları artacağı için yüksek yük ve motor hızlarında motor performansını düşürücü etki yapmaktadır. Bu oranın artmasına bağlı olarak düşük debi bölgelerinde yani düşük motor yükü ve motor hızlarında türbinin yapacağı iş azalsa da yüksek yük ve motor hızlarında pompalama kaybı azalacağı için motorun verimi artacaktır. Uygulama alanına göre motor için türbin seçilirken A/R oranına dikkat etmek gerekir.

Türbinin debiye ve basınç oranına göre nasıl performans gösterdiği imalatçılar tarafından test edilir ve haritalandırılır. Bu haritalandırmayı yaparken de düzeltilmiş hava debisi ve basınç oranına bağlı olarak türbin verimi ve debi haritası çıkartırlar.

Türbin çıkışındaki mutlak basıncın girişindeki basınca oranına türbin genişleme basınç oranı denir.

$$Türbin\ Genişleme\ Basınç\ Oranı = P_{rt} = {P_{0,giriş}}/{P_{s,çıkış}} \tag{2.14}$$

Türbinin gerçekte yaptığı işin izentropik olarak yaptığı işe oranı türbin verimidir.

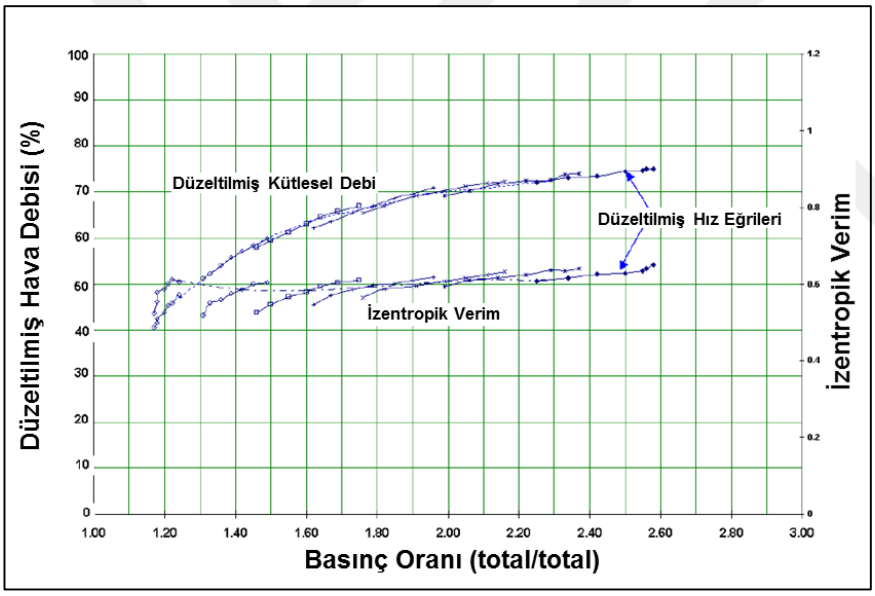
$$\eta_{türbin} = \frac{W_{gerçek,turb}}{W_{iz,turb}} = Türbin\ Verimi \tag{2.15}$$

Düzeltilmiş hava debisi, türbinin deniz seviyesindeki basınçta ve normal sıcaklıkta (101,325 kPa, 288,15K) çalıştığındaki hava debisini belirtir ve deneyden deneye farklılaşan ortam koşullarını ihmal etmeyi sağlar.

$$\dot{m}_{düzeltilmiş} = \left[\frac{\dot{m}_{fiziksel} * \sqrt{T_{0,giriş}}}{P_{0,giriş}}\right] * \left[\frac{P_{standart}}{\sqrt{T_{standart}}}\right] \tag{2.16}$$

Kompresör şaftının hızı da yine aynı mantıkla düzeltilir.

$$N_{düzeltilmiş} = N_{fiziksel} * \sqrt{\frac{T_{standart}}{T_{0,giriş}}} \tag{2.17}$$



Şekil 2.6 Türbin performans haritası ve ifadeler.

Türbin performans haritasının gösterimi kompresör haritasının gösteriminden daha farklıdır. Düşey eksen hava debisiyle ifade edilirken, yatay eksen basınç oranıyla ifade edilir. Aynı debide türbin çark hızı arttıkça basınç oranı da artmaktadır. Türbinin çalışma karakteristiği ve kompresörün çalışma karakterestiği hesaplamalarla örtüştürülür ve motor için uygun aşırı doldurma sistemi seçimi yapılır. Aşırı doldurma sistemi eşleştirmenin asıl amacı, optimum motor performansını elde etmeye uygun seçim yapmaktır. Bunu yapmaya çalışırken de otomotiv motorlarında motorun tüm çalışma aralığında en yüksek verimde çalışmayacaktır. Uygulamaya bağlı olarak, aşırı

doldurma sistemini belirli bir motor devri ve yük noktasında doğru şekilde eşleştirmek mümkündür. Otomotiv dizel motorlarında çalışma aralığı geniş bir hız ve yük aralığını kapsar ve turboşarjın optimumdan farklı koşullarda çalıştığı durumlar olacaktır.

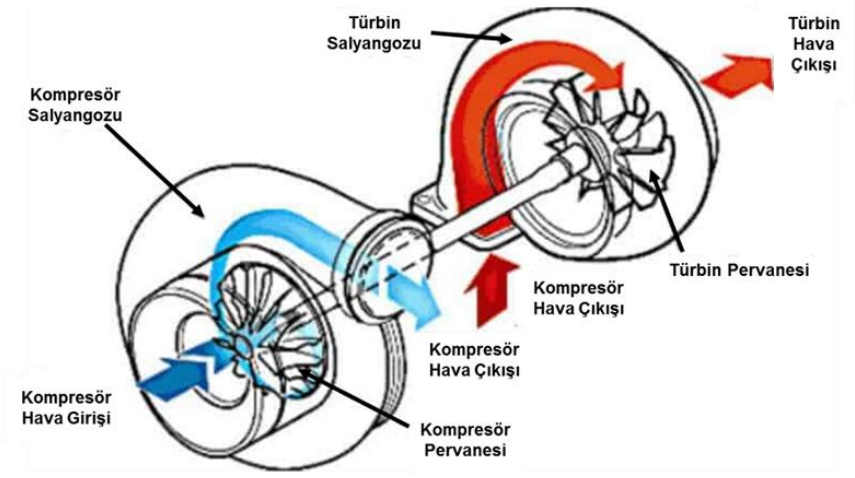
Turboşarj eşleştirme maliyetini ve süresini önemli ölçüde azaltmak için motor sistemi performansını simüle eden analitik bilgisayar tabanlı tahmin teknikleri kullanılabilir. Mevcut teknikler basit ampirik eşleştirme hesaplama programlarından sıfır boyutlu matematiksel modellere ve motor sisteminde meydana gelen akışkan dinamiği ve termodinamik süreçlere dayanan son derece sofistike ve karmaşık programlara kadar uzanmaktadır. Bu tez kapsamında 1 boyutlu akış analizi yazılımı olan GT-Suite kullanılacaktır.

2.2 Egzoz Türbinli Aşırı Doldurma Şekilleri

Aşırı doldurma sistemleri mekanik tahrikli aşırı doldurma sistemleri ve egzoz türbini ile aşırı doldurma sistemleri olmak üzere ikiye ayrılır [7]. Tez kapsamında egzoz türbini ile aşırı doldurma sisteminden yararlanıldığı için bu sistemin özellikleri incelenecektir.

2.2.1 Basit egzoz türbinli aşırı doldurma sistemi

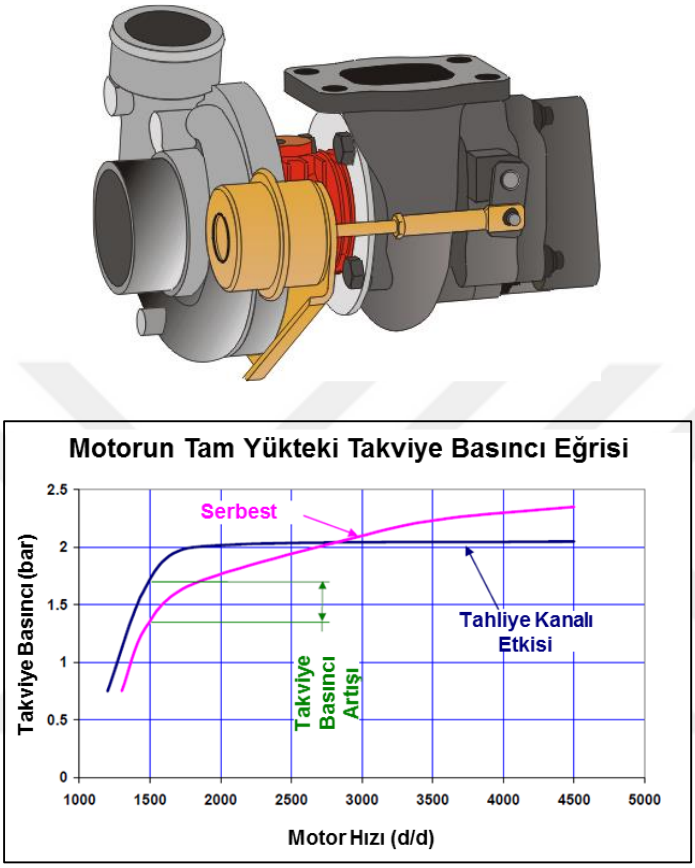
Kullanılan en basit türbinli aşırı doldurma sistemi, türbin tarafında herhangi bir tahliye kanalı bulunmayan ve türbin kanatlarının değişmediği tiptir. Sistemde, emme manifoldu basıncını ayarlayan herhangi bir sistem bulunmamaktadır. Egzoz enerjisinin artmasına bağlı olarak daha çok enerji üreterek kompresörün sürekli daha fazla hava basmasını sağlar ve manifold basıncı sürekli artar [7].



Şekil 2.7 : Basit egzoz türbinli aşırı doldurma sistemi [7].

2.2.2 Tahliye kanallı egzoz türbinli aşırı doldurma sistemi

Emme manifoldu basıncı, egzoz gazlarının türbine girmeyecek şekilde tahliye edilmesi sonucunda kontrol edilir. Tahliye işlemi yapılması, türbine daha az iş yaptırmayı sağlar [7].



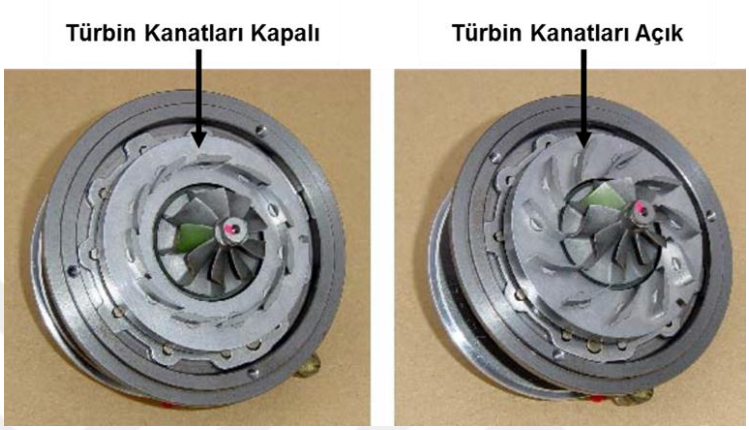
Şekil 2.8 : Tahliye kanallı aşırı doldurma sistemi görseli ve karakteristiği [7].

Şekil 2.8'de anlaşılacağı üzere; basit egzoz türbinli aşırı doldurma sisteminde artan egzoz gazı enerjesine bağlı olarak emme manifoldu basıncı artarken, bu durumu tahliye kanalı yardımıyla kontrol edilebilir hale gelmektedir. Tez kapsamında, tahliye kanallı egzoz türbinli aşırı doldurma sistemi daha da ayrıntılı incelenecektir.

2.2.3 Değişken türbin geometrili aşırı doldurma sistemi

Emme manifoldu basıncı, türbin girişindeki kanatçıkların konumunun değiştirilmesine bağlı olarak ayarlanabilir. Bu kanatçıklar şekil 2.9'da gösterildiği gibi hareket ederek, türbin çarkına gelen gazların açısını ve hızlarının değişmesine sebep olur ve bu sayede türbinde üretilen güç kontrol edilebilir. En çok tercih edilen bu tip aşırı doldurma sistemi, türbinin hem düşük motor yükü ve düşük motor hızlarında hem de yüksek motor yükü ve yüksek motor hızlarında verimli olmasını sağlar. Ek olarak, artık egzoz

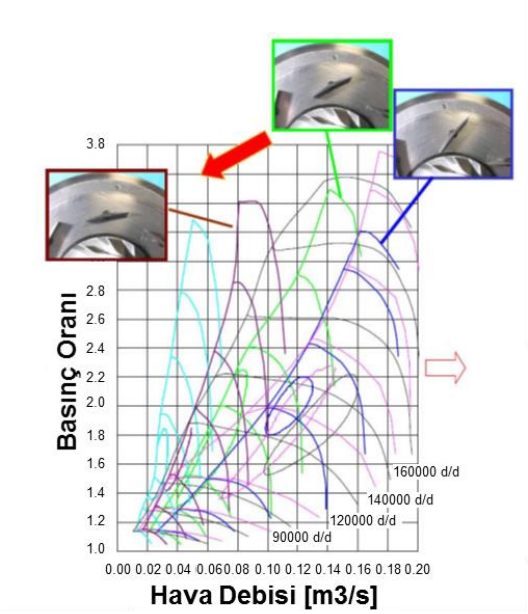
gazlarının resirkülasyonunun yapılması amaçlanan motorlarda da kolaylık sağlar. Kanatçıkların konumuna bağlı olarak, kompresör çıkışı hava basıncı ve türbin giriş basıncı dengesi ayarlanarak EGR akıtılması sağlanır. Bunu yaparken de en büyük avantajı, artık egzoz gazlarını tahliye etmeden bu işlevi yerine getiriyor olmasıdır. Tercih edilmesi açısından ön plana çıkıyor olsa da diğer tip aşırı doldurma sistemlerinden daha pahalıdır [7].



Şekil 2.9 : Değişken geometrili türbinlerde kanat şekli değişimi [7].

2.2.4 Değişken kompresör geometrili egzoz türbinli aşırı doldurma sistemi

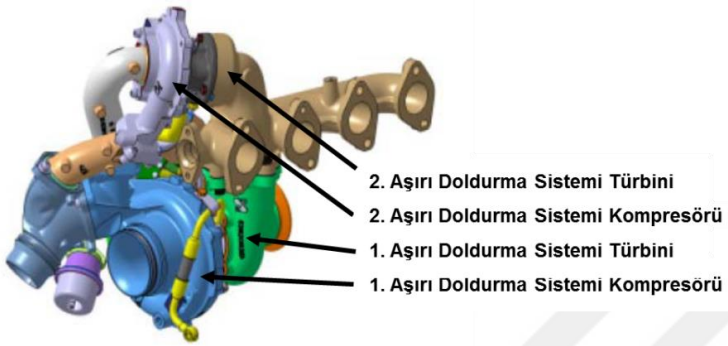
Bu tip aşırı doldurma sisteminde, kanatçıklardan faydalanılarak kompresörün basacağı hava miktarı ayarlanabilir. Şekil 2.10'da gösterildiği üzere, kanatçık konumuna göre kompresör verim haritasının değişmesini neden olmaktadır [7].



Şekil 2.10 : Kompresör kanat açıklığına göre kompresör haritasının değişimi [7].

2.2.5 Seri bağlı egzoz türbinli aşırı doldurma sistemi

Birden fazla egzoz türbinli aşırı doldurma sisteminin art arda seri şekilde kullanılmasına seri bağlı egzoz türbinli aşırı doldurma sistemi adı verilmektedir. Bu şekilde kullanım sonucunda emme manifoldunda geniş motor yükü ve motor hızında istenilen basınç daha kolay elde edilebilmektedir. Kontrolü, diğer tip aşırı doldurma sistemlerine göre daha zordur [7].

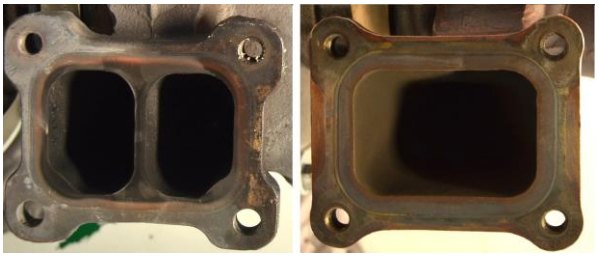


Şekil 2.11 : Seri sıralı aşırı doldurma sistemi örneği [7].

2.3 Türbin Giriş Şekline Göre Türbinlerin İncelenmesi

Egzoz akışının darbeli davranışını kullanan türbin konfigürasyonları, çoklu girişli türbinlere sahip olma eğilimindedir. Giriş kısmı bölünmüş olan türbine gaz akışı egzoz manifoldunun bölünmesiyle sağlanır. Motor konfigürasyonuna göre her bir türbin girişine motor silindirleri gruplar halinde gaz akışı sağlar. En yaygın türbin konfigürasyonu, genellikle Şekil 2.12'de gösterilen ikiz çift girişli türbin olarak adlandırılan çift girişli türbindir [8]. Bu tip türbinlerin girişi ikiye bölünmüştür. 6 silindirli motor konfigürasyonlarında her giriş üç silindir tarafından beslenir ve 4 silindirli motorda her giriş iki silindir ile beslenir.

Kaydırma ayırma işleminin avantajlarından biri, azami egzoz enerji kullanımının yanı sıra, egzoz basınç darbelerinin üst üste binmesini önleyerek geliştirilmiş gaz değişimidir.



Şekil 2.12 : Tek girişli ve çift girişli türbin örnekleri [8].

Çift girişli türbin tasarımlarına odaklanan darbe akışlı aşırı doldurma sistemi geliştirmenin iyi bir özeti Baines tarafından yapılmıştır [9]. Standart sabit basınçlı aşırı doldurma sistemi yerine darbeli aşırı doldurma sistemi kullanıldığında mevcut enerjisinin daha iyi kullanılabileceği iyi bilinmektedir. Bu, Baines ve diğerlerinin çalışmasıyla vurgulanmıştır [10]. Çalışmalardan bazıları, darbe akışı koşullarında çalışan radyal giriş türbinleri için ortalama modelleme ve harita ekstrapolasyonuna odaklanmıştır. Bu araştırmalar sonucu oluşturulmuş makaleler, modern otomotiv motor uygulamalarında darbe akışlı aşırı doldurma sistemlerinin daha yaygın hale geldiğini vurgulamaktadır. Ayrıca, aşırı doldurma sistemini daha iyi anlaşılması; motor etkileşimi geliştirilecekse, türbin haritalarını motor simülasyon amaçları için doğru bir şekilde modelleme ve tahmin etme yeteneğinin de çok önemli olduğu belirlenmiştir [11].

Diğer çalışmalar, darbeli akış altında türbin haritaları üretmek için ölçüm tekniklerine daha derinden odaklanmıştır. Reuter ve arkadaşları [12], bir deney düzeneğinde darbe akışını temsil etmek için bir yöntem geliştirdiler. Bu çalışma bir tek girişli türbin üzerinde yapılmıştır. Test tezgahında deneysel olarak yapılanlar, doldurma ve boşaltma etkileri, darbe şekli ve darbe frekansıdır. Deney sonucundaki verilerden, hız oranları aralığının daha önceki kararlı durumdaki ölçümlerden daha geniş olduğu hesaplanmıştır. Sonuç olarak, motorun çalışması sırasında kararlı durum ölçümünün beklenen performansı uygun şekilde yakalayamadığı hesaplanmıştır.

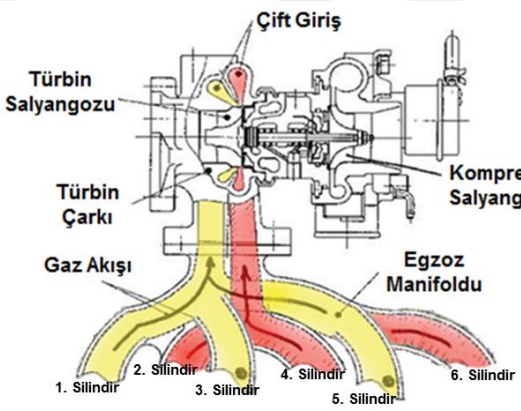
Cao ve arkadaşları [13] darbeli akışın bir tek girişli türbin üstündeki etkisine dair sayısal bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Oluşturulan CFD modeli çıktıları, deney tezgahından alınan ölçümlere karşı doğrulama yapılmıştır. Yapılan karşılaştırma sonucunda, türbinin çevrim ortalama performansı açısından sabit olarak kabul edilebileceği anlaşıldı. Bununla birlikte, basınç dalgası darbesinin eğimi büyükse, temsili bir tasarım noktası seçilirken süreksiz çalışma aralığının dikkate alınması gerektiği tespit edilmiştir. Bunun nedeni, türbin çarkının çok daha düşük bir nominal basınçta tasarlanması durumunda darbe sırasındaki yüksek basınçlarda tam olarak kullanılmayan büyük miktarlarda enerjinin mevcut olmasından kaynaklanmaktadır.

Brinkert ve arkadaşlarının çalışması [8], çift girişli türbin performansının 6 silindirli ağır ticari tipi dizel motor üzerindeki etkisini araştırmaya yönelikti. Çift girişli türbinin kıvrımlardan birinin girişi EGR uygulaması nedeniyle oldukça simetrik değildi. Egzoz devri sırasında egzoz manifoldu basıncının 5 bar'ın üzerinde olabileceği gösterilmiştir.

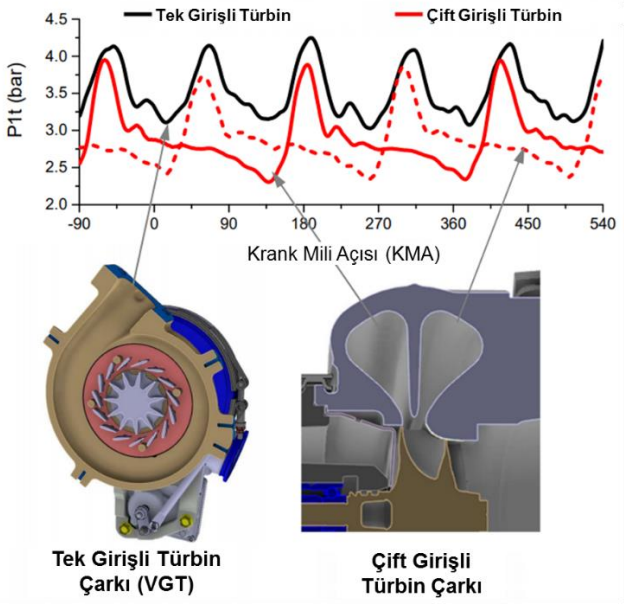
Çift girişli türbinin etkileşim haritaları ve bunlar üzerinde motor çevrimi anlık çalışmasının konumu da ele alınmıştır. Motorun kullanımı düşünüldüğünde tek bir türbin haritasının kabulünün önemi açıkça belirtilmiştir.

2.3.1 Tek ve çift girişli türbinli aşırı doldurma sistemlerinin karşılaştırılması

Egzoz gazları, içten yanmalı motor silindirlerinden belirli sırayla gelmektedir. Tek girişli türbinin girişine silindirlerdeki bütün gazlar sırasıyla motor hızına bağlı frekansta ve bir darbe şeklinde gelmektedir. Türbinin egzozla bağlantısı şekil 2.13'deki gibi olduğu durumda 6 silindirli bir içten yanmalı motorda türbinin girişindeki basıncın motorun krank milinin konumuna bağlı değişimi şekil 2.14'de gösterilmiştir.



Şekil 2.13 : Çift girişli türbin stratejisinin 4 zamanlı motorda temel tasarımı [22].

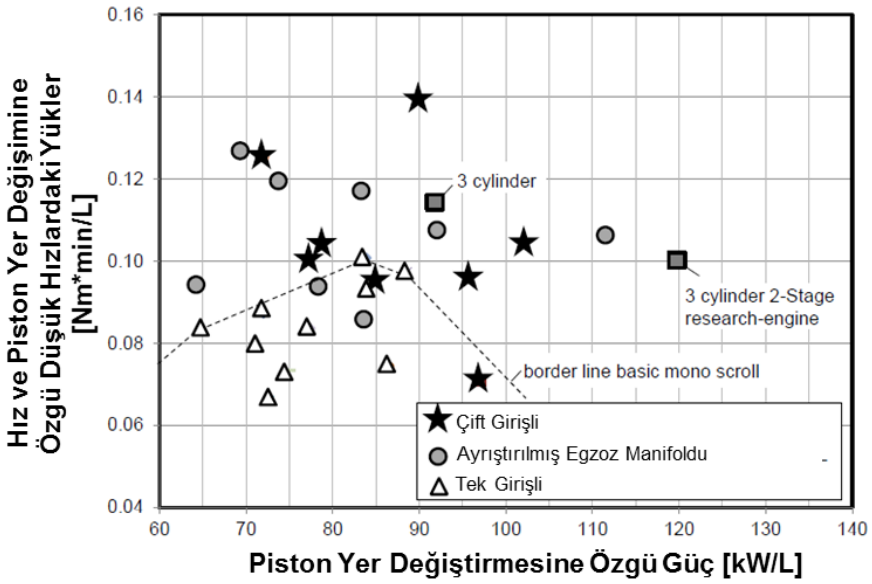


Şekil 2.14 : Tek girişli ve çift girişli türbindeki basınç darbeleri [4].

Tek girişli ve çift girişli türbinlerin kıyaslamasında, çift girişli türbin daha geniş basınç darbesi profiline maruz kalmaktadır. Bunun sonucu olarak da türbin kanat hızı oranı alanı çift girişli türbinlerde daha büyüktür [4].

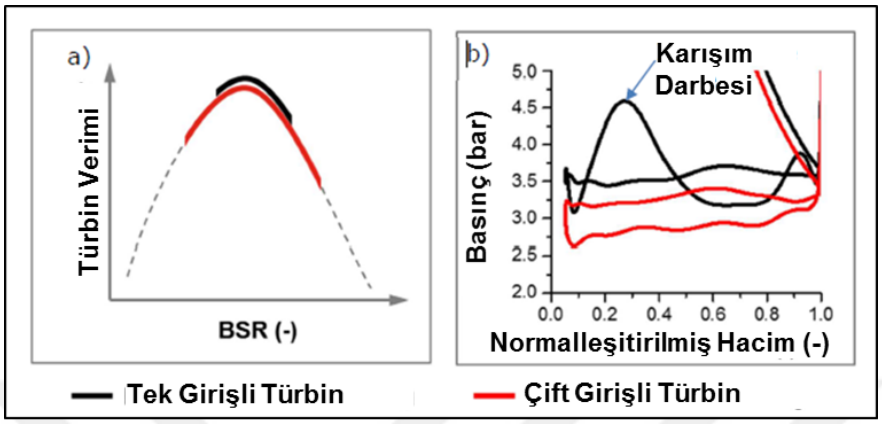
Motor performans modelindeki motor modelinde ani çalışma koşullarında, çift girişli türbinler çalışmalarda giriş basıncının daha uzun süre yüksek kalmasından dolayı daha fazla yüksek basınçlara maruz kalır. Bu durum türbinin aerodinamik verimininde artış sağlar. Çift girişli türbinlerde türbin muhafazaları iç darbe bozukluklarını daha çok azaltır ve bu türbinler tek girişli türbinlere göre daha stabil çalışır [4].

Geleneksel tek girişli türbine kıyasla çift girişli türbinlerde motor içinde daha az artık gaz kalır ve bu sistem benzinli motorlarda daha az vuruntuya sebep olur. Kısmi yüklerde yakıt tüketimine karşılık gelen azalma ile daha uzun emme valfi zamanlamasına imkan sağlar. Eksik kalan tarafıysa, türbin çarkının daha kompleks döküm işlemiyle imalatı ve çarkın yüksek termomekanik yük altında kalıyor olmasıdır. Çift girişli türbinler, türbin mahfazasının ayırma duvarındaki doğal sürtünme kayıplarının bir sonucu olarak konvansiyonel mono kaydırma türbinlerine kıyasla verim açısından daha yüksek verim sağlar. Şekil 2.15'te gözlemlenebileceği üzere, maksimum türbin verimi deney tezgahında farklı türbin çarkları kıyaslandığında çift girişli türbinler motorun düşük hız ve moment değerlerinde daha verimli çalışmaktadır. Yapılan çıkarımlar sonucunda çift girişli türbinler, altı silindirli motorlardaki karmaşık şarj sistemlerine ve pahalı seri sıralı egzoz türbinli aşırı doldurma sistemlerine bir alternatiftir [14].



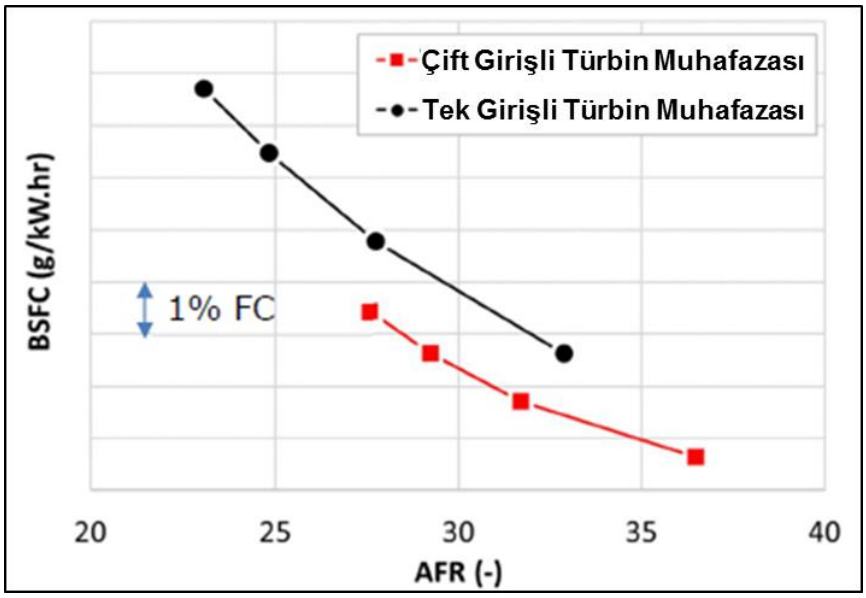
Şekil 2.15 : Türbin giriş şekline göre verim karşılaştırılması [4].

Motorda 1000 d/d motor hızı ve %50 yükte deney yapılmıştır. Sonucunda özgül yakıt tüketiminde (g/kWh) %1.5 azalma olduğu hesaplanmıştır. Bütün tarama sonuçları değerlendirildiğinde, çift girişli türbin kullanıldığında özgül yakıt tüketiminde azalma görülmüştür ve bu durum hava yakıt karışım oranına bağlı değildir [4].



Şekil 2.16 : Türbin giriş şekline göre türbin verimi ve basınç değişimi [4].

Şekil 2.16'da yapılan analizde türbin verimli gözükse de türbin verimindeki değişimin yakıt ekonomisine olan etkisini tahmin etmek zordur. Sonuçlar, türbin verimine yani hava miktarına ve türbin hızına hassastır. Fakat, özgül yakıt tüketimindeki genel düşüş beklenenden daha azdır ve bunun sebebi normal çevre koşullarındaki türbin aerodinamik veriminde analiz öncesi yapılmış olan varsayımdır. Daha önceki çalışmalarda, bu analizi yapan mühendis şekil 2.17'deki gibi net yararın %0.5-1.0 yakıt ekonomosi olacağını göstermiştir. Bunu yaparken de tek girişli ve çift girişli türbin verimini aynı kabul etmiştir [4].



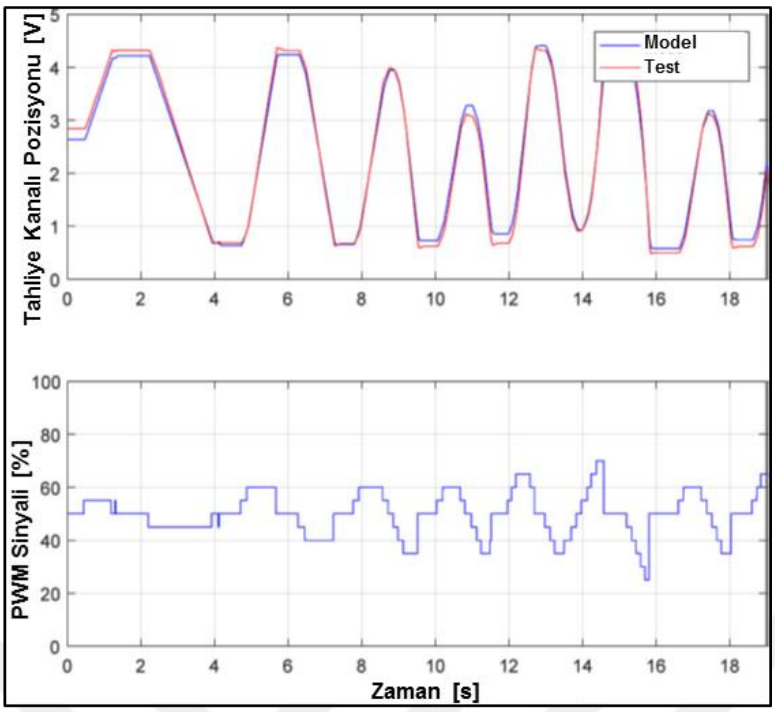
Şekil 2.17 : Hava yakıt oranının türbin giriş şekline göre yakıt tüketimi etkisi [4].

2.4 Tahliye Kanalı Teknolojisinin İncelenmesi

Aşırı doldurma, motor küçültme işlemlerinde yapılabilecek en iyi yöntemlerden biridir. Manifold basıncı için modelleme bazlı çalışmalar yüksek doğrulukta sonuçlar verecek şekilde yapılmalıdır ve böylece daha doğru parça seçimi yapılır ve motorun yapabilecekleri ön görülebilir. Günümüzde, bir çok hafif ve ağır vasıta araçlarda tahliye kanalı içeren türbinli aşırı doldurmalı motorlar kullanılmaktadır ve bir çoğunun da tahliye kanalı herhangi bir kontrolcüyle kontrol edilmemektedir. Bu durumun aksine de ECU tarafından tahliye kanalı valfinin kontrol edildiği ve bu kontrolu yaparken de motor hızı ve motor yük durumuna göre haritalandırılmış basınçları sağlayacak şekilde açma ve kapatma konum ayarı yapan sistemler mevcuttur. Ani çalışma koşullarında, tahliye sistemi kapağının istenilen basıncı tutturmaya çalışması zaman alacağı için aşırı doldurma gecikmesi meydana gelir. Tahliye sisteminin kontrolü ise çeşitli yöntemlerle yapılmaktadır ve bunlardan iki tanesi elektriksel servo kontrollü ve elektriksel vakum kontrollü sistemlerdir [15].

Aşırı doldurma sistemi, verimli yanmanın yapılabilmesi için gereken havayı sağlayan en önemli sistemdir. Türbindeki tahliye kanalı valfi genellikle pnömatik kontrolcüyle çalışır ve bu işlemi valfe bağlı çubuğu ileri geri hareket ettirerek sağlar. Aşırı doldurma sisteminin bir motor üstünde tasarlanması kompleks bir yapıya sahiptir. Ek olarak, dizel motorlarda egzoz gazı sirkülasyonu olacak şekilde veya çift geçişli aşırı doldurma sisteminin kullanılacak şekilde yapılan tasarımlarda her sistemin parçalarının birlikte değerlendirilmesi gerekmektedir.

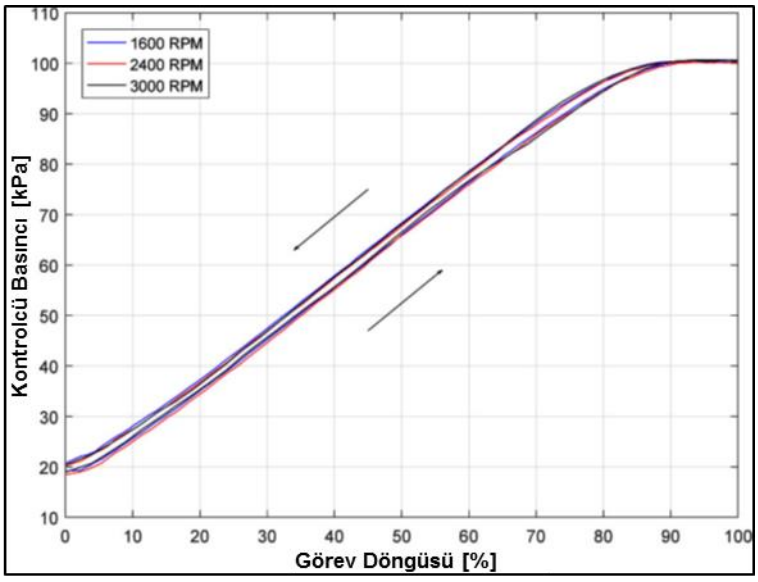
Elektrikli ve pnömatik kontrollü tahliye sisteminin karşılaştırılması Robin ve arkadaşlarının yaptığı araştırmada incelendiğinde tahliye kanalının valf konumu kontrolü yüzdesel olarak gösterilmiştir ve %100 tahliye kanalının tamamen kapalı, %0'ın da tamamen açık olduğu durumlar olduğunu belirtmiştir [15].



Şekil 2.18 : Zamana bağlı tahliye kanalının ölçüm ve model sonuçları [15].

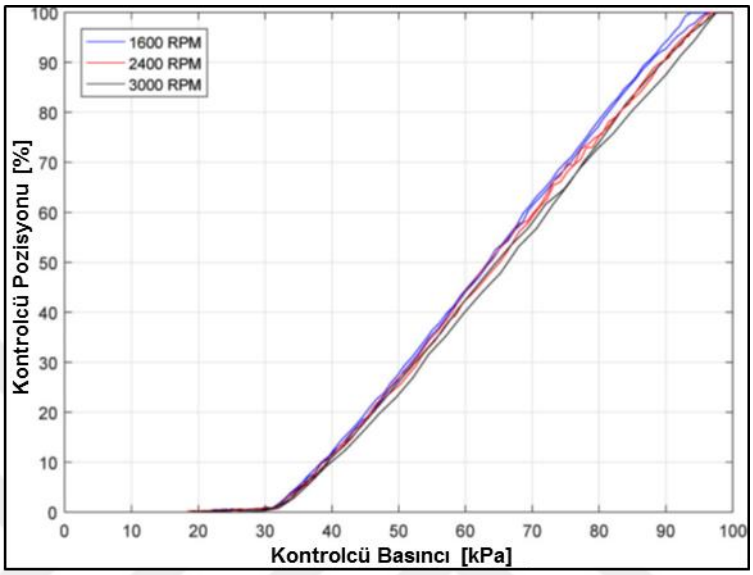
PWM sinyalinin %50 olduğu durumda kontrolcüye herhangi bir moment uygulanmadığı ifade edilmiştir. Daha yüksek PWM sinyaliyle valfi açılmaktadır ve daha düşük PWM sinyaliyle de valf kapanmaktadır. Valf konumunun tahmin edilmesi için yapılmış olan modelde %89.88 doğrulukta sonuç elde edilmiş.

Pnömatik tahliye sistemleri şekil 2.19'da anlaşılacağı üzere, kontrolcüye gelen basınç ve kontrolcü konumu arasında lineer olmayan bir gecikme meydana gelir ve bunun başlıca sebebi sürtünme kuvvetleridir.

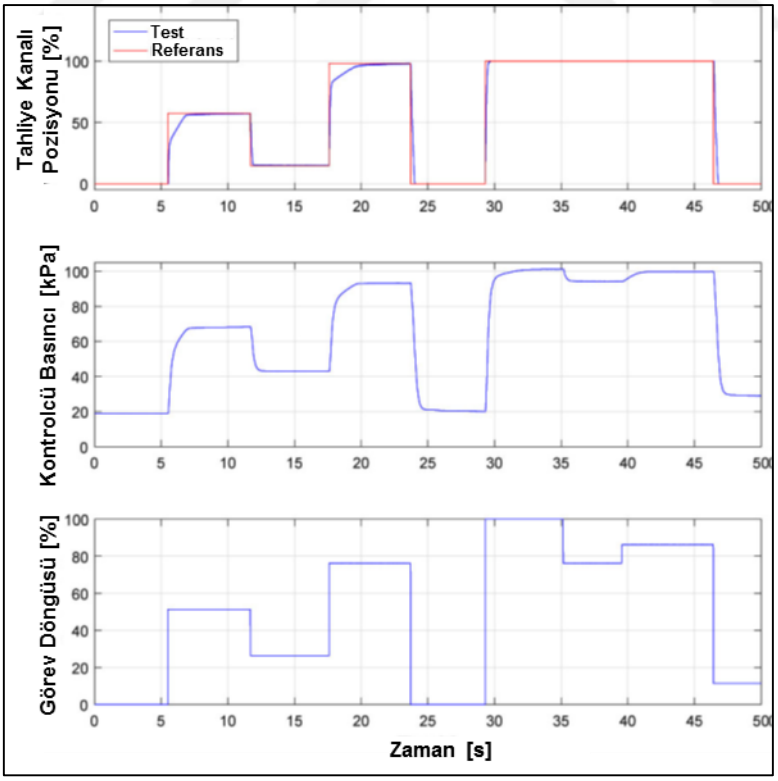


Şekil 2.19 : Pnömatik tahliye sisteminin gecikmeye bağlı konumu [15].

Tahliye sistemi 3 farklı motor çalışma devir sayısında incelenmiştir. Görev döngüsünde valf konumu tam kapalı konumdan tam açık ve tam açık konumdan tam kapalı konuma getirilmiştir. Sinyal yavaşça verilerek histerisis gecikmesi dinamik etkiler olmadan gözlemlenmiştir. Kapanma ve açılma konumları şekil 2.20 ve 2.21'de açıkça gözlemlenebilmektedir.

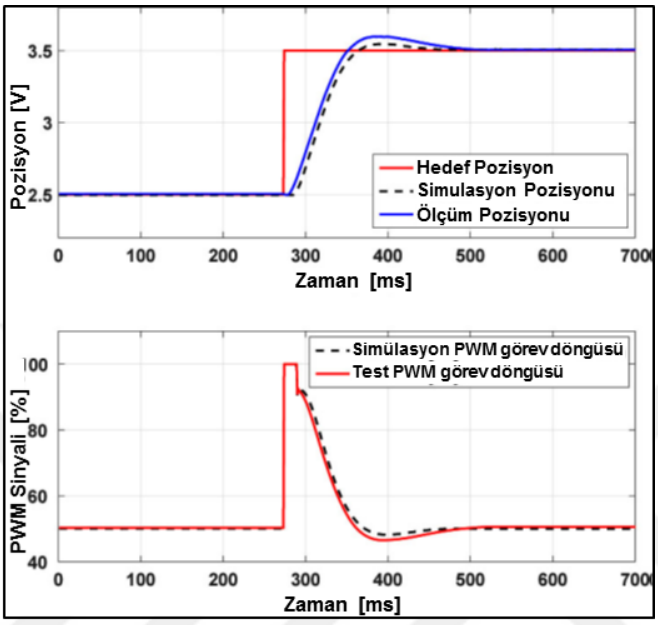


Şekil 2.20 : Kontrolcü basıncı ve kontrolcü konumu (tahliye valfi konumu).



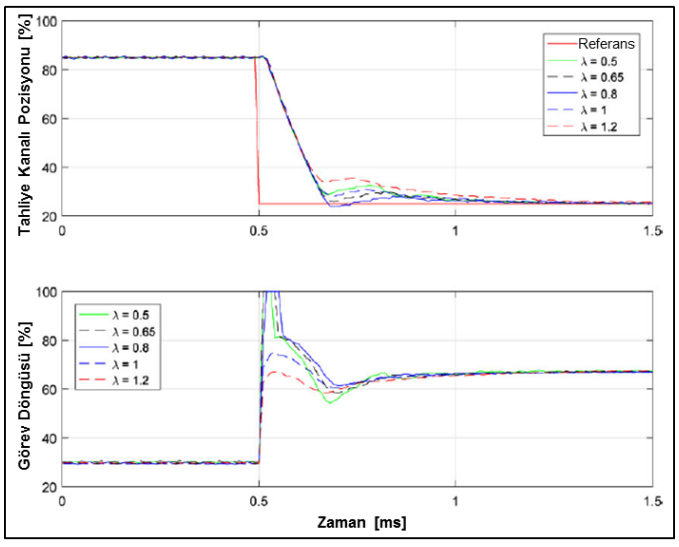
Şekil 2.21 : Görev döngüsünde pnömatik kontrolcü konumu [15].

Pnömatik tahliye sisteminde dinamik açıdan farklılıklar meydana gelmektedir. Tahliye sisteminin kapanmaya başladığı anda şekil 2.22'deki gibi başlangıçta bir sıçrama gözükür fakat sonrasında varacağı noktaya yavaşça yakınsır. Tahliye sisteminin açılış ve kapanış hareketi daha önce de belirtildiği gibi bu grafikte de aynı değildir ve bunun sonucu olarak kapanma zamanı ve açılma zamanı birbirinden daha farklıdır.



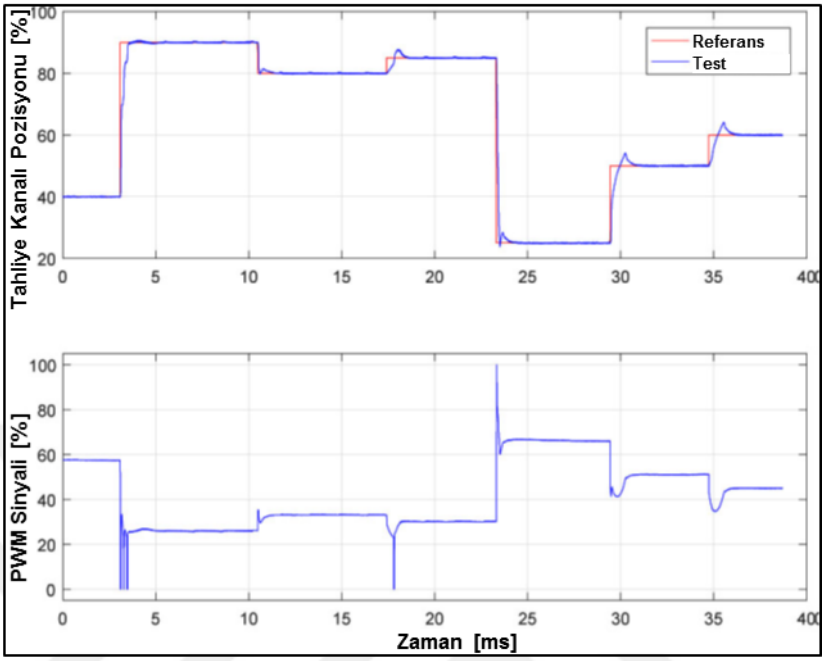
Şekil 2.22 : Elektrikli servo kontrollü boşaltım kanalının konuma yakınsaması.

Sistemdeki görev döngüsü değiştiği zaman kontrolcü, valfe PWM sinyali yollar ve kontrolcü istenilen manifold basıncı değeri elde edilene kadar bu işleme devam eder. Biraz zaman geçtikten sonra tahliye valfinin konumu kontrolcü tarafından sabitlenir. Bu durumun sebebi, hedeflenen manifold basıncı değerine ulaşılmış olmasıdır.

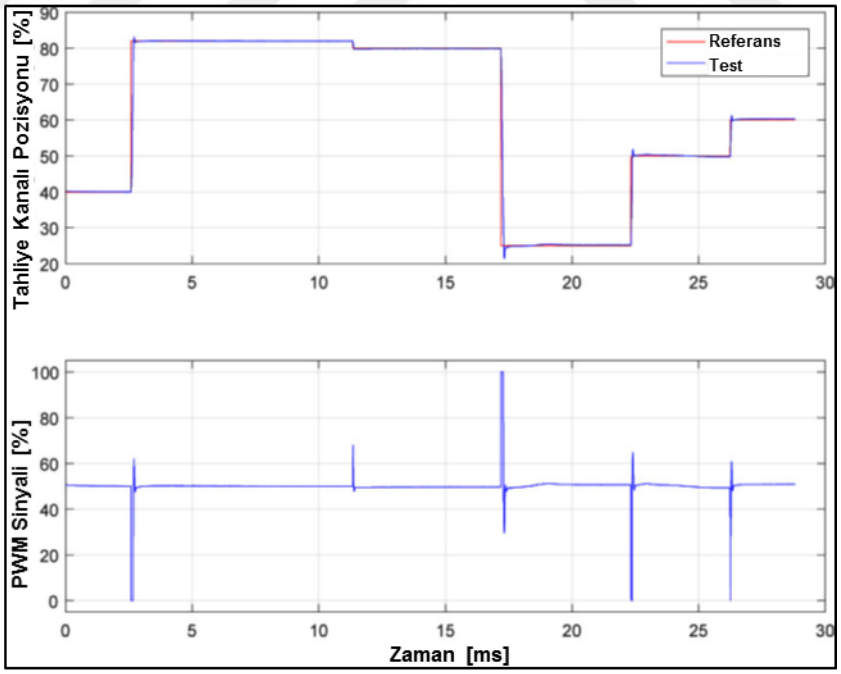


Şekil 2.23 : Pnömatik kontrollü tahliye sisteminin hedefe yakınsaması.

Yapılan çalışmada pnömatik tahliye sistemindeki gecikme şekil 2.23'teki gibi tahliye sisteminin açılış ve kapanış durumları birbirinden farklıdır. Tahliye sistemi en hızlı konuma ulaştığı değer lambda'nın 0.8 olduğu durumdadır.



Şekil 2.24 : Pnömatik tahliye sisteminin görev döngüsündeki konum değişimi.



Şekil 2.25 : Elektro-servo sistemin görev döngüsündeki konum değişimi [15].

Pnömatik tahliye sistemindeki davranışlar şekil 2.24'te gösterilmiştir. Valf konumun PWM sinyali değiştikçe hedef konumu aştığı gözlemlenmiştir. Elektro servo kontrollü

sistemlerde şekil 2.25'teki gibi konuma daha hızlı ve daha doğru şekilde ulaşmaktadır. Ek olarak, pnömatik sistemlerdeki gibi hedefi aşma durumları gözlemlenmemiştir.

Pnömatik sistemde tahliye sisteminin kapanması, şekil 2.24'te gösterildiği gibi açılmasına göre daha zordur. Bunun başlıca sebebi, tahliye sistemi valfi kapanırken egzoz gazlarına karşı kuvvet uygulanması gerekmektedir. Aksine, valf açılırken de egzoz gazlarının basınç etkisi kapağın açılmasına yardımcı olmaktadır.

Elektrik kontrollü sistemlerde ise konumun hızlıca ve yüksek doğrulukta tahmin edildiği gözlemlenmiştir. Ek olarak, valf açılırken ve kapanırken herhangi bir fark gözlemlenmemiştir.

Sonuç olarak, elektrik kontrollü tahliye sistemlerinin kontrolcüleri daha doğru çalışmaktadır. Bu tip kontrolcülerin kontrolü daha kolaydır ve gözlenene göre de pnömatik sistemlerde açılış ve kapanış konumlarının aynı olmamasından dolayı bu tip sistemlerin kontrolü daha zordur. Ek olarak, pnömatik sistemlerde hedefi aşma miktarı ve aşma süresinin de geniş aralıkta olduğu gözlemlenmiştir.

3. MOTOR PERFORMANS MODELİ KORELASYON ADIMLARI

3.1 1-B Motor Simulasyon Programları

1 boyutlu akış analizi simülasyon programları Euler denklemlerini kullanarak analizlerini yapmaktadırlar. Borulardan boru yüzeyine olan ısı transferi ve boruların iç sürtünmeleri kütle, momentum ve enerji denklemleri kullanılarak hesaplanır. Oluşturulmuş olan boru modellerinde daha önceden belirlenmiş kesit aralıklarında hesaplamalar yapılır fakat bunu yaparken akış yönü dikkate alınmaz.

Günümüzdeki 1 boyutlu akış analizi yapan yazılımları inceleyecek olursak, bu tür simülasyon yazılımları istenen çalışmaları başarıyla sonuçlandırmaktadırlar. Bu tez kapsamında simülasyon programlarından GT-SUITE yazılımı kullanılmıştır. Bu programlar kullanılarak entegre şekilde motor performans modelleri kurulup simülasyon yapılabilir. Ek olarak, motor performans modelini soğutma modeliyle birlikte entegre şekilde çalıştırıp, gerçek araç datası korelasyonu ve parça seçim çalışmaları yapılabilmektedir. Bunu yaparken de her bir parçanın matematiksel modellerini fiziksel denklemlerle birleştirirler ve sıcaklık, basınç, debi, sürtünmeler, akustik gürültü hesaplama ve elektrikli araç pil tüketimi gibi parametreleri hesaplayabilirler. Modellerin korelasyonu tamamlandıktan sonra artık matematiksel ve fiziksel bir motor performans modelimiz oluşmuş olur ve bu modeli, motorun hiç gerçek datasının olmadığı koşullarda sanal olarak çalıştırılmasıyla olabilecekler öngörülebilir bir hale gelir. Bu öngörülere dayanarak, analizin yapıldığı koşullardaki motor parçalarının sıcaklık, basınç veya hız limitlerine girip girmediği görülebilir ve buna göre daha motor yapılmadan önceki tasarıma ve parça seçimine yön verebilir.

Korelasyon aşamalarından bahsetmek gerekirse; öncelikle dinamometrede motor deney çalışmaları yapılır. Bu çalışmaların sonuçları alınır ve daha önceden fiziksel özellikler açısından oluşturulmuş modelde korelasyon çalışması yapılır. Fiziksel özellikler açısından oluşturulmuş modelin temel olarak içermesi gereken veriler türbin, kompressör, gaz kelebeği, valf zamanları, boru hacim ve sürtünmesi açısından fiziksel özellikleri belirli seviyede girilmiş modelden bahsedilmektedir.

Bu tür modelleme ve simülasyon işlemleri 3 boyutlu akış analizi programları kullanılarak da yapılabilmektedir. Fakat 3 boyutlu akış analizi programramları kullanılarak kompleks yapılarda yapılan analiz süreleri çok uzun olmaktadır. Bu nedenle, 1 boyutlu akış analizi modelleri kısmi olarak 3 boyutlu akış analizi programlarıyla modellenmiş fiziksel hesaplamaları kullanarak güncellenir. Örnek vermek gerekirse, egzoz manifoldundaki akış 3 boyutlu yazılımlarla detaylı olarak hesaplandıktan sonra parçadaki sürtünmeler, hacim ve ısı iletim katsayısı 1 boyutlu modelde kullanılır. Yapılacak olan diğer iteratif çalışmalar 1 boyutlu analiz üstünden devam ettirilerek zamandan tasarruf edilmiş olur.

Bu tez kapsamında kullanılan yazılım GT-SUITE olduğu için GT-SUITE'de yapılabilenler ve elde edilebilen sonuçlar şu şekildedir [16].

Yapılabilenler;

- Manifold tasarımı ve korelasyonu
- Valf profili ve zamanlama optimizasyonu,
- Aşırı doldurma sistemi eşleştirme; tahliye sistemli veya değişken geometrili
- EGR sistemi performansı
- Manifold duvar sıcaklıkları hesabı
- 3 boyutlu analiz programlarıyla entegre çalışabilmek (CONVERGE, Star-CD, Star-CCM+ veya FLUENT)
- Silindir ve parçaları üstünde termal analizler yapabilmek
- Yanma analizi
- Aktif ve pasif kontrol sistemleri
- Hava emiş ve egzoz ses analizleri
- Gürültü kontrolü için yankılayıcı ve susturucu tasarımı
- Değişken hız ve yüklerde aşırı doldurma sistemi kontrol ve cevabı
- Egzoz emisyon ve sonradan müdahale sistemleri

Sonuçlar;

- Motor hacimsel verimi, gücü ve momenti
- Akış debileri ve akış hızları
- Her motor elemanından geçen gazların basınç ve sıcaklık değerleri
- Boru, ayrışan akış boruları (T tipi boru vs.) duvar sıcaklıkları
- Dizel ve Benzinli motorlarda tahmin edilebilir yanma oranları

- Benzinli motorlarda NOx tahmini ve vuruntu hesabı
- Dizel motorlarda NOx ve kurum hesaplama
- Egzoz sistemlerinin kimyasal modellenmesi
- Isı transferi
- Dış bir mikrofon kullanımıyla gürültü hesaplama
- Ani değişen motor hızı ve motor yüklü analizde oluşan gürültü hesabı
- Oktav bantlarında gürültü analizi (1, 1/3, 1/10)

3.2 Motor Modelleme Adımları

Modelleme ve analizler GT-SUITE programıyla yapıldığı için görseller bu program üstünde anlatılacaktır. Motor performans modeli de birebir deney motorunu temsil etmektedir. Ortamdan alınan hava, hava filtresinde ve bağlantı noktalarında basınç kaybına uğrayarak kompresöre ulaşır. Kompresörde ısınan sıkıştırılmış hava motora ilerlerken bir ara soğutucudan geçer ve buradan da hava emiş manifolduna ulaşır. Hava emiş valflerinin açılmasıyla birlikte manifoldda bekleyen sıkıştırılmış hava, hem kendi basıncının yüksekliği hem de pistonun alt ölü noktaya ilerlemeyle oluşturduğu vakum etkisiyle silindirlere girer. Silindirlerde oluşan yanma sonucunda egzoz valflerinin açılmasıyla birlikte artık egzoz gazları egzoz manifoldunda toplanır. Egzoz manifoldundan ortama atılmak istenen egzoz gazları türbinden geçer ve sonrasında havaya atılır. Normal motorlarda egzoz gazı arındırma sistemi bulunur fakat deney motorunda bu sistem bulunmadığı için modelde de kullanılmamıştır. Deney motorunda türbin çıkış basıncı bir PID kontrollü valfin kullanımıyla yapılır. Bunun yapılmasının sebebi de motorda sanki egzoz gazı arındırma sistemi varmış gibi bir özellik kazandırmaktır. Aynı türbin çıkış basıncını sağlayacak şekilde benzer özellikte valf, modelde de kullanılmaktadır.

Deney motorunda, her 100 d/dk için veri toplanmıştır. Alınan veriler, motorun alınan motor hızındaki en yüksek gücü veren noktalardır ve yapılan motor testine tam yük motor testi denilmektedir.

Fiziksel data kullanılarak model korelasyonu yapmanın amacı bir motor performans modeli oluşturmak ve oluşturulan bu modelin sonuçlarının gerçek deney verisiyle kıyaslamaktır. Korelasyonu yapılmış olan model kullanılarak, yapılabilecek olan donanım değişimleri öngörülebilir. Ek olarak, deney motorunda yapılabilecek olan kalibrasyon değişikliklerini deney motoru kullanılmadan model üstünde uygulayarak

sonuçlar alınabilir. Modelin matematiksel veriye dayanmadan; fiziksel bir model olmasından dolayı sonuçlar ileri seviyede güvenilirliğe sahiptir.

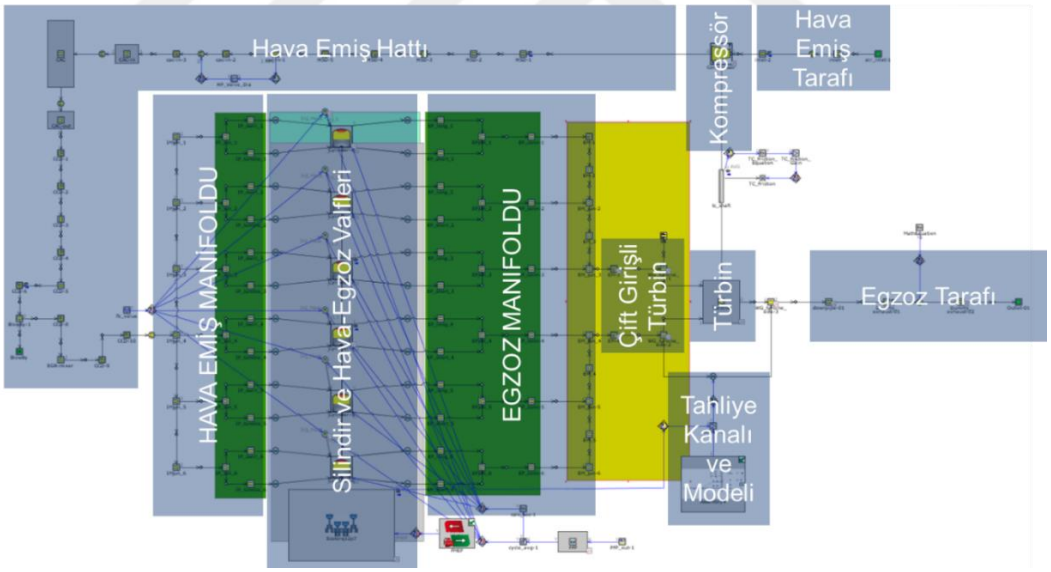
Motor deneyi yapılırken, ölçüm yapılması gereken noktalarda doğru bir şekilde ölçüm alınması, motor performans modelinin sonuçlarını da gerçeğe daha yakın olmasını sağlar.

Deney Motorunda Alınması Gereken Veri Listesi	
Motor Hızı	d/dk
Motor Momenti	Nm
Motor Gücü	PS
Özgül Yakıt Tüketimi	g/kWh
Kütlesel Hava Debisi	kg/h
Kütlesel Yakıt Debisi	kg/h
Maksimum Silindir İçi Basıncı	bar
EGR Oranı	%
Çevre Basıncı	bar
Çevre Sıcaklığı	°C
Kompresör Giriş Sıcaklığı	°C
Kompresör Giriş Basıncı	bar
Kompresör Çıkış Sıcaklığı	°C
Kompresör Çıkış Basıncı	bar
Ara Soğutucu Giriş Sıcaklığı	°C
Ara Soğutucu Giriş Basıncı	bar
Ara Soğutucu Çıkış Sıcaklığı	°C
Ara Soğutucu Çıkış Basıncı	bar
Doldurma Gazı Sıcaklığı	°C
Doldurma Gazı Basıncı	bar
Hava Emiş Manifoldu Sıcaklığı	°C
Hava Emiş Manifoldu Basıncı	bar
Egzoz Manifoldu Sıcaklığı	°C
Egzoz Manifoldu Basıncı	bar
Türbin Giriş Sıcaklığı	°C
Türbin Giriş Basıncı	bar
Türbin Çıkış Sıcaklığı	°C
Türbin Çıkış Basıncı	bar
EGR Soğutucu Çıkış Sıcaklığı	°C
Aşırı Doldurma Sistemi Şaftı Hızı	d/dk
Püskürtülen Yakıt Miktarı	mg/strok
Püskürtülen Yakıt Açısı	deg
Türbin Geometri Konumu	%
Tahliye Kanalı Valf Konumu	mm
EGR Valfi Konumu	%
Hava Emiş Kelebeği Konumu	%
Egzoz Kelebeği Konumu	%

Çizelge 3.1 : Deney motorundan alınan veriler.

Deney motorundan Çizelge 3.1'deki verilerin alınmasıyla birlikte motor performans modeli kurulmaya başlanabilir. Alınan veriler kullanılmadan önce modele uygulanabilecek şekilde hazırlanır. Bu veriler, model için input olarak kullanılabileceği gibi sonuçların karşılaştırılmasında da kullanılabilir. Model sonuçları, özelleştirilmiş tolerans bantları içinde kıyaslanır. Tolerans bantlarının aralığı, ölçümden kaynaklı hataları kapsayacak şekilde oluşturulmaktadır. Ek olarak, tolerans bantları korelasyonun yeterliliğini gösteren bir diğer unsurdur.

Deney motorundan alınan bütün basınç değerleri efektif basınçtır. Bunun anlamı da okunan basınç datalarının çevre datalarından ne kadar fazla ya da ne kadar az olduğunu göstermesidir. Ölçülen basınçlar mutlak basınca dönüştürüldükten sonra kullanılması ya da başka verilerle kıyaslanması gerekmektedir. Ölçülen bütün basınç değerleri bar olarak alınır fakat sistem kayıpları kPa olarak gösterilir. Ek bir neden sunulmadıkça da bütün akış verisi kg/h olarak ölçülür ve raporlanır. Dinamometre test verileri kullanılmadan önce kontrol edilmelidir, çünkü bazen parametrelerle ilgili bazı hatalar ve tutarsızlıklar olabilir.



Şekil 3.1 : 1-B motor performans modeli.

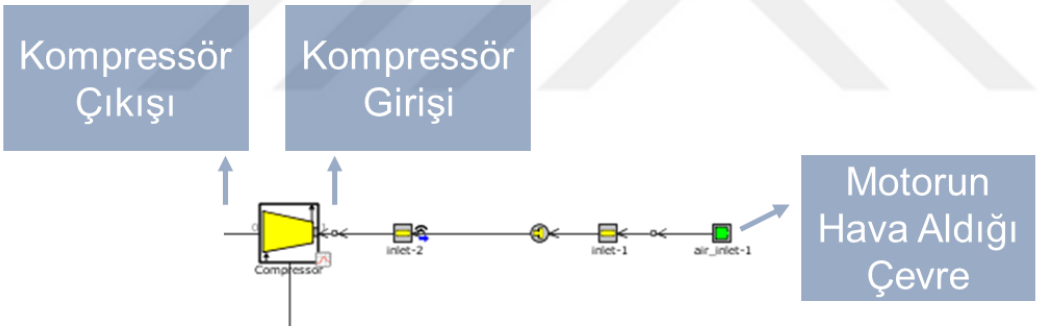
Motor modeli, kısımlar olarak şekil 3.1'deki gibi gösterilmiştir. Modelleme adımlarında sırasıyla şu kısımların korelasyonu yapılmıştır.

- Hava emiş sistemi,
- Kompressör modelleme,
- Hava emiş hattı modellemesi
- Hava emiş manifoldu modellemesi

- Hava emiş ve egzoz valflerinin modellenmesi
- Yanma modellemesi ve silindir, piston, kafa blok ısı transferi hesalanması,
- Egzoz manifoldu modellemesi
- Çift girişli türbin modellemesi
- Tahliye kanalı modellemesi
- Egzoz hattı modellemesi

3.2.1 Kompresör öncesi hava hattının modellenmesi

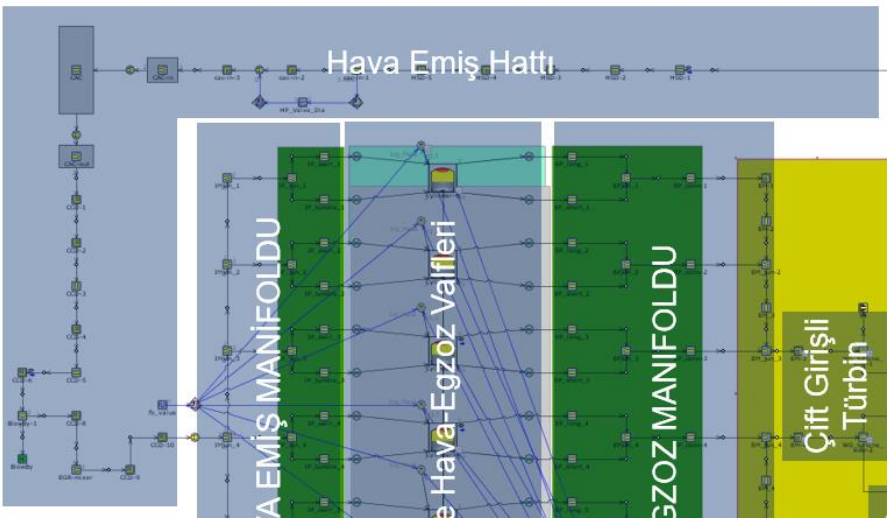
Motor deneyindeki zamana bağlı çevre sıcaklığı ve çevre basıncı modelin girişinde ayarlanır. Kompressörün giriş basınç sensöründe okunan veriyi tutturmak üzere motor emiş kısmındaki basınç kaybı bir orifis kullanılarak hesaplanır. Modelin, verideki kompressör giriş sıcaklığını tutturduğu da gözlemlendikten sonra kompressör çıkışındaki basınç ve sıcaklık ayarlaması yapılır. Kompressör haritası imalatçıdan alındığı için bu değerlerin tutması beklenir. Motorun çektiği hava sabit olduğundan dolayı, kompressör ve motor arasındaki basıncın tutması için aradaki boru, manifold, ara soğutucu gibi parçaların hacimlerinin doğru modellenmesi gerekir.



Şekil 3.2 : Hava emiş tarafı.

3.2.2 Kompresör sonrası hava hattı modellenmesi

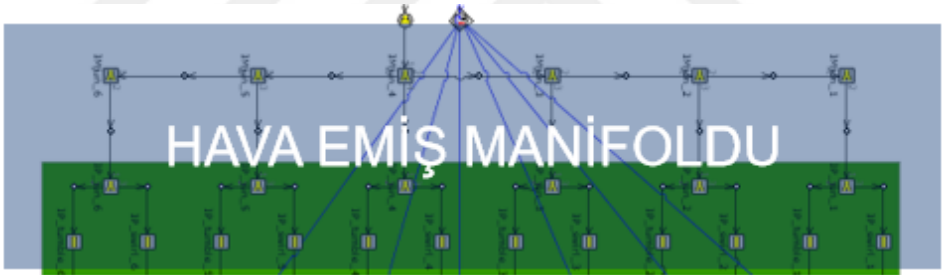
Hava emiş hattı tasarımındaki en önemli kısım, parçaların hacimlerinin doğru şekilde girilmesidir. Bu işi yaparken de parçaların çizim dosyalarından faydalanılarak doğru parçaya doğru hacim girilir. Dikkat etmek gereken diğer noktsa ise bu hat üstündeki basınç kayıplarının doğru hesaplanmasıdır. Bunu yaparken de kompressör çıkışındaki ve manifold girişindeki basınç verilerinden faydalanır. Yine bir orifis kullanılarak buradaki basınç kaybı modellenmektedir.



Şekil 3.3 : Hava emiş hattı.

3.2.3 Hava emiş manifoldu modellenmesi

Hava emiş manifoldu modellenirken de yine hacimlerin doğru şekilde girilmiş olması gerekmektedir. Ek olarak, buradaki ısı transfer kat sayıları kullanılarak motorun hacimsel veriminin daha doğru hesaplanması sağlanır.



Şekil 3.4 : Hava emiş manifoldu.

3.2.4 Hava emiş ve egzoz valflerinin modellenmesi

Bu kısımda silindir hava emiş ve egzoz valflerinin modellenmesi gösterilmiştir.



Şekil 3.5 : Silindir ve hava-egzoz valfleri.

Supap zamanları daha önceden belirlenmiş olup, krank mili açısına göre profilleri modele girilir. Supap kısılma katsayıları 3 boyutlu akış analizi yapılarak veya test yapılarak çıkartılır ve 1 boyutlu akış analizi modelinde kullanılır.

Vanalar, gaz kelebeği, bilyalı vanalar ve deliklerde her iki yönde de debinin ve basınç düşüşünün hesaplanabilmesi için yerel kısılma katsayılarının girilmesi gerekir. Bu katsayılar; $\dot{m}$ kütlesel debi (kg/s), A_{eff} efektif kesit alanı, ρ_{is} boğazdaki akış öz kütlesi, ρ_0 akış girişindeki öz kütle, U_{is} boğazdaki izantropik hız, C_d yerel kısılma katsayısı, A_R referans hava alanı, R gaz sabit, T_0 akış girişindeki sıcaklık ve γ özgül ısıl oranı (300K hava için 1,4) olmak üzere izentropik hız denkleminden faydalanılarak hesaplanır.

$$\dot{m} = A_{eff}\rho_{is}U_{is} = C_D A_R \rho_{is} U_{is} \tag{3.1}$$

$$\rho_{is} = \rho_0 (P_r)^{1/\gamma} \tag{3.2}$$

$$U_{is} = \sqrt{RT_0}\left\{\frac{2\gamma}{\gamma - 1}\left[1 - P_r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]\right\}^{1/2} \tag{3.3}$$

$$P_R = Mutlak\ basınç\ oranı = \left(\frac{Statik\ Çıkış}{Total\ Giriş}\right) \tag{3.4}$$

Kritik hava veya tıkalı hava durumu olup olmamasına göre kısılma katsayısı değişiklik göstermektedir. Eğer denklem 3.5 sağlanamazsa akış şok bölgesinde veya kritik akışın olduğu yerde olduğunu göstermektedir. Mutlak basınç oranının daha büyük olması durumunda akış hızı ses hızını aşar ve basınç artışı olsa da debi değişmez.

$$P_r \leq \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \tag{3.5}$$

Bu durumun gözlemlenmesi durumunda da aşağıdaki formulasyon kullanılır.

$$\dot{m} = A_{eff}\rho_{is}U_{is} = C_D A_R \rho_{is} U_{is} \tag{3.6}$$

$$\rho_{is} = \rho_0 \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \tag{3.7}$$

$$U_{is} = \sqrt{\gamma RT_0}\left\{\frac{2}{\gamma + 1}\right\}^{1/2} \tag{3.8}$$

Orifisler için kısılma katsayısı hesaplanırken, referans alan A_R orifisin çapından hesaplanmalıdır. Kelebekler, küresel valfler ve diyaframlı valfler ve çek valfler için kısılma katsayısı hesaplanırken referans alan A_R referans çaptan hesaplanmalıdır. Referans hava değeri, açı veya konuma bağlı değişmeksizin sabit kalmalıdır. Kam tahrikli valfer için 2 tane özellik mevcuttur.

- Kısılma katsayısı C_D hesaplanırken, referans kesit alanı A_R'den faydalanır ve alan bütün konum/çap değerleri için sabit kabul edilerek kullanılır.

$$A_R = \frac{\pi}{4} * d_{ref}^2 \tag{3.9}$$

Bu metot kullanılırken, konuma bağlı tahliye kanalı yerel kısılma katsayıları eğrisi sıfırdan başlamalıdır.

- Tahliye kanalı kısılma katsayısı C_D, referans alan A_R kullanılarak da hesaplanabilir ve her bir valf konumu ve çap değerinin oranı L/D için bir alan hesaplanır.

$$A_R = \pi * d_{ref} * L \tag{3.10}$$

Bu metot kullanılırken, tahliye kanalı kısılma katsayısı eğrisindeki ilk değer sıfır olmamalıdır.

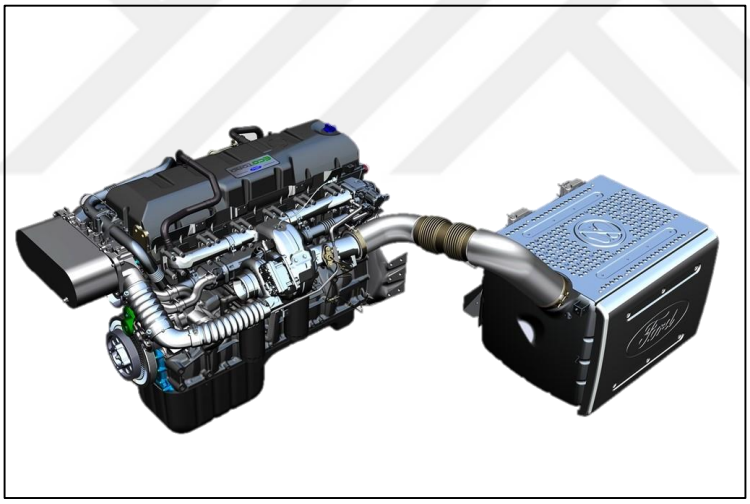
3.2.5 Silindir Modellemesi

Motor performans modelinin silindirinde kullanılan parametreler aşağıdaki gibidir:

- Motor tipine göre enjeksiyon sistemi seçimi
- Silindir sıra ve sayısı
- Motor zamanının belirlenmesi
- Silindir çapı, boyu ve sıkıştırma oranı
- Piston kolu uzunluğu
- Üst ölü noktada boşluk
- Sürtünme modeli
- Motor modelinin çalışmaya başladığı koşullar
- Soğutma suyu ve yağ sıcaklığı girdisi
- Motor kafa, piston ve silindir duvarı ısı transferi katsayılarının girilmesi
- Hacimsel verim hesap referans değerlerinin belirlenmesi
- Yanma yöntemi seçimi,

- Soğutma yöntemi seçimi,
- Motor üsündeki kafa blok, silindir ve piston malzemelerinin seçimi,

Geometrik ve fiziksel olarak motor tanımlandıktan sonra modellemeyle ilgili parametreler ve yöntemler belirlenir. Motor, fiziksel olarak 12.7 litre hacminde ve 480 HP güce sahiptir ve motorda EGR sistemi bulunmamaktadır. Motor 6 silindirli olup piston çapı 130mm ve strok 160 mm'dir. Deney motorunda yapılan testler de motorun gerçekte çalışacağı motor hızı aralıkığı olan 600 d/dk ve 2000 d/dk olarak belirlenmiştir. Motorun sıkıştırma oranı 17:1 olarak seçilmiştir ve motoru daha ucuz hale getirmek için piston malzemesi olarak alüminyum kullanılmıştır. Malzeme özelliğine bağlı olarak maksimum silindir içi basıncı limiti 180 bar olarak belirlenmiştir. Motorun ucuz olması için yapılan bir diğer tasarım da aşırı doldurma sistemi türbinini FGT (sabit geometreli aşırı doldurma sistemi türbini) olarak tasarlanmasıdır. Motor özellikleri çizelge 3.2'de özetlenmiştir. Deney motorunun temsili görüntüsü ve şekil 3.6'daki gibidir. gibidir.



Şekil 3.6 : Deney motorunun bilgisayar destekli ortamdaki çizimi.

480 BG 12.7 Litre EU 6 Dizel Motoru	
Motor Tipi	Dizel Motor
Silindir Sayısı	Sıralı 6
Silindir Çapı	130 mm
Piston Strok Boyu	160 mm
Toplam Hacim	12.7 L
Sıkıştırma Oranı	17:1
Maksimum Güç	480 Beygir Gücü
Maksimum Güçteki Devir Sayısı	1800 d/dk
Maksimum Moment	2200 Nm (1000-1200 d/dk)
Maksimum Momentteki Devir Sayısı	1200 d/dk

Çizelge 3.2 : Deney motorunun fiziksel özellikleri.

Asıl önemli ve zor olan kısım silindir modellemesidir. Silindir modellemesinde piston, silindir duvarı ve kafa blok ısı transferleri modellenir. Ek olarak yanma profili çıkartılır. Buradaki optimizasyon çalışması yapılırken de deney verisinin sayısına bağlı olarak sonuçların tutarlılığı artar.

Simülasyondaki motor modelinde yanma korelasyonu DI-Wiebe [17] fonksiyonu kullanılarak yapıldı. Bu foksiyon, direkt enjeksiyon için yanma hızını belirlenmiş parametrelere göre sabit tutar, sıkıştırma ateşlemeli motorlarda kullanılır. Bu fonksiyon sadece silindire direkt enjeksiyonlu motor modellemesinde kullanılabilir. Bu modellemede enjeksiyon profilinin yanma hesaplamasına bir etkisi yoktur. Fonksiyonda 3 tane eğri hesaplanır ve bu eğrilerde tipik sıkıştırma ateşlemeli motorlarda tek enjeksiyonlu motor modellerinde kullanılır.

Wiebe foksiyonunun girdileri şu şekildedir;

SOI	Enjeksiyonun başladığı krank açısı
ID	Enjeksiyonun başladığı açı ile yanmanın başladığı açı arasında geçen süre
DP	Krank açısı cinsinden ön yanma süresi, yanma profilinin ilk ve son %10 kısmı hariç tutulur.
DM	Krank açısı cinsinden ana yanma difüzyon süresi, yanma profilinin ilk ve son %10 kısmı hariç tutulur.
DT	Krank açısı cinsinden yanma süresi, yanma profilinin ilk ve son %10 kısmı hariç tutulur.
FP	Yanma öncesindeki ön karışım oranı
FT	Ana yanma dışında olan yanmadaki yakıt oranı
EP	Ön Karışım Katsayısı
EM	Ana Yanma Katsayısı
ET	Art Yanma Katsayısı
CE	Yanma Oranı (Yanma Verimi olarak da bilinmektedir.)

Çizelge 3.3 : DI-Wiebe fonksiyonu parametreleri.

$$\mathrm{FM} = (1 - F_P - F_T) \tag{3.11}$$

$$\mathrm{WC}_P = \left[\frac{D_P}{2{,}302^{\,1/(E_P+1)} - 0{,}105^{\,1/(E_P+1)}} \right]^{-(E_{P+1})} \tag{3.12}$$

$$WC_M = \left[\frac{D_M}{2{,}302^{1/(E_M+1)} - 0{,}105^{1/(E_M+1)}}\right]^{-(E_{M+1})} \quad (3.13)$$

$$WC_T = \left[\frac{D_T}{2{,}302^{1/(E_T+1)} - 0{,}105^{1/(E_T+1)}}\right]^{-(E_{T+1})} \quad (3.14)$$

3.2.5.1 Yanma oranı hesabı

Toplam yanma oranı normalize edilerek 1'e eşitlenir. Yanma 0'dan başlar (%0 yanma) ve yakıt yanma oranı özelliğine göre 1'e (%100 yanma) ulaşır.

$$\begin{aligned} Yanma\ (\theta) = {} & (CE)(F_P)\left[1 - e^{-(WC_P)(\theta - SOI - ID)^{(E_P+1)}}\right] \\ & + (CE)(F_P)\left[1 - e^{-(WC_P)(\theta - SOI - ID)^{(E_P+1)}}\right] \\ & + (CE)(F_P)\left[1 - e^{-(WC_P)(\theta - SOI - ID)^{(E_P+1)}}\right] \end{aligned} \quad (3.15)$$

3.2.5.2 Silindir duvarı, piston ve kafa blok ısı transferi

Motordaki duvar sıcaklığı ve duvar tarafından yağa ve motor soğutma suyuna aktarılan ısı hesabı Woschni denklemlerine dayanan GT-SUITE yazılımında WoschniGT olarak tanımlanan fonksiyon kullanılarak yapılır. Silindir içi ısı transferi girdap olmadan klasik Woschni korelasyonunu yakından taklit eden bir formülle hesaplar (Internal Combustion Engine Fundamentals" by John B. Heywood). En önemli özelliği, hava emiş ve egzoz supaplarının açık olduğu aralıkta ısı taşınım katsayılarını değiştirmesidir. Buradaki ısı transferi, hava emiş supaplarından içeri giren akışın hızına ve ayrıca egzoz supaplarından geri akışın olduğu durumlarda arttırılır. Bu modelleme seçeneği, motor deneyinde girdabın verilerinin alınamadığı durumlarda önerilir.

Woschni fonksiyonunda ısı iletim katsayısı; h_c ısı iletim katsayısı $(W/m^2.K)$, B silindir iç çapı (m), K_1&K_2 sabit, p silindir basıncı (kPa), T silindir sıcaklığı (K), w silindir içi ortalama gaz hızı (m/s), C_1&C_2 sabit, $\bar{S}_p$ ortalama piston hızı (m/s), T_r yanma başlangıç sıcaklığı (K), p_i yakıt atıldığı durumdaki silindir basıncı (kPa), p_r yanma başlangıç basıncı (kPa), V_d silindir strok hacmi (m^3), $\dot{m}$ anlık hava debisi (kg/s), m_{cyl} anlık silidir içi kütlesi (kg) ve f motor frekansı $(devir/saniye)$ olmak üzere denklem 3.16 kullanılarak belirlenir.

$$h_{c(Woschni*)} = \frac{K_1 * p^{0.8} * w^{0.8}}{B^{0.2} * T^{K_2}} \quad (3.16)$$

WoschniGT modeli için $K_1 = 3.01426$ ve $K_2 = 0.5$ olmaktadır.

Silindir içi ortalama hız ise denklem 3.17 kullanılarak hesaplanır.

$$w = C_1 \bar{S}_p + C_2 \frac{V_d T_r}{P_r V_r} (p - p_m) \quad (3.17)$$

WoschniGT için;

$$C_1 = 2{,}28 + 3{,}9 MIN\left(\frac{\dot{m}_{in}}{m_{cyl} * f}, 1\right) \quad (3.18)$$

$$C_2 = \begin{matrix} 0\,, hava\ değişimi\ sıkıştırmada \\ 0{,}00324\,, yanma\ ve\ genişlemede \end{matrix} \quad (3.19)$$

Fonksiyon kullanılarak hesaplanan ısı transferi piston, kafa blok ve silindir duvarlarına doğru olur. Aşağıdaki fiziksel parametreler, ısı transferini hesaplamak için modele girilmelidir.

- Isı iletilen yüzey alanı
- Motor yağ sıcaklığı
- Soğutma suyu sıcaklığı
- Malzeme seçimi veya malzemenin ısı kapasitesi
- Yüzey kalınlığı

3.2.5.3 Motor sürtünmesi ve yardımcı yüklerin hesaplanması

Motor sürtünmeleri ve yardımcı yüklerin (su pompası, radyatör fanı vb.) hesaplanmasında Chen-Flynn [18] modeli kullanılmaktadır. Motorda oluşan toplam sürtünme $FMEP$; P_{max} maksimum silindir içi basıncı, $Speed_{mp}$ ortalama piston hızı, C sürtünme sabiti, PF maksimum silindir içi basıncı faktörü, $MPSF$ ortalama piston hızı faktörü, $MPSSF$ ortalama silindir içi basıncı kare faktörü olmak üzere denklem 3.20 kullanılarak hesaplanır.

$$FMEP = C + (PF * P_{max}) + \left(MPSF * Speed_{mp}\right) + (MPSSF * Speed_{mp}^2) \quad (3.20)$$

Kullanılan fonksiyon; toplam motor sürtünmesinin maksimum silindir içi basıncı, ortalama piston hızı ve ortalama piston hızının karesi şeklinde türetilmiş bir ampirik modeldir. Motor sürtünmeleri için deneyler yapılmışsa, bunlar Chen-Flynn modelini

iyileştirmek için kullanılabilir. Sürtünmeyi ölçmek için genelde kullanılan 2 yöntem vardır. Birinci yöntemde dinamotrenin motoru çevirerek yüksüz motorda yani yakıt harcanmayan motorda belirli aralıklı hızlarda dinamometreden ölçüm almak ve ikinci yöntem motor yüklüyken silindir içi basınç sensöründen hesaplanan ortalama indike basıncından dinamometrede hesaplanan ortalama efektif basınçtan çıkartmaktır. Bahsedilen yöntemlerdeki veriler kullanılarak Chen-Flynn modeli denklemi faktörlerinde iyileştirilmeler yapılmıştır.

3.2.5.4 İndike, brüt ve pompalama ortalama efektif basıncı hesabı

Silindirin ürettiği ortalama indike basınç $IMEP$ olarak tanımlanır. PV diyagramındaki pozitif yükler brüt ortalama efektif basıncı hesabında kullanılır. Pompalama efektif ortalama basıncı $PMEP$ da PV diyagramında negative işin yapıldığı kısımdır. Ortalama efektif basınç, silindirin net işi olarak tanımlanır.

$$GMEP - PMEP = IMEP \tag{3.21}$$

Ayrıca, sürtünme ortalama efektif basınç değeri de vardır ve bu değer hesaplama yöntemiyle bulunabilir. Fren ortalama efektif basıncı, $IMEP$ ve $FMEP$ değerleri kullanılarak bulunabilir.

$$IMEP - FMEP = BMEP \tag{3.22}$$

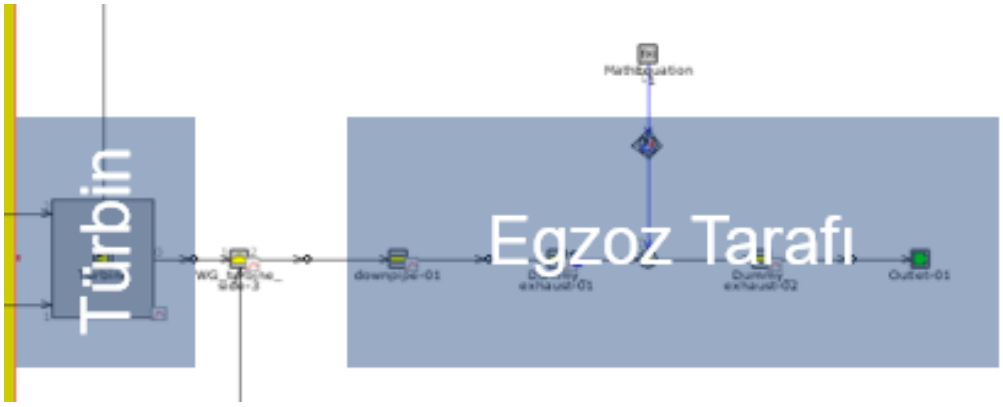
Silindir için basıncının integralinin alınması durumunda $IMEP$ hesaplanır. $IMEP$, basınç analizinin bir sonucu olarak hesaplanır ve $BMEP$'ten $FMEP$ kadar büyüktür.

3.2.6 Türbin ve egzoz tarafı modellenmesi

Türbin modellerken, çift girişli türbini temsil edecek şekilde modellemeye dikkat etmek gerekir. GT-SUITE yazılımında tahliye kanalını yazılımın kütüphanesindeki "Turbine" objesiyle modelleyemiyoruz çünkü yazılımın mantığında her iki türbin girişinde de tahliye olacak şekilde ayarlama yapılabiliyor. Bu noktaya dikkat edildikten sonra tahliye kanalını bu objeyi kullanmadan ayrı bir tahliye kanalı hattı modelleyerek korelasyona devam edilir. Bu konuya tahliye kanalı modellenmesi başlığı altında ayrıntılı olarak devam edilecektir.

Egzoz tarafı için ise dikkat edilen husus, deney datasında ölçülen türbin çıkış basıncını sağlayacak şekilde, çevre koşulu ve türbin çıkışı arasındaki kısılmalar hesaplanarak

korelasyon sağlanır. Exhaust manifoldundaki ısı kaybı hesabını da burada modellenen yapının ısı iletim katsayıları 3 boyutlu (3B) çalışmadan faydalanılarak hesaplanmaktadır.



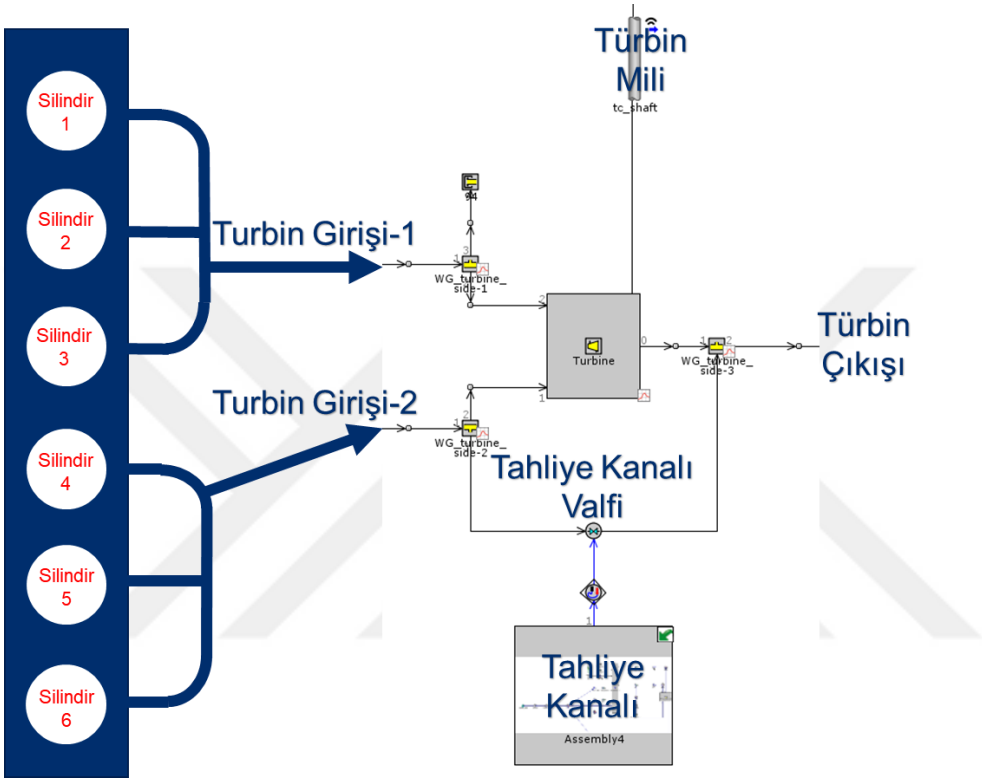
Şekil 3.7 : Türbin ve egzoz tarafı.

3.2.7 Pnömatik tahliye sistemi modelleme adımları

GT-SUITE programında modellenmiş olan motor performans modelinde tahliye sistemi modellenirken, model korelasyonu PID kontrolcü kullanılarak yapılmıştır. Bunu yaparken de, tahliye sistemi bir orifis gibi modellenmiş ve bu orifisin çapı PID kontrolcüyle değiştirilerek motor test datasıyla korelasyon yapılmıştır. Bu şekilde korelasyon tamamlandıktan sonra tahliye sistemi gerçekle birebir benzer yapıda modellenmiştir ve bu modelin korelasyonu yapılmıştır. Her valf konumu için bir yerel kısılma katsayısı Cd hesaplanmıştır. Korelasyonun sonucunda, gerçekle aynı konumu verip vermediği GT-SUITE modeliyle kıyaslanmıştır.

Egzoz gazlarının tamamı türbinden geçmeden dışarı atılması istendiği zaman tahliye sistemine ihtiyaç duyulur ve tahliye sistemi üstündeki kuvvetler de motorun çalıştığı hız ve yüke bağlı olarak değişir. Sistem üstüne etki eden basınçlar ve etki ettikleri alanlar gösterilmiştir. Bu alan sayesinde de etki eden kuvvetler hesaplanabilmektedir. Kompressör çıkış basıncı ve türbin giriş basıncı tahliye sistemini açmak için etki etmektedir. Bu duruma ters olarak; hava basıncı, türbin çıkış basıncı ve yay kuvveti, tahliye sistemi valfini kapatmak için etki eder. Sonuç olarak, toplam kuvvetin pozitif olduğu noktada valf hareket eder ve tahliye sistemi kapağı açılır. Valf konumu hesaplanırken de toplam kuvvet yay katsayısına bölünür ve konum metrik olarak elde edilir. Yay kuvveti ne kadar büyükse, tahliye sistemi valfi daha az hareket eder ve dışarı kaçırılan gaz miktarı azalır. Buna bağlı olarak da egzoz gazları daha fazla türbinden geçmeye başlar. Bu durumda, türbin daha fazla iş yapar ve türbin yani bir

merkezle tutturulmuş kompressör de daha fazla dönmeye başlar. Bu durumun sonucunda, kompressör daha fazla çalıştığı için motora alınan hava miktarında da artış olur. Bu durumu limitleyen türbin şaft mili hız sınırı, yay katsayısı ve tahliye sistemi alanı gibi parametreler bulunmaktadır. Bu sistem motora entegre edilmeden önce motorun çalışacağı koşullar da göz önüne alınarak, bahsedilen parametreler optimizasyon çalışması yapılması gerekmektedir.

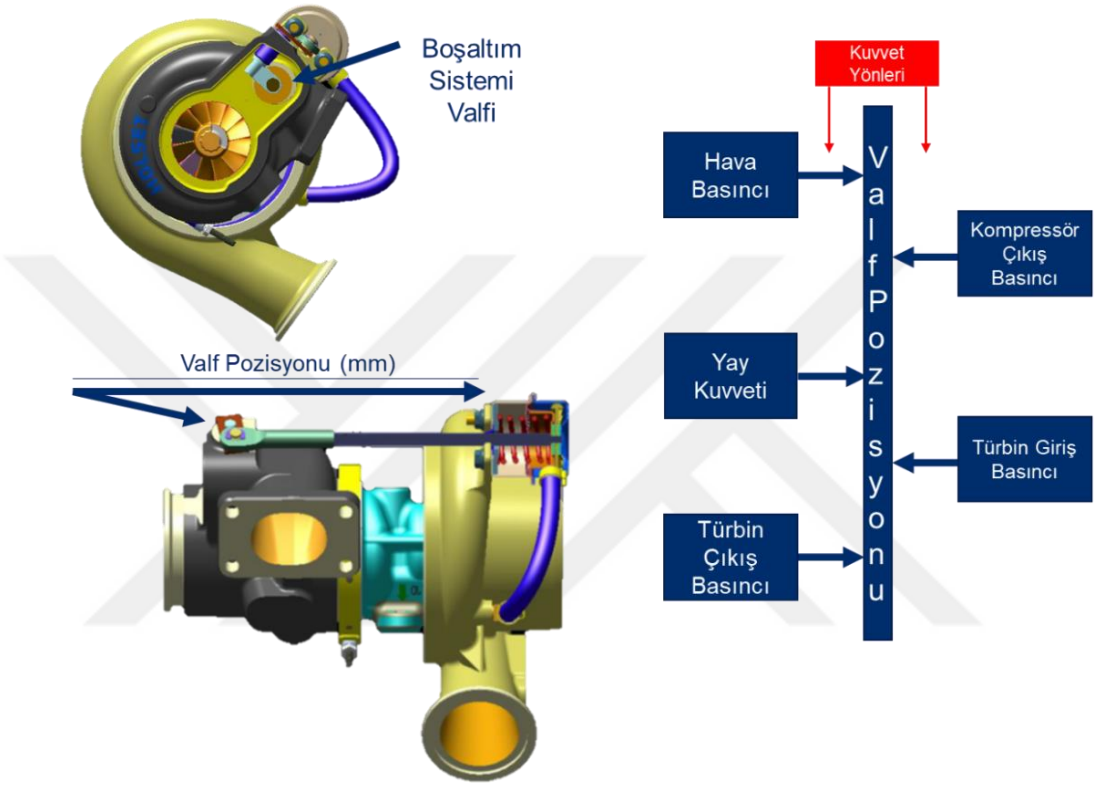


Şekil 3.8 : Çift girişli türbin ve tahliye kanalı.

Çalışmanın yapıldığı model şekil 3.8'deki gibi gösterilmiştir. Burada dikkat edilmesi gereken şey, motor egzoz çıkışlarından 1-2-3 ve 4-5-6 nolu silindirlerin çıkışları ayrı 2 grup olmak üzere aynı havuzda birleşip sonrasında türbine girmektedir. Motor silindirlerinin ateşleme sırası 1-5-3-6-2-4 olacak şekilde ayarlanmıştır. Buradan da anlaşılacağı gibi türbinin 2 ayrı girişine hava sırasıyla akmaktadır ve bu durum daha önceden de anlatıldığı gibi çift girişli türbinin verimini arttırmaktadır. Türbinin gerçek koşullardaki geometrisi birebir 1 boyutlu olarak modellenmiştir ve türbinin gerçekte olduğu gibi sadece bir girişinden egzoz gazı tahliyesi olacak şekilde aktarılmıştır.

Motor performans korelasyonunun başlangıcında sanki akıllı bir tahliye kanalı varmış gibi modelleme yapılmıştır. Yani dış basınç etkisiyle pasif olarak hareketli bir mekanizma yerine konum kontrolünün yapabildiği bir elektronik mekanizmanın olduğunu varsayarak korelasyon tamamlanmıştır. Bunu yaparken de GT'nin

kütüphanesindeki PID objesinden yararlanılmıştır. Şekil 3.9'daki görselin modellenmiş hali olan şekil 3.14'ün pasif ve mekanik kontrol yerine kullanılan bu elektronik kontrollü varsayım şekil 3.11'de gösterilmiştir. Bunu yaparken de tahliye kanalının açıklığı değiştirilerek, hava emiş manifoldu basıncını tutturacak şekilde model analizi yapılmıştır. Aşağıda gösterilmiş olan kısımda da, bu tahliye kanalı açıklığı kontrolünün nasıl yapıldığı ve gerçeği nasıl temsil edeceği anlatılmıştır.



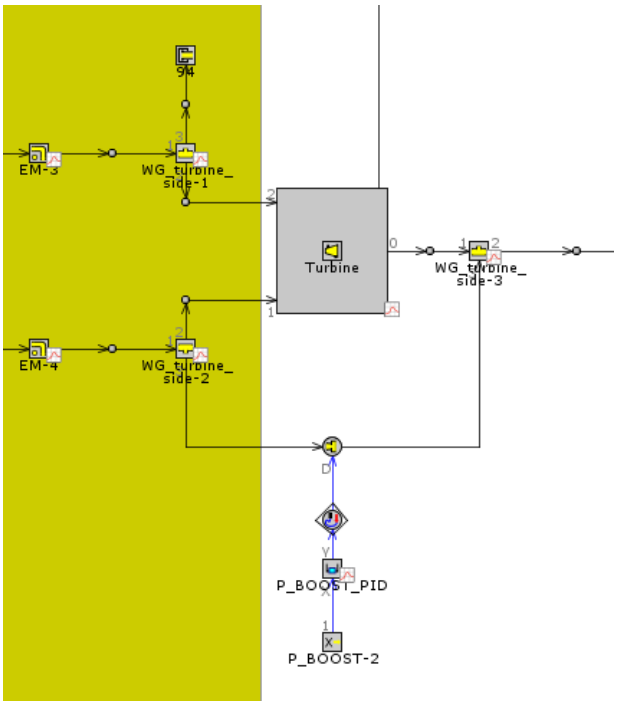
Şekil 3.9 : Tahliye sisteminin ve üstündeki yüklerin gösterimi [19].

Deney motorounda kullanılan aşırı doldurma sistemi ve bu boşaltım sisteminin tahliye kanalına gelen kuvvetler Şekil 3.9'da gösterilmiştir. İmalatçı testi görseli 3.10'da olan sistemin, türbin tarafındaki egzoz gazlarının girdiği girişlerden birinde bir valf bulunmakta ve bu valf hareket ettiğinde tahliye sağlanmaktadır. Bu valf, bir yay kullanılarak ön yüklemeye maruz kalmaktadır. Valfi açmak için herhangi bir kontrol mekanizması ve bu valfin açılması sadece motordaki bazı parametrelerin motordan istenen çalışma şekline göre değişmesiyle açılabilmektedir. Bu açılmayı da, yaya karşı gelen alan kuvvet uygulanmasıyla sağlamaktadır. Yayla birlikte bu valfi kapalı tutmak için hava basıncı ve türbin çıkış basıncı etki yapmaktadır. Bu valfi yay yönünde ittiren kuvvetler de kompressör çıkış basıncı ve türbin giriş basıncıdır. Bu basınçlar, etki ettikleri alan kadar bu valfi açmaya çalışmaktadırlar.



Şekil 3.10 : İmalatçıdan alınan tahliye kanalı test görüntüsü [19].

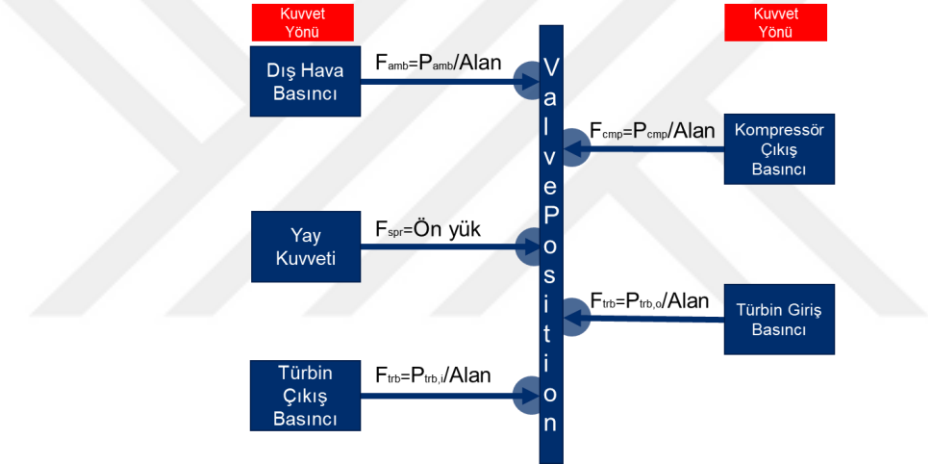
Valfe gelen olan kuvvetler hesaplandığında, valfi açacak kuvvetlerin yay kuvveti ve ön yük toplamından fazla olup valfi açabildiği veya valfi açmakta yetersiz kaldığı anlaşılabilmektedir. Bu durumdan faydalanarak; korelasyon sırasında bu valf kapalı tutulup, valfin açıldığı kısımda da açılacakmış gibi kontrol mekanizması akıllı kontrolcüyle modellenerek korelasyon sağlanmıştır. Bu korelasyon sonrasında da valflerin tahliye katsayıları hesaplanarak mekanik olarak modellendi ve yapılacak olan prototip çalışmalarında kullanılmıştır.



Şekil 3.11 : Elektronik kontrollü tahliye kanalı modellemesi.

Kontrol mekanizması GT yazılımı kütüphanesindeki PID objesi kullanılarak yapılmıştır. PID objesinde de hedef değer manifold basıncı olarak belirlenmiştir. Bu sayede deney motorundaki koşullar modelde analiz edildiğinde, formüllerle hesaplanmış ve gerçekte tahliye kanalının kapalı olduğu an modelde de tahliye kanalı kapalı olacak şekilde modellenmesiyle korelasyon tamamlanmıştır. Önce tahliyenin olmadığı alanların korelasyonu sağlandıktan sonra tahliye kanalının açık olarak modellendiği kısımda korelasyon sağlanmıştır. Böylece, motor performans modeli korelasyonu belirli bir seviyeye getirilip tahliye kanalının açık olduğu tarafında modellenmesiyle korelasyon sağlanmıştır.

				On Wastegate								Spring		Valve	
Hava Basıncı	Kompresör Çıkış Basıncı	Türbin Giriş Basıncı	Türbin Çıkış Basıncı	Hava Basıncı Alanı	Kompresör Çıkış Basıncı Alanı	Türbin Giriş Basıncı Alanı	Türbin Çıkış Basıncı Alanı	F1 (Hava Kuvveti)	F2 (Kompresör Çıkış Kuvveti)	F3 (Türbin Giriş Kuvveti)	F4 (Türbin Çıkış Kuvveti)	K (Yay Katsayısı)	Ön Yük	Valf Kuvveti (Sonuç)	Valf Pozisyonu (Sonuç)
bar	bar	bar	bar	mm^2	mm^2	mm^2	mm^2	N	N	N	N	N/mm	N	N	mm



Şekil 3.12 : Tahliye sistemine kontrolcüsündeki yükler ve yük yönleri.

Tahliye kanalının açık veya kapalı olduğu durumlar, var olan kuvvetler ve açıksa ne kadar açık olduğu; P_{amb} hava basıncı, A_{amb} hava basıncının etkidiği alan, F_{amb} hava basıncının oluşturduğu kuvvet, F_{yay} yay ön yükü, $P_{trb,o}$ türbin çıkış basıncı, $A_{trb,o}$ türbin çıkış basıncının etkidiği alan, $F_{trb,o}$ türbin çıkış basıncının oluşturduğu kuvvet, P_{cmp} kompresör çıkış basıncının etkidiği alan, A_{cmp} kompresör çıkış basıncının etkidiği alan, F_{cmp} kompresör çıkış basıncının oluşturduğu kuvvet, $P_{trb,i}$ türbin giriş basıncı, $A_{trb,i}$ türbin giriş basıncının etkidiği alan, $F_{trb,i}$ türbin giriş basıncının oluşturduğu kuvvet ve F_{valf} yaya etkiyen toplam kuvvet olmak üzere aşağıdaki denklemlerle hesaplanır.

$$F_{amb} = {}^{P_{amb}}/_{A_{amb}} \tag{3.23}$$

$$F_{trb,o} = {P_{trb,o}}/{A_{trb,o}} \tag{3.24}$$

$$F_{cmp} = {P_{cmp}}/{A_{cmp}} \tag{3.25}$$

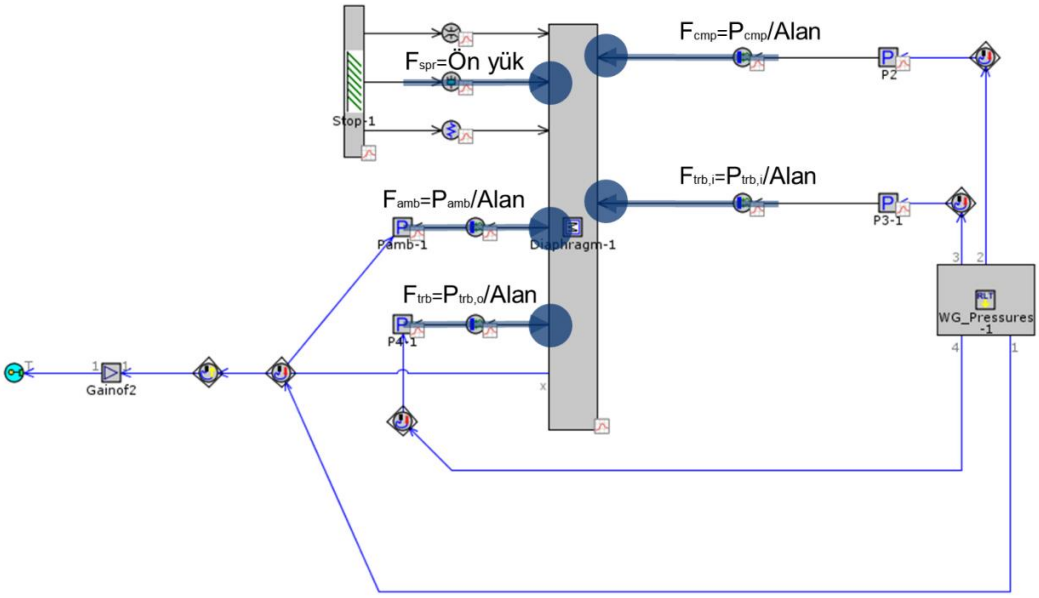
$$F_{trb,i} = {P_{trb,i}}/{A_{trb,i}} \tag{3.26}$$

$$F_{valf} = F_{cmp} + F_{trb,i} - F_{amb} - F_{trb,o} - F_{yay} \tag{3.27}$$

$$F_{valf} \leq 0 \; için \; l_{valf} = 0 \tag{3.28}$$

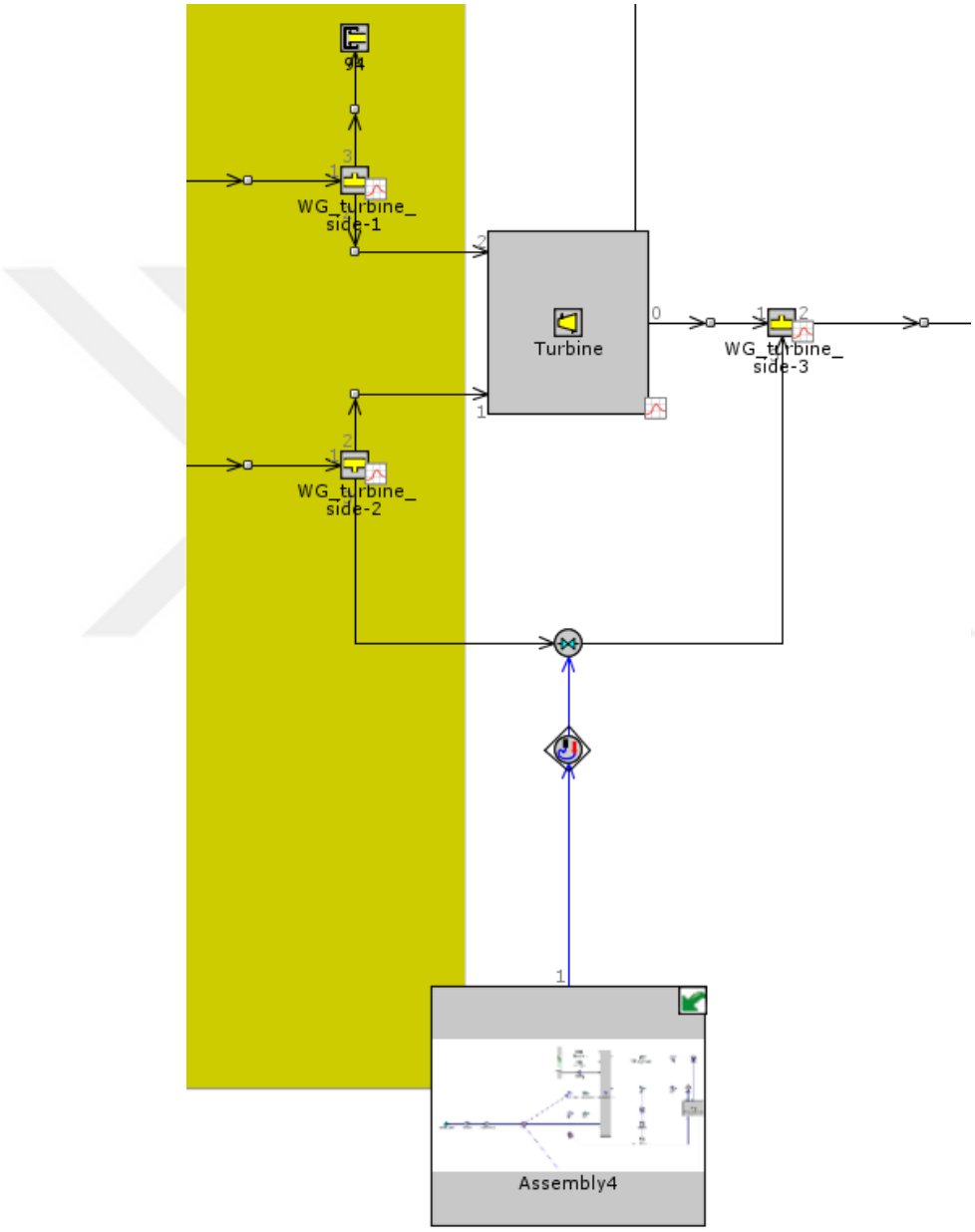
$$F_{valf} > 0 \; için \; l_{valf} = {F_{valf}}/{k} \tag{3.29}$$

Denklemler kullanılarak valfin açılması için etkiyen kuvvetler hesaplanır. Kuvvetler toplamının pozitif olduğu anda da valfin konum bilgisi çıkartılır. Eğer bu kuvvetler toplamı negatif bir kuvvetse valf açılmaz. Bu matematiksel işlemlerle valf konumları hesaplandıktan sonra da valfin her konumuna gelen tahliye katsayısının hesaplanması gerekir. Konumlara denk gelen tahliye katsayılarını hesaplamak için ya imalatçı deney datası ya da geliştirdiğimiz yöntemle katsayılar çıkartılabilir. Tahliye katsayılarını bulma çalışması yapılmadan önce modelin korelasyonunu akıllı kontrolcü varmış gibi korelasyonunun nasıl sağlanıldığı gösterilmişti. Bu adımdan sonra akıllı kontrolcü yerine mekanik kontrollü tahliye kanalına nasıl geçiş yapıldığı anlatılacaktır.



Şekil 3.13 : Tahliye kanalı modeli.

Mekanik model şekil 3.13'deki gibi kurulduktan sonra kütüphaneden alınan objelere basınçlar ve basınçların etki ettiği alanlar girilerek sistemi tanımlanmıştır. Ek olarak, yay katsayısını ve ön yükü temsil eden objeler de eklenir ve model tamamlanmış olur. Görseldeki model, başlık altında bahsedilmiş olan denklemlerdeki hesaplamayı yapmaktadır. Bu hesaplamalarla motorun çalışma durumuna göre kuvvet dengesi elde edilir ve bu kuvvet dengesinin sonucuna göre olması gereken konum hesaplanır.



Şekil 3.14 : Mekanik tahliye kanalının modele entegrasyonu.

Şekil 3.14'de gösterildiği gibi bağlanan mekanik model, hesapladığı konum bilgisini modeldeki valf objesine iletmektedir. Valf objesinin içinde de konumun referans valf çapına oranlandığında oluşan sayıya karşılık gelen tahliye katsayısının eğrisi

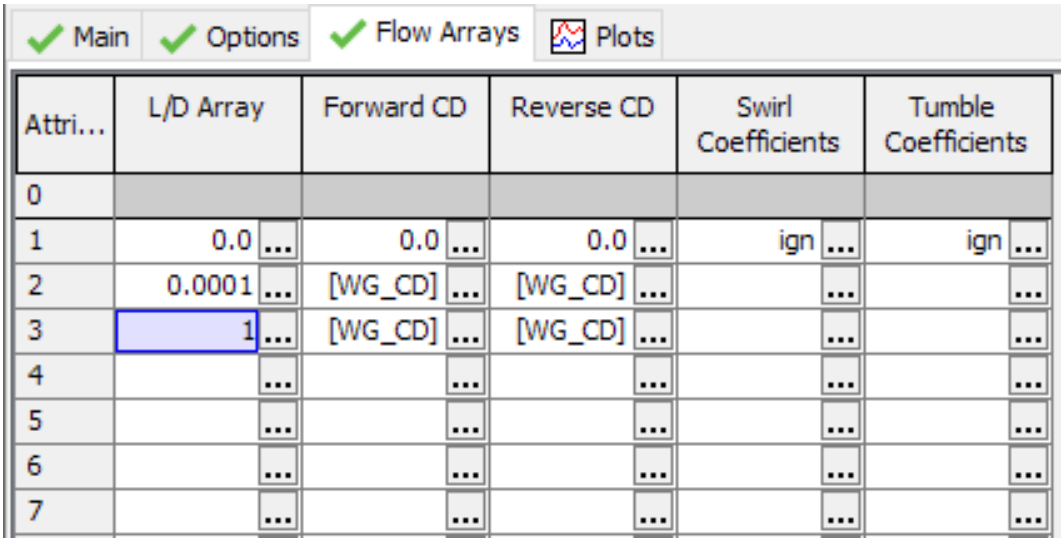
bulunmaktadır. İletilmiş olan konum bilgisi bu eğriye giriş yapıyor ve interpolasyon sonucu tahliye kısılma katsayısı elde ediliyor. Bu tahliye kısılma katsayısı da türbin tahliye kanalında kısılmaya sebep olmaktadır. Burada önemli olan, tahliye kanalındaki valf konumuna karşılık gelen tahliye kısılma katsayısın hesaplatmaktır. PID kontrolcüyle korelasyonu yapılmış modelin sadece kontrolcü kısmı değiştirilerek oluşan modelde konuma bağlı tahliye kısılma katsayısı optimizasyon çalışması yapıldığında, konumun referans valf çapına oranlandığında oluşan sayıya gelen tahliye kısılma katsayıları elde edilmektedir.

3.2.7.1 Discrete-Grid optimizasyon metodu

Discrete-Grid algoritması, arama alanını tekrar tekrar ikiye ayıran ve daha sonra aramayı sürdürmek için aradağı değere yaklaştığı alt aralığı seçen, bunu çok basit ve belirleyici bir yaklaşım haline getiren bir ikiye bölme yöntemidir. Yöntem öncelikle, optimizasyon yönteminde belirlenen alt ve üst değerleri kullanır ve ardından ikiyi bölme işlemi yaptıktan sonra yeni belirlediği alt ve üst değerleri kullanmaya devam ederek sonuca ulaşır [20].

Bu yöntemin en iyi şekilde kullanılabilmesi için, başlangıç değerini belirlenmiş olan alt ve üst değerlerin tam ortasındaki sayı olacak şekilde ayarlamak en iyi çözüme ulaştırır.

Discrete-Grid metodu iterasyonlar yaparak çalışır ve izin verilen en büyük çözümleme aralığına kadar iterasyonlarını yapmaya devam eder. En büyük çözümleme aralığından daha küçük bir alana geldiğini bulduğu an iterasyon yapmayı yani optimizasyonu durdurur ve en son bulduğu değeri optimum değer olarak sonuçlandırır. Büyük çözünürlükle sonuçların aranması istendiğinde yapılan iterasyon sayısı azalır ve sonuçlar daha az hassasiyete sahip olur. Küçük çözünürlükle optimizasyon çalışması yapılmak istendiğinde de iterasyon sayısı artar, sonuçlar daha fazla hassasiyete sahip olur fakat optimizasyonun süresi uzar. Yapılan çalışmada modellerin analiz süresi çok fazla olmadığı için ve bilgisayarın çekirdek sayısına bağlı olarak aynı anda birden fazla analiz koştuğu için hassasiyet %0.5 olacak şekilde analizler yapılmıştır.

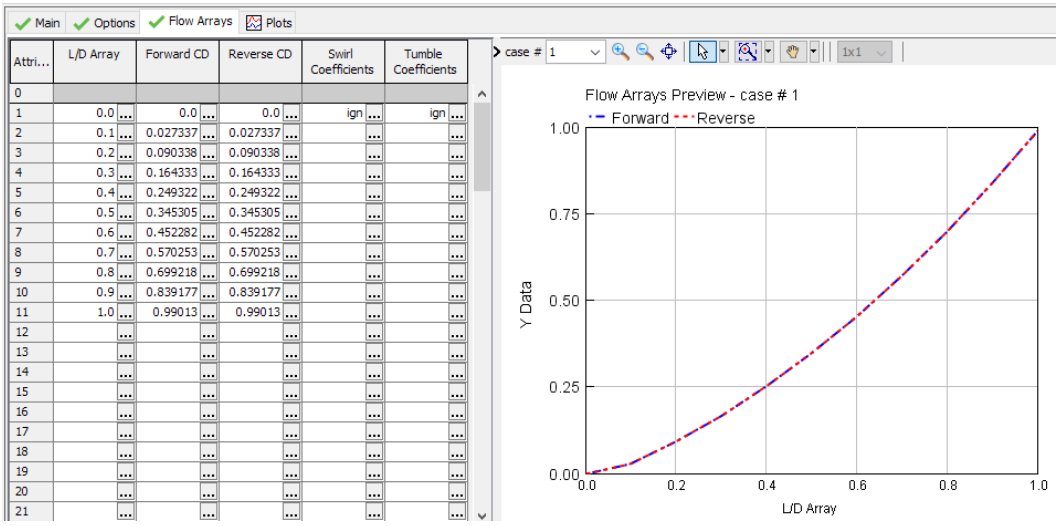


Main | Options | Flow Arrays | Plots

Attri...	L/D Array	Forward CD	Reverse CD	Swirl Coefficients	Tumble Coefficients
0					
1	0.0	0.0	0.0	ign	ign
2	0.0001	[WG_CD]	[WG_CD]		
3	1	[WG_CD]	[WG_CD]		
4					
5					
6					
7					

Şekil 3.15 : Valf konumuna göre yerel kısılma katsayılarının opimizasyonu.

Modellerin analizi yapılırken, valf konumunun referans çapa oranına denk gelen tahliye katsayısı, optimizasyon modelinde optimize edilecek parametre olarak tanımlanır. Deney verisi 100 d/d aralıklarla tam yükte yapılmış sonuçları içermektedir. Tam yükte elde olan her motor hızı için bu işlem ayrı ayrı yapılmıştır. Bu işlem yapılırken de optimizasyon modeli valf her konumda sadece 1 tane tahliye katsayısı sonuç verecek şekilde şekil 3.15'teki gibi tanımlanarak kurulmuştur. Her motor hızı için yapılan bu işlemin sonucu, işlemin yapıldığı valf konumunun referans çapa oranına özel denk gelen yere yazılmıştır. Model, daha önce de gösterildiği gibi valf konumunun referans çapa oranını hesaplamaktaydı ve bu değere karşılık gelen tahliye kanalı katsayısı da optimizasyon sonucu olacaktır. Optimizasyon yaptıktan sonra, tahliye katsayısı eğrisi şekil 16'daki gibi olmuştur.



Attri...	L/D Array	Forward CD	Reverse CD	Swirl Coefficients	Tumble Coefficients
0					
1	0.0	0.0	0.0	ign	ign
2	0.1	0.027337	0.027337		
3	0.2	0.090338	0.090338		
4	0.3	0.164333	0.164333		
5	0.4	0.249322	0.249322		
6	0.5	0.345305	0.345305		
7	0.6	0.452282	0.452282		
8	0.7	0.570253	0.570253		
9	0.8	0.699218	0.699218		
10	0.9	0.839177	0.839177		
11	1.0	0.99013	0.99013		
12					
13					
14					
15					
16					
17					
18					
19					
20					
21					

Şekil 3.16 : Optimizasyon sonucuna göre valfdeki yerel kısılma katsayıları.

Çalışmanın sonucunda istenilen eğri elde edilmiştir ve artık bu eğri kullanılarak motorun farklı irtifa ve sıcaklıklarda sonuçları alınabilir hale gelmiştir. Ek olarak, tahliye kanalı valf için ön yük oluşturan yayın da oluşturduğu kuvvet yeniden tasarlanabilir ve böylece sadece türbin seçmek için değil, farklı yaylar kullanılarak daha motor performansı iyileştirilebilir, fazla güç çalışmaları yapılabilir. Ek olarak daha farklı aşırı doldurma sistemlerinin aynı tahliye kanalı sisteminin gerçekte ve modelde kullanılmasıyla birlikte daha fazla güç çalışmaları yapılabilir, irtifanın performansa etkisi incelenebilir ve daha farklı ortam sıcaklığının motor performansına etkileri ve buna göre tahliye kanalı optimizasyon çalışması yapılabilir hale gelinmiştir.

4. MOTOR DENEYİ VERİLERİ

Motor deneyi yapılmadan önce deney düzeneğinde sonuç olarak nelere bakılması gerektiği planlanmalıdır. Motor deneyi yapıldıktan sonra da motor performans modeli için gerekli parametreler belirlenerek çalışılacak dosyanın iyi ayarlanması gerekir. Sonuç olarak, elde edilen veri kullanılarak korelasyon yapılacaktır. Motor performans modeli korelasyonu içinse aşağıdaki parametreler gerekmektedir.

- Motor hızı
- Motor gücü
- Motor özgül yakıt tüketimi
- Motor yakıt pompası ray basıncı
- Enjekte edilen yakıtın açısı
- Sürtünme gücü
- Kütlesel hava debisi
- Kütlesel yakıt debisi
- Hava-yakıt karışım oranı
- Silindir içi ortalama basınç değerleri
- Hacimsel verim
- Egzoz manifoldundaki sıcaklık ve basınç değerleri
- Soğutma suyunun ve motor yağının motora giriş ve çıkış sıcaklık değerleri
- Krank açısına bağlı silindir içi basınç diyagrramı
- Hava emiş tarafı ve egzoz tarafındaki kritik noktalarda sıcaklık ve basınç değerleri
- Aşırı doldurma sistemi parçalarından türbinin ve kompresörün giriş ve çıkışındaki sıcaklık ve basınç değerleri.

Motor deneyi verileri motor performans modeli korelasyon aşamasında kullanılmadan önce dikkatlice göz atılmalıdır. Bunu yaparken de hava emiş ve egzoz tarafındaki sıcaklık ve basınçların farklı noktalarla kıyaslanıp bir sorun olmadığı gibi veya dinamometre sensörleriyle motorun kendi sensörleri arasında bir farklılık olup olmadığının gözlemlenmesi gibi adımlarla kontrol yapılabilir. Veride bulunan en

küçük hata 1 boyutlu modeline yanlış bir şekilde korelasyonunun yapılmasına neden olacaktır. Yapılan ölçümlerde hata olma olasılığı göz önüne alınarak hata bantları oluşturulur ve bu hata bantları içerisinde kalınacak şekilde korelasyon yapılır. Böylece, veride belirli miktarda hata olduğu kabul edilir fakat bu hatanın da modelin oluşturulması ve bir sonraki adımlarda kullanılmasının önüne geçecek şekilde ayarlanması gerekir. Hata bantları; ±%2 basınç değerlerini, ±%3 kütlesel debileri ve ±%3 motor gücü ve şaft hızlarını kapsayacak şekilde oluşturulur. Maksimum silindir içi basıncı da 2.5 bar hata bantı mertebesinde kullanılarak hem deney motoru ölçümlerinin hatasının çok yüksek olmadığı kabul edilir hem de 1 boyutlu motor performans modeli korelasyonunda ölçüm değeri sağlanamadıldığında ölçümle ilgili bir sıkıntı olabiliceği düşünülerek model üstünde daha fazla zaman harcanmadan iyi bir seviyede korelasyon bırakılır. Korelasyon sırasında, deney motorunda yapılan ölçümlerle motor performans modelindeki korelasyon noktaları aynı fiziksel özelliklerde olacak şekilde kabul edilerek çalışmaya devam edilir. Bu yüzden, deney motorundaki ölçüm yerleri çok iyi anlaşıldıktan sonra korelasyona başlanabilir.

Deney düzeneğinde kullanılan motor emisyon seviyesi 5. seviye Çin emisyon standartlarını sağlayan 12,7 litre silindir hacmine sahip 6 silindirli 353 kW gücünde bir motordur. Motorda ek olarak çift girişli türbinli aşırı doldurma sistemi mevcuttur. Deneyler, Ford OTOSAN Gölcük yerleşkesindeki dinamometrede yapılmıştır. Yapılan çalışmalar, maksimum 500 kW güçlü motorların çalışmalarında kullanılabilen AVL üretimi dinamometre test tezgahında gerçekleştirilmiştir.

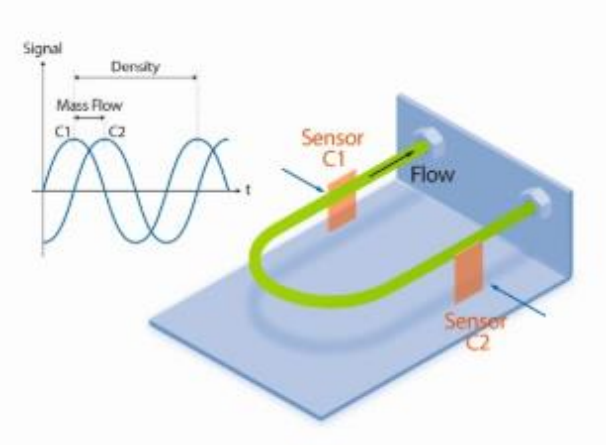
4.1 Kütlesel Yakıt Ölçümü

Motordaki en önemli cihazlardan biri olan kütlesel yakıt tüketimi ölçüm cihazı da AVL üretimi 735S modelidir. Yapılan deneyde ilgili cihazın sıcaklık kontrol aralığı 10-80 °C olup yakıtı deney sırasında ayarlanmış şekilde 38 dereceye şartlandırarak ±1 derece standart sapmayal motora girmesini sağlamaktadır. Cihaz, 0-125 kg/h debi ölçüm aralığı değerlerinde ve %0,12 hassasiyetinde ölçüm yapabilmektedir.



Şekil 4.1 : AVL 735S kütlesel yakıt ölçüm cihazı.

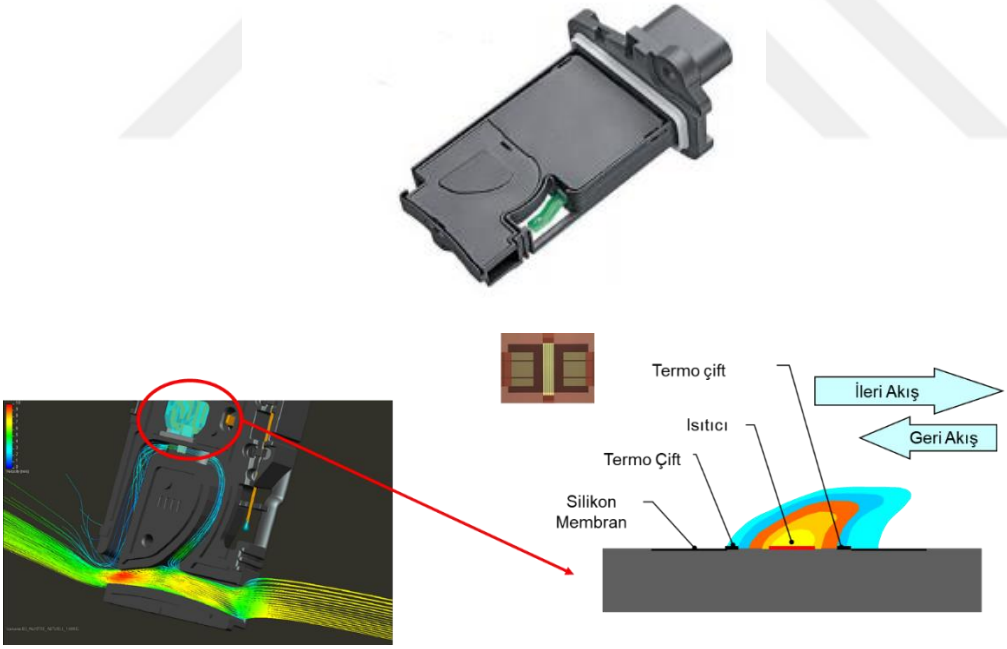
Yakıt, cihazın içindeki doğal frekansında titreşen U-tüp içinden geçer. Bu frekans kullanılarak, yakıtın özgül kütlesiyle orantılı şekilde doğru kütlesel debi hesaplanır. C1 ve C2 katsayılarının arasındaki titreşim frekansının gecikme süresi kütle akışı ile orantılıdır [23].



Şekil 4.2 : Yakıt ölçüm prensibi [23].

4.2 Kütlesel Hava Ölçümü

Motor hava ölçümü ise Continental marka sensörle yapılmaktadır. Ek olarak bu cihaz kompressör giriş kısmında bulunduğu için, kompressör giriş sıcaklığı hesabı da yapabilmektedir.



Şekil 4.3 : Continental kütlesel hava ölçüm cihazı ve çalışma prensibi [24].

Kütle hava akışını ölçmek için ısıtılmış bir silikon membran üzerinde bir sıcaklık gradyanı kullanılır. Membrandaki ısıtıcı simetrik bir sıcaklık gradyanı üretir. Membranın üzerinden geçen hava akışı, sıcaklık gradyanını kaydırır. Isıl çift gradyan kaymasını algılar ve bunların diferansiyelleri çift yönlü bir akış sinyali verir. Bu sinyal de bir transfer fonksiyonuyla anlamlandırlarak kütlesel hava debileri hesaplanır [24].

Motor sensörü olarak kullanılan bu sensörün ölçümü, motorun hava emiş kısmına yerleştirilmiş olan ve dinamometre enstrümantasyon sensörü olan ABB marka Sensyflow [25] sensörüyle ±1% hassasiyetiyle doğrulanmaktadır.

4.3 Silindir İçi Basınç Ölçümü ve Termodinamik Analizi

Silindir içindeki basınçların ölçümleri sonuçlarının yüksek doğrulukta ve hassasiyette olması, motoru termodinamik açıdan anlamak için çok önemlidir. Yapılan testte AVL marka GH14D basınç sensörü kullanılmıştır. Bu sensör, termal olarak optimize edilmiş piezoelektrik kristal elementler ve özel çift kabuk tasarımıyla oluşturulmuştur. Piezoelektrik elemanları, termal genleşmenin olumsuz etkilerinden ve sensörün motora monte edilmesinden kaynaklanabilecek diğer mekanik gerilmelerden ayrıştırır.



Şekil 4.4 : Avl üretimi GH14D isimli piezoelektrik basınç sensörü.

M5 boyutlu bir sensörle çok hassas termodinamik ölçümlere izin verir. Bu hassasiyet, termal olarak optimize edilmiş izoelektrik kristal elementler ve AVL'nin geliştirdiği kristalleri muafazadan mekanik olarak ayıran özel tasarımı ile gerçekleştirilir. Piezoelektrik elemanları, termal genleşmenin olumsuz etkilerinden ve sensörün motora monte edilmesinden kaynaklanabilecek diğer mekanik gerilmelerden ayrıştırır [26].

4.4 Gaz Akışındaki Sıcaklık ve Basınç Ölçümü

Deney düzeneğinde, silindir içi hariç motor üstünde fiziksel ölçüm istenen noktalarda Kistler marka 4080BT isimli piezoresistive basınç sensörü kullanılmıştır. Son derece dayanıklı ve kompakt boyutlu bu sensör, hem yüksek performanslı yarış hem de araç içi test uygulamaları için kullanılabilir. Ölçüm aralığı 0-10 bar arası olan bu sensörler,

motorun üstünde istenen her yerden -30 ℃ ve 150℃ sıcaklıkları arasında basınç verisini ±2% doğrulukta ölçebilir [27].



Şekil 4.5 : Kistler 4080BT basınç ölçüm sensörü [27].

Deney sırasında yapılan sıcaklık ölçüleri de K tipi termoelemanlar kullanılarak gerçekleştirilmiştir. K tipi termo elemanlar, nikel-krom ve nikel-alümel malzemelerden yapılmıştır. K tipi termoelemanlar nikel bazlı olduklarından dolayı iyi korozyon direncine sahip oldukları için çoğu uygulamada çalışırlar. Bu tip termoelemanlar ± %2,2 ℃ veya ± %0,75 hata bandı içinde −270℃ ve 1,260 °C arasındaki sıcaklıkları ölçebilirler.

4.5 Aşırı Doldurma Sisteminin Şaft Hızı Ölçümü

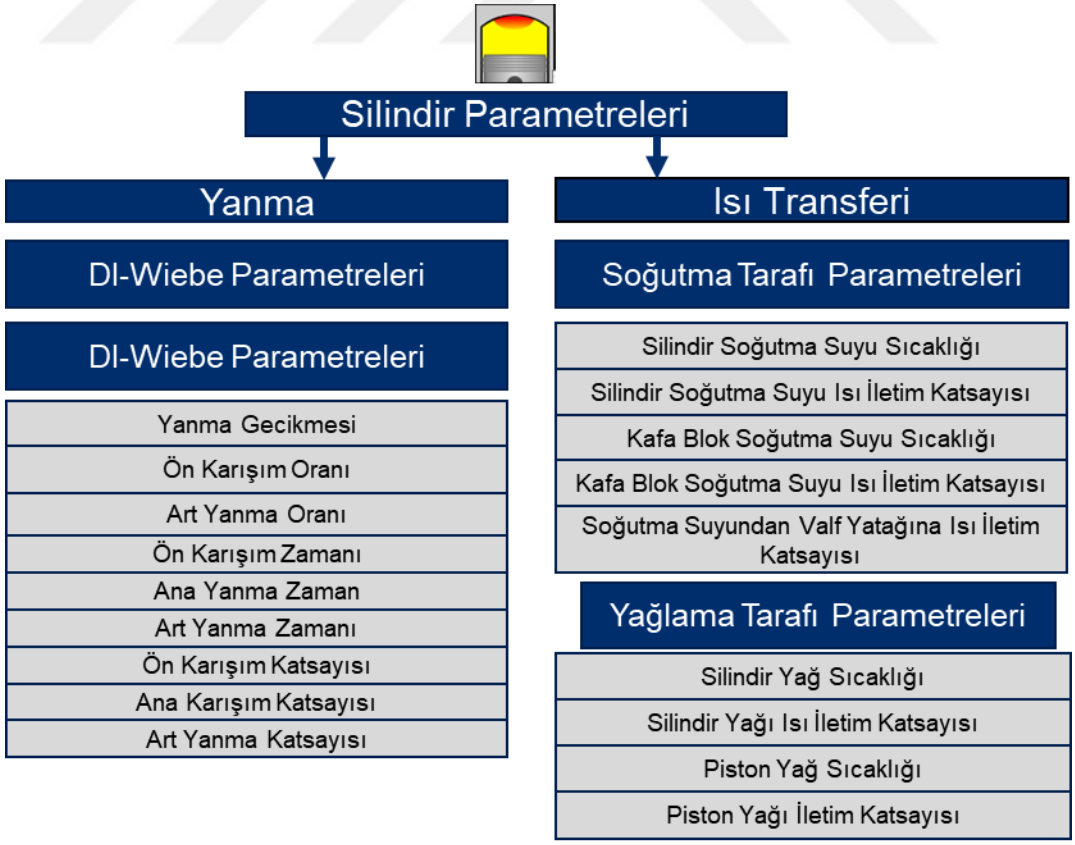
Sıcaklık ve basınç gibi fiziksel özelliklere ek olarak aşırı doldurma sistemindeki şaft hızı ölçümü de yapılması gerekir. Bu ölçümde girdap akımı ölçüm prensibiyle çalışan Micro-Epsilon markasının TURBOSPEED DZ140 isimli sensörü kullanılmıştır. Bir bobin bir sensör kutusuna yerleştirilir ve yüksek frekanslı alternatif akım ile enerjilenir. Bobinden gelen elektromanyetik alan, aşırı doldurma sistemi bıçağında girdap akımları üretirken, her bıçak bir darbe üretir. Kontrolör, bıçak sayısını dikkate alarak hızı (analog 0-5V) tanımlar. TurboSPEED DZ140, 200 d/d ile 400.000 d/d arasında değişen hızlarda ölçüm yapabilir [28].



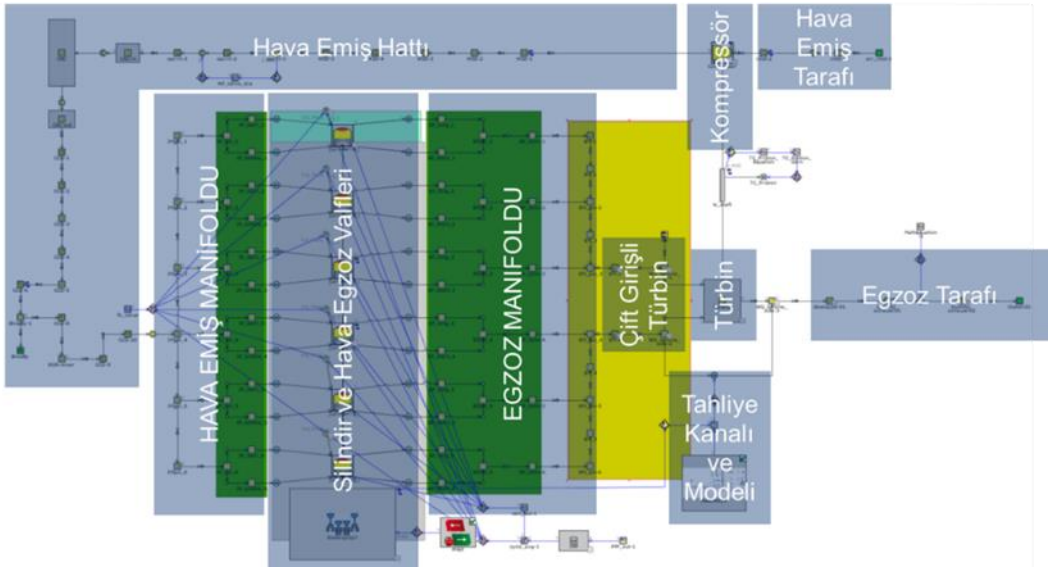
Şekil 4.6 : Aşırı doldurma sistemi şaft hızı ölçüm cihazı [28].

5. MODEL KORELASYONU VE SONUÇLAR

Var olan ve değişken geometrili türbinli model üstünde modifikasyonlar yapılarak yeni pnömatik tahliye sistemli motor modellenmiştir. Yeni motorda eskisinden farklı olarak alüminyum piston, daha küçük enjektör ve yeni kompressör-türbin çifti bulunmaktadır. Bu duruma bağlı olarak yeni motor modelinde ısı iletimi, yanma ve hava emiş kısmının yeniden korelasyonu yapılması durumu oluşmuştur. Türbin ve kompressör çifti için imalatçıdan performans datası alınmıştır ve ısı iletimi için yeni ısı iletim katsayıları belirlenmiştir. Ek olarak da yanma modelinin korelasyonu test verisine göre yeniden yapılmıştır. Şekil 5.1'de, modelde korelasyonu yapılan parametreler ve başlıklar özet şeklinde listelenmiştir. Şekil 5.2'de deney motorunu temsil eden motor performans modelinin tam olarak gösterilmiş hali bulunmaktadır ve gösterilen her objenin korelasyonu "Motor Performans Modeli Korelasyon Adımları" başlığından faydalanılarak tamamlanmıştır.



Şekil 5.1 : Silindir korelasyon parametreleri.



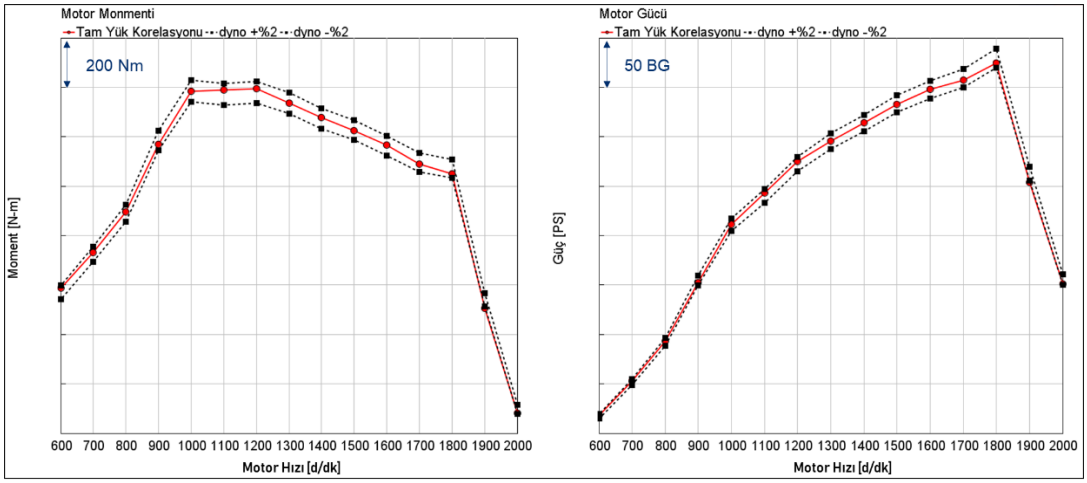
Şekil 5.2 : 1 Boyutlu motor performans modeli.

Yanma, DI-Wiebe fonksiyonu kullanılarak modellenmiştir. Isı iletimi ise Woschni [21] modeli kullanılarak modellenmiştir. Bu fonksiyonların parametrelerinde optimizasyon çalışması yapılarak motor verisiyle motor modelinin sonuçlarının yüksek doğrulukta yakınsaması korelasyonu yapılmıştır. Ek olarak, soğutma suyu iletim katsayısı ve yağ iletim katsayısı da optimizasyonda kullanılan parametreler arasındadır. Hava emiş ve egzoz manifoldlarındaki hava sıcaklık değerleri hesaplanırken gazdan duvara geçen ısı iletim katsayıları ve duvar yüzeyinden ortama geçen ısı iletim katsayıları olarak korelasyonu olacak şekilde optimizasyona dahil olmuştur. Kat sayıların optimize edilmesi sonucunda motor performans modeli yüksek doğrulukta sonuç vermektedir ve sonuçları aşağıda bahsedilen başlıktakiler gibidir.

5.1 Model Korelasyonu Sonuçları

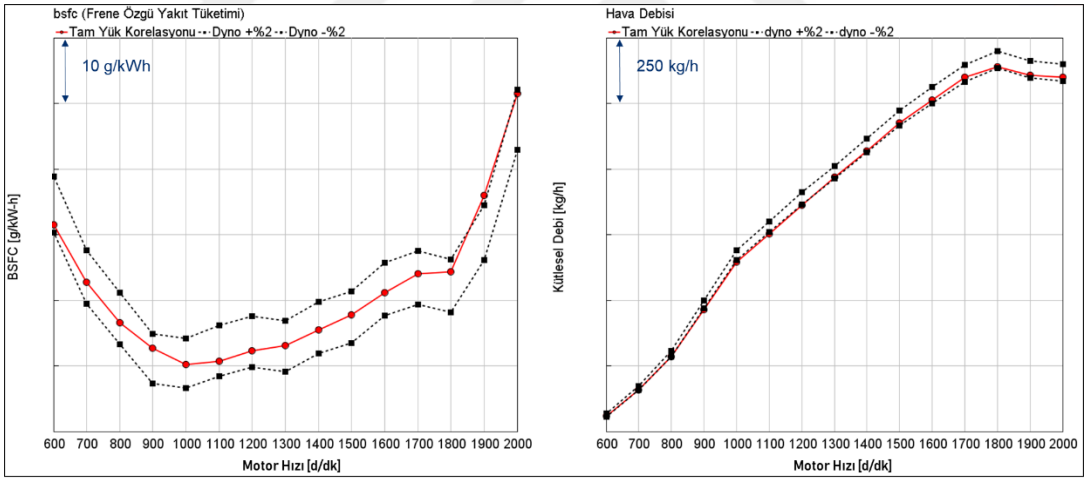
Motor modeleri verileri deneysel verilerle karşılaştırılarak gösterilmiştir. Korelasyon sonuçları gösterilirken hata bantları kullanılmıştır. Örnek verilmek gerekirse, motor testinde ölçülen motor momentinin %2 fazlası ve %2 eksiği siyah bantlar şeklinde gösterilmiştir ve model sonucu da kırmızı renkle gösterilmiştir.

Aşağıdaki grafiklerde motor performans modeli korelasyonu sonuçları gösterilmiştir. Motor momenti ve gücü, motor hızına bağlı olarak şekil 5.3'teki gibidir.



Şekil 5.3 : Motor fren gücü ve motor fren momentinin motor hızına bağlı grafiği.

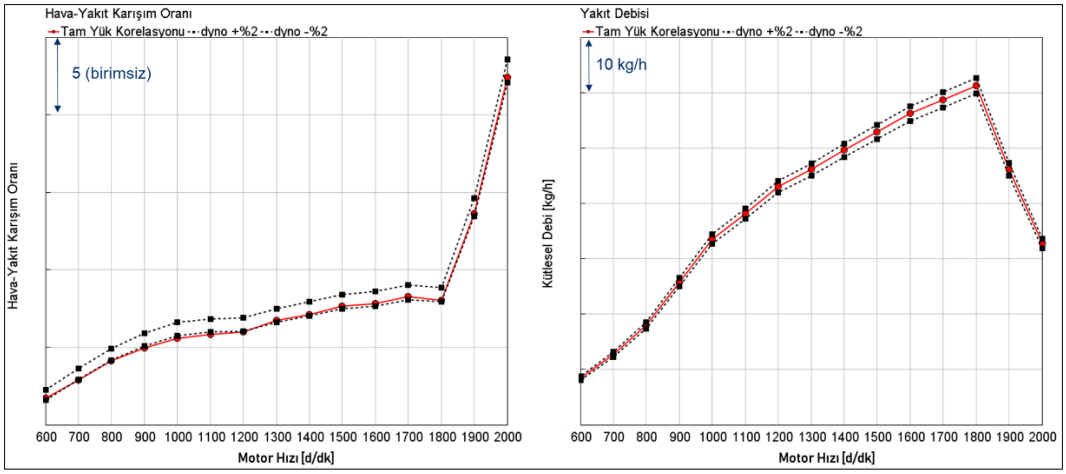
Motor gücü ve motor momenti, dinamometre verisiyle kıyaslandığında +/-%2 hata bandında korelasyonu sağlanmıştır. En yüksek motor hızı 2000 devir/dakikadır. Ek olarak, motor momentinin en yüksek değeri 1000d/d ile 1200 d/d arasındadır. 1200 d/d'den sonra motor momenti azalmaktadır. Maksimum motor gücü de 1800 d/d'de alınmaktadır.



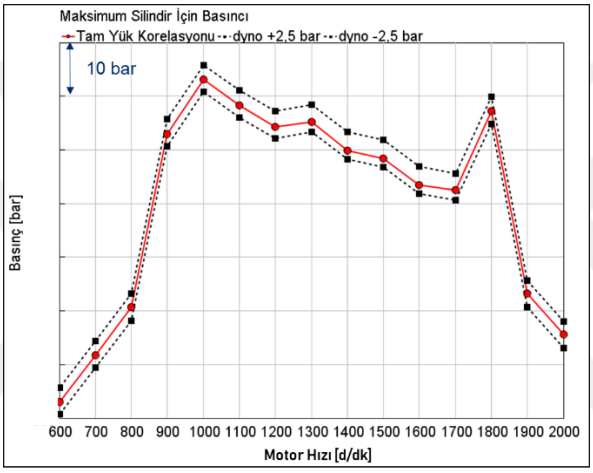
Şekil 5.4 : Yakıt tüketimi ve kütlesel hava debisinin motor hızına bağlı değişimi.

Şelil 5.4'te gösterildiği üzere, özgül yakıt tüketimi değerleri kabul edilebilir hata bantları içinde hesaplanmıştır. Bu tablodan anlaşıldığı üzere, modeldeki sürtünme kayıpları ve yanma parametreleri doğru şekilde modellenmiş. Motor modelinde, pnömatik kontrollü tahliye kanalı modeli kullanılmaktadır. Mekanik kontrollü olan bu sistemle de doldurma basıncı, kabul edilebilir hata bantları içinde sağlanmıştır.

Modelde, yakıtın deney motorundaki kadar kullanılmasıyla şekil 5.5'te gösterilen hava ve yakıt karışım oranı elde edilmiştir.

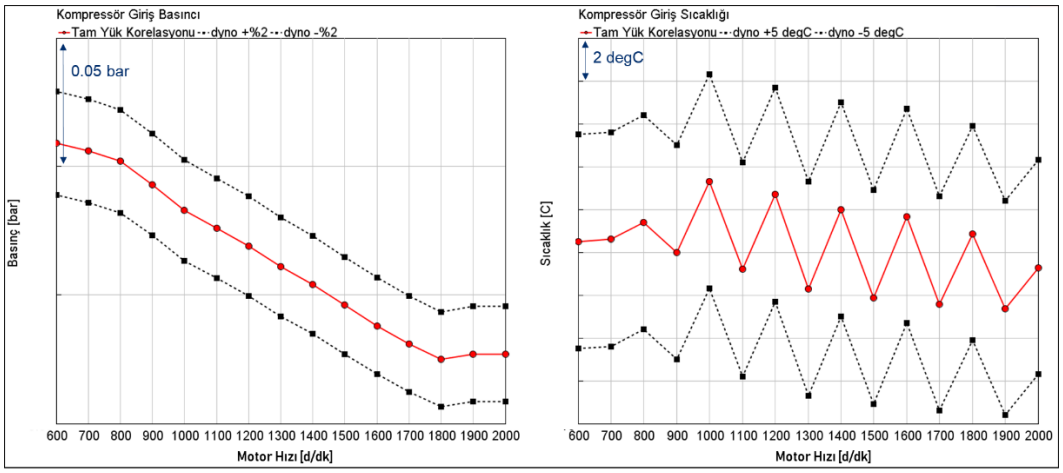


Şekil 5.5 : Motor hızına bağlı hava-yakıt karışımı değişimi ve yakıt tüketimi.



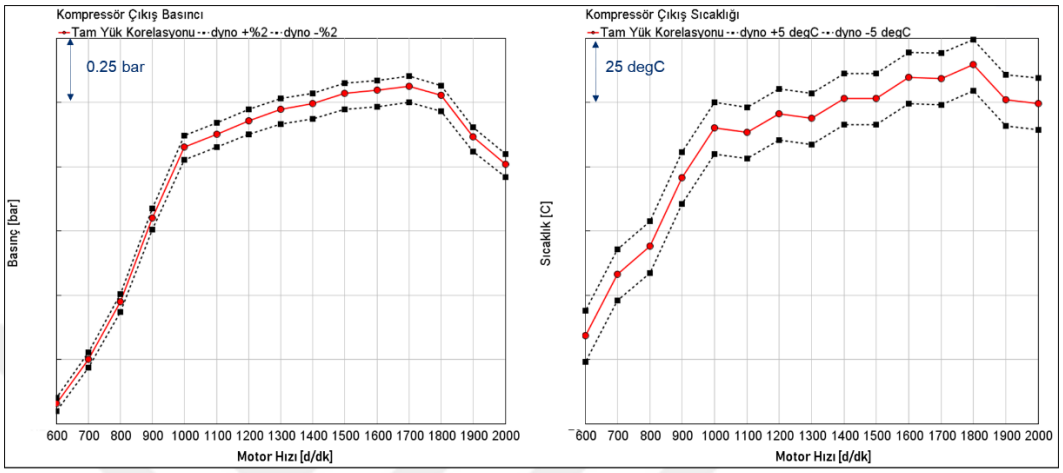
Şekil 5.6 : Motor hızına bağlı motor silindir içi maksimum basınç değişimi.

Şekil 5.6'da maksimum silindir içi basıncı değeri, ±2.5 bar hata bantları içinde sağlanmıştır. Modelde PID kontrolcü kullanılarak, yakıt enjeksiyon zamanını değiştirerek hedeflenen değeri tutturacak şekilde püskürtme zamanlamasını avansa ya da rötara alır ve böylece silindir içi değerini tutturur.



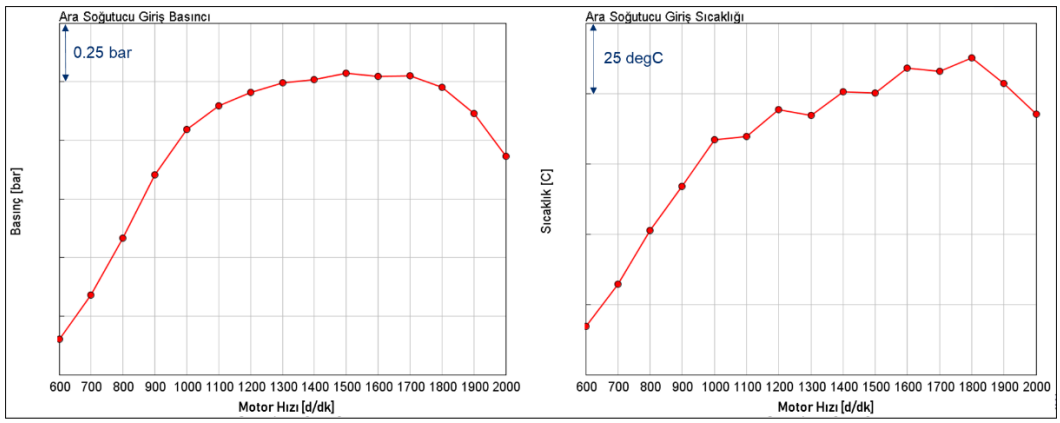
Şekil 5.7 : Kompressör giriş sıcaklığı ve giriş basıncı değişimi.

Şekil 5.7'de kompressör giriş sıcaklığı, hata bantları içinde şekilde korelasyonu tamamlanmıştır. Kompressör girşi basıncı korelasyonu da gerçek verinin ±%2 bar kadar hata bantları içinde kalacak şekilde tamamlanmıştır. Hedef doldurma basıncı sağlandığı zaman, kompressör imalatçı datasında bulunan kompressör üstündeki basınç oranına bağlı diğer değişkenler de doğru şekilde modelde çalışacaktır.

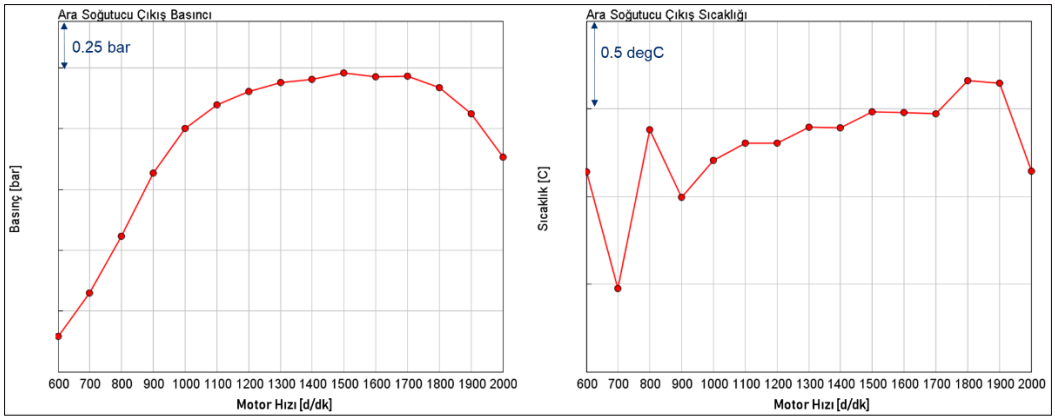


Şekil 5.8 : Kompressör çıkış sıcaklığı ve çıkış basıncı değişimi.

İmalatçı verisi kullanılarak modellenmiş kompresörün modeldeki çıkış parametreleri şekil 5.8'de incelendiği zaman, kompressör çıkış basıncı değerleri ±%2 hata bantları içinde şekilde korelasyon tamamlanmıştır. Böylece, kompresör haritasının daha doğru şekilde çalıştığından emin olunmuştur ve model kullanılarak kompresörün çıkabileceği maksimum limit değer prototip çalışmaları daha doğru şekilde yapılacaktır. Kompressör çıkış sıcaklığı değerleri de, yine çok iyi seviyede hata bantları içinde kalacak şekilde korelasyon sağlanmıştır.

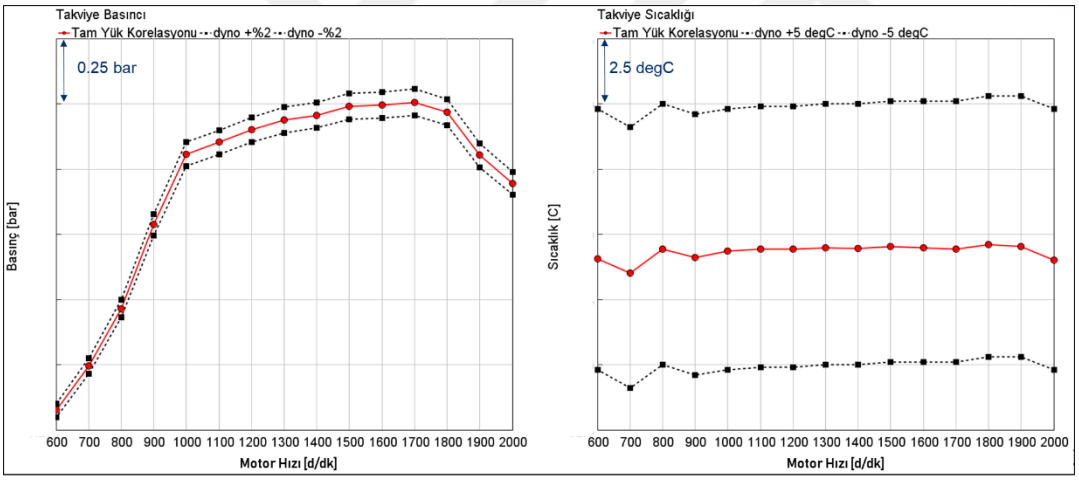


Şekil 5.9 : Ara soğutucu girişi basınç ve sıcaklığının motor hızına bağlı değişimi.



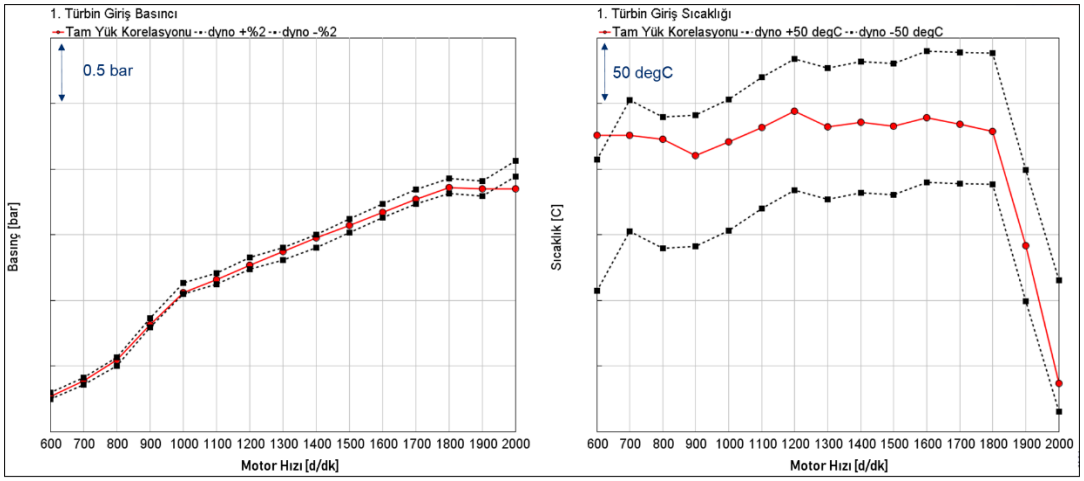
Şekil 5.10 : Ara soğutucu çıkış basınç ve sıcaklığının motor hızına bağlı değişimi.

Şekil 5.10'da gösterilen ara soğutucu değerleri modelde hesaplanmıştır. Deney ortamında ara soğutucu bir soğutma kulesi aracılığıyla sabit sıcaklıkta tutulmaya çalışıldığı için modelde de doldurma sıcaklığının korelasyonu sağlanacak şekilde ayarlanmıştır. Ara soğutucu çıkışı, doldurma basıncı ve sıcaklığına bağlı olduğu için burada sensör kullanılmamıştır.

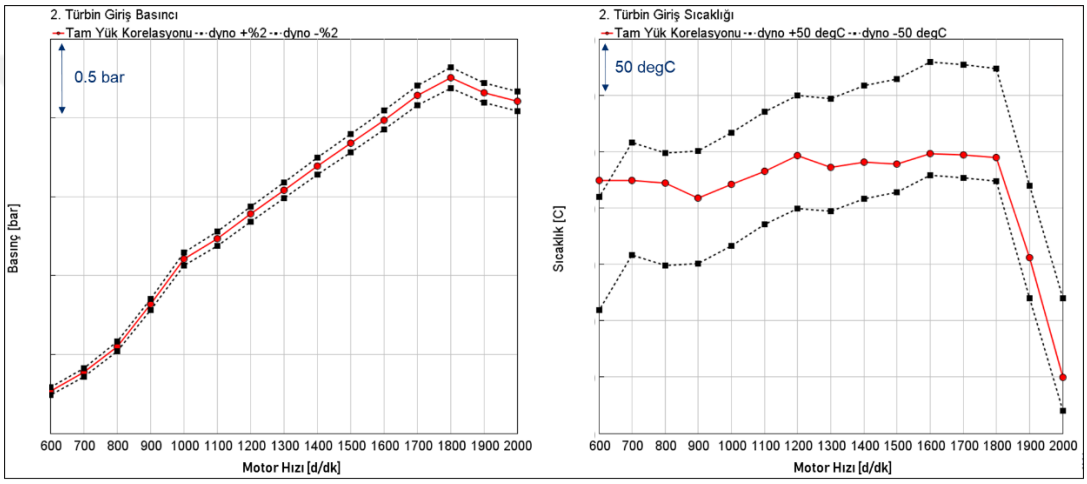


Şekil 5.11 : Doldurma basıncı ve sıcaklığı.

Motor doldurma (takviye) basıncı ve sıcaklıkları şekilde 5.11'de gösterilmiştir. Deney motoru datasıyla kıyaslandığında, ilgili hata bandı tolerans değerleri içinde model korelasyonu sağlanmıştır.

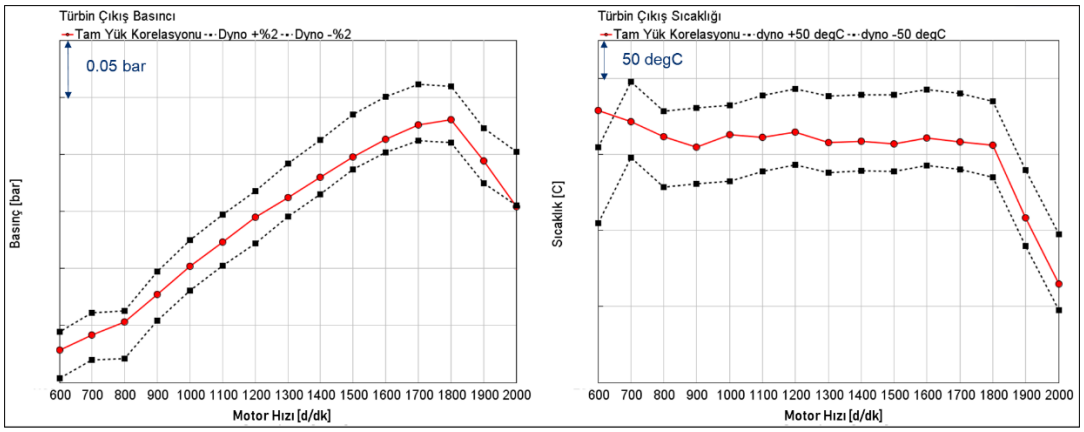


Şekil 5.12 : Türbin giriş basıncı ve giriş sıcaklığının motor hızına bağlı değişimi.



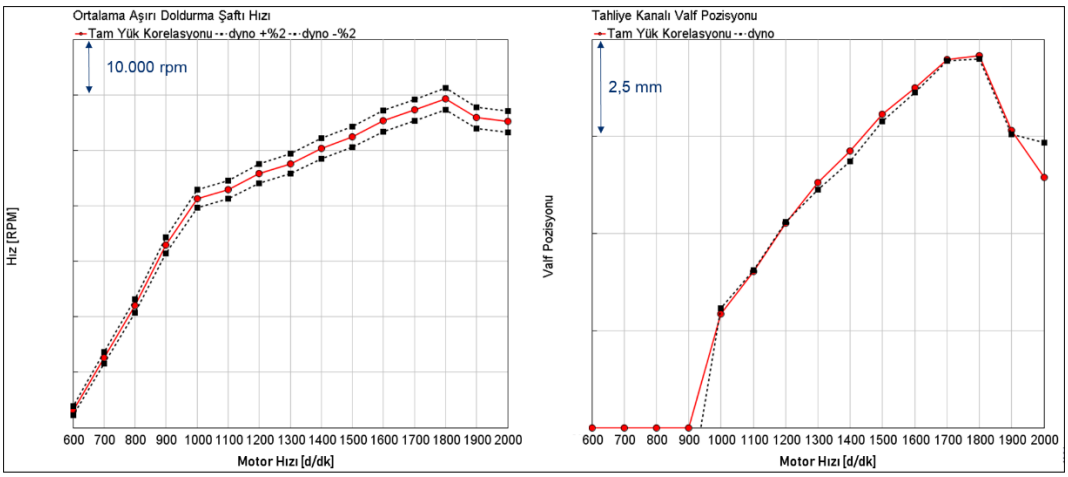
Şekil 5.13 : Türbin giriş basıncı ve giriş sıcaklığının motor hızına bağlı değişimi.

Şekil 5.12 ve şekil 5.13'te görüldüğü üzere, motor performans modeli giriş sıcaklık ve basınç değerleri deney motoru datasıyla iyi şekilde korelasyonu sağlanmıştır. Türbin girş basıncı ±%2 ve türbin giriş sıcaklığı ±50 °C hata bantları içinde incelenmektedir.

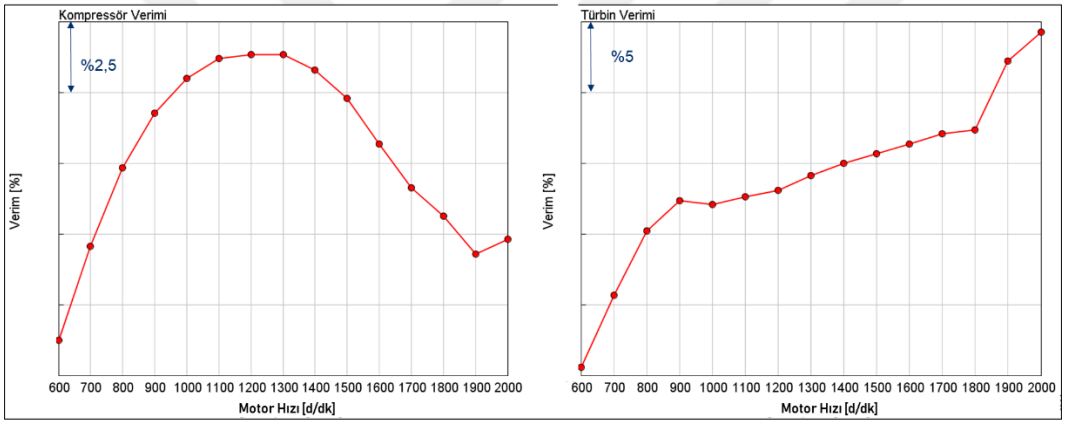


Şekil 5.14 : Türbin çıkış basıncı ve çıkış sıcaklığının motor hızına bağlı değişimi.

Türbin çıkış basıncı ve çıkış sıcaklıklarında kullanılan hata bantlarının aralığı, giriş değerlerindeki gibi kullanılmıştır.

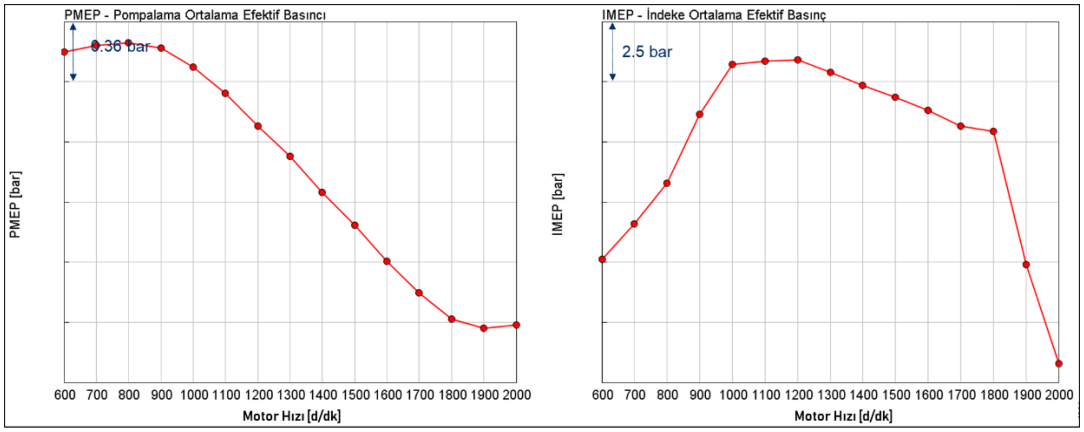


Şekil 5.15 : Aşırı doldurma sistemi şaftı hızı ve tahliye kanalı valf konumu.



Şekil 5.16 : Kompressör ve türbin veriminin motor hızına bağlı değişimi.

Şekil 5.15'de, modeldeki aşırı doldurma sistemi şaftı hızı ve tahliye kanalı valf konumunun motor hızına bağlı değişimi gösterilmiştir. Motor hızı artışına ve istenilen hava debisine bağlı olarak sistemdeki basınç değişmektedir. Bu değişim doğrultusunda, daha önce gösterildiği gibi tahliye kanalı açılmaktadır. Tahliye kanalının açılmasıyla birlikte, egzoz gazları türbine uğramadan dışarı atılmaktadır. Böylece, türbin daha az iş yapar ve buna bağlı olarak hem aşırı doldurma sistemi şaftı hızı daha düşük olur hem de kompressör çıkışı basıncının azalmasına bağlı olarak motor hava emiş manifoldundaki basınç değeri azalır. Egzoz tahliye kanalının açıldığı tam yükteki motor hızı 1000 d/d olarak gözükmektedir. Tahliye kanalı sisteminde daha sert bir yay kullanılsaydı motor daha fazla hava alabilirdi fakat yüksek irtifa koşullarında aşırı doldurma sistemi şaftı hızı bu durumla birlikte artacağından dolayı bu yay katsayısı çok iyi ayarlanmalıdır.



Şekil 5.17 : Pompalama efektif basıncı ve indike ortalama efektif bacıncı.

Şekilde 5.17'deki PMEP ve IMEP değerleri, motor performans modelinden alınmıştır.

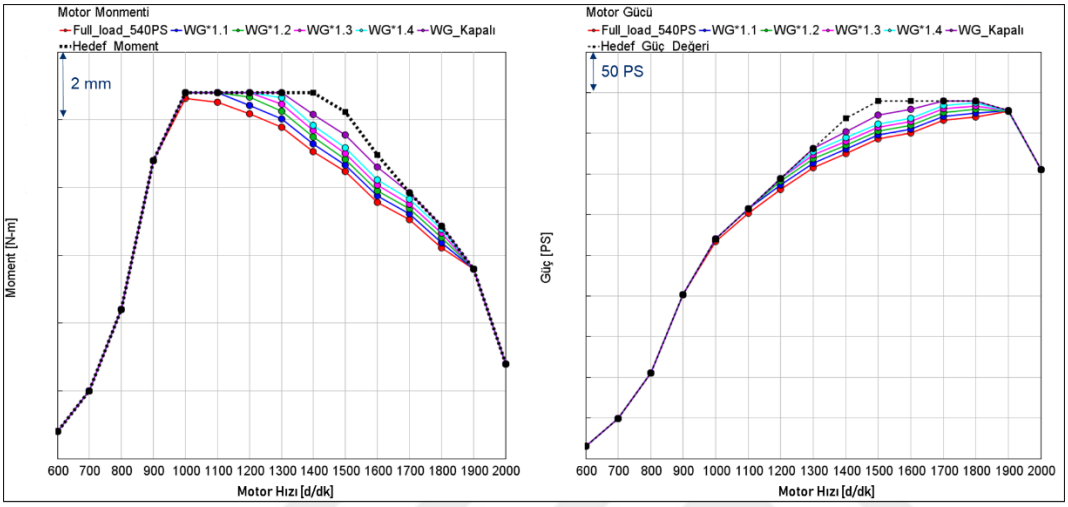
5.2 Motordaki Güç Artışı Taleplerinde Pnömatik Kontrollü Çift Girişli Türbin Modelinin İncelenmesi

Korelasyonu tamamlanan motorun bir de güçlü versiyonun çıkartılması planlanmaktadır. 480 BG gücünde olan bu motordan 540 BG güç verecek şekilde modifikasyonlar yapılması sonucunda prototip çalışmalarının yapılması beklenmektedir. Prototip motorda da hangi donanımların kalması gerektiği ve hangi donanımların güncellenmesi gerektiğini korelasyonu sağlanmış motor modeli kullanılarak motor tasarımına yön verilmeye çalışılmıştır.

Deney motorunda ve 480 BG gücüne sahip ve alüminyum piston kullanılmaktadır. Bu pistonun maruz kalabileceği en yüksek silindir içi basıncı imalatçı tarafından 180 bar olarak belirlenmiştir. 540 BG gücüyle satılmak istenen motorda ise çelik piston kullanılması istenmektedir. Bunun nedeni de, silindir içi maksimum basınç limiti 215 bar olacaktır ve getiri olarak da daha iyi özgül yakıt tüketimine bağlı olarak daha düşük türbin giriş sıcaklıklarına neden olmasıdır.

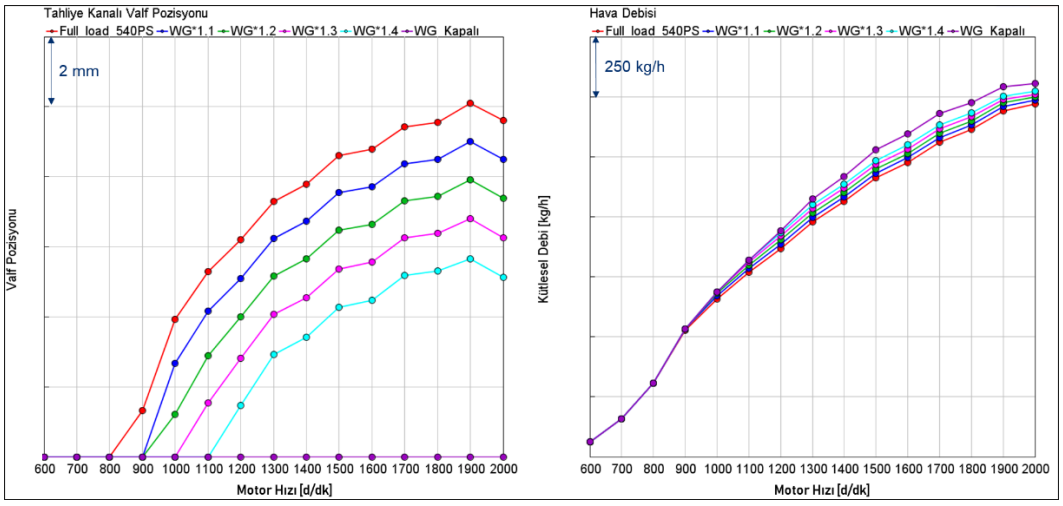
Motor performans modelinde mekanik kontrollü pnömatik tahliye kanalının korelasyonu tamamlanıp, mekanik modeliyle birlikte korelasyon sonuçları paylaşılmıştı. Aynı motor performans modeli kullanılarak, 540 BG güç veren ve 215 bar silindir içi basınç değerlerine ulaşan bir modefikasyon yapılacaktır. Bunu yaparken de; yakıt miktarı arttırılarak güç elde edilmeye çalışılırken enjeksiyon başlangıç açısının avansa ya da rötara alınmasıyla maksimum silindir basıncı limitlerinde motor performans modelinin sonuçları incelenecektir.

Motor modelinde maksimum silindir içi basıncı 215 bar olacak şekilde yakıt püskürtme başlangıç değeri PID kontrolcü kullanılarak ayarlanmıştır. Yakıt miktarı da türbin girişi sıcaklığı limiti, kompressör girişi sıcaklığı limiti ve aşırı doldurma sistemi şaftı hızı limitlerine ulaşamayacak kadar hedef moment değerini verecek şekilde PID kontrolcü kullanılarak hesaplanmıştır. Ek olarak, mekanik kontrollü tahliye kanalı yay ön yüklemesi arttırılarak motor modeli üstündeki etkileri incelenmiştir.



Şekil 5.18 : 540 BG motor moment ve güç grafiği.

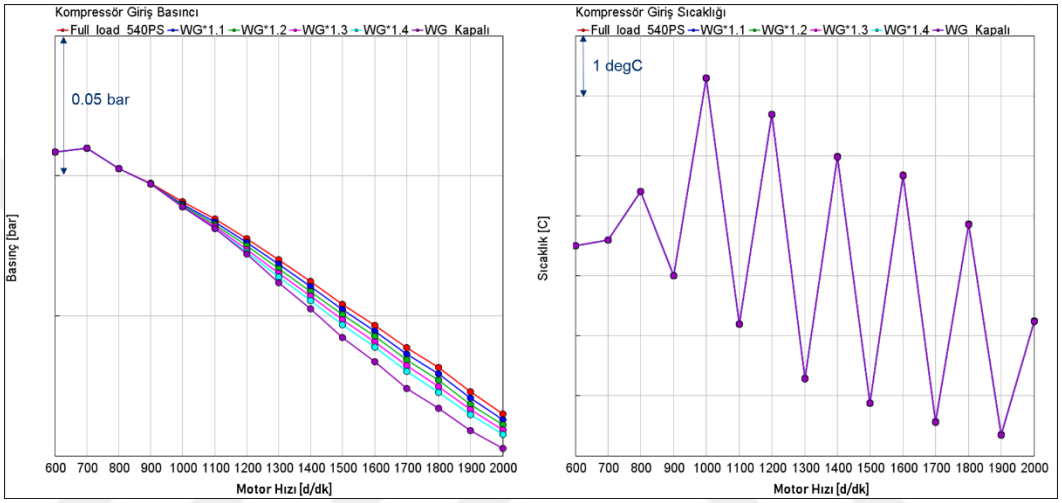
Mevcut sistemde sadece silindir içi basıncı değerleri ve çelik malzeme özelliklerinin motor performans modeline uygulanmasıyla birlikte tahliye kanalı valfi ön yükünün değişikliğine bağı olarak motordan alınan güç değişimi hesaplanmıştır.



Şekil 5.19 : Tahliye kanalı valf konumunun ve hava debisinin değişimi.

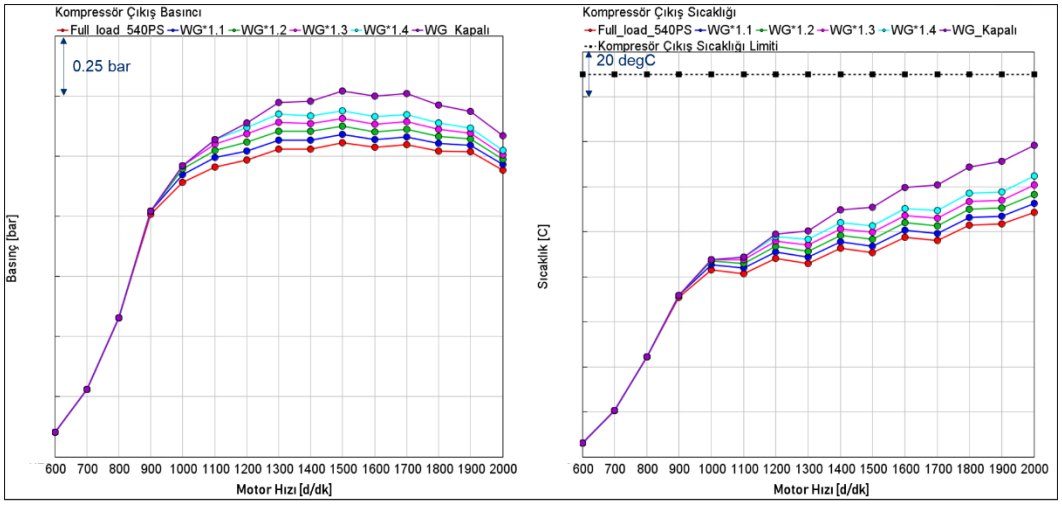
Motor modelinde bulunan aşırı doldurma sisteminin aynı kalması fakat maksimum silindir içi basıncı değerlerinin yükseltilmesiyle birlikte motordan hedeflenen gücün elde ettiği hesaplansa da hedef moment değerinin tamamı elde edilememiştir. Egzoz

tahliye kanalı valf konumunun yaya uyguladığı ön yükün %10'dan %40'a kadar arttırılmasıyla birlikte güç değişimi incelenmiştir. Tahliye kanalı olmasaydı ne olurdu sonucunu görebilmek için de tahliye kanalı tamamen kapatılıp sonuçlar incelenmiştir. Şekil 5.18 ve şekil 5.19 incelendiğinde, tahliye kanalı kapandıkça motordan alınan güç de artmaktadır. Bu güç artışının sebebi de hava debisinin artışı olarak gözlemlenmektedir. Diğer şekiller de incelenip bu varsayım doğrulanmaya çalışılacaktır. Bunun için de modelin hava giriş kısmından başlayarak egzoz çıkışına kadar sonuçlar incelenecektir.



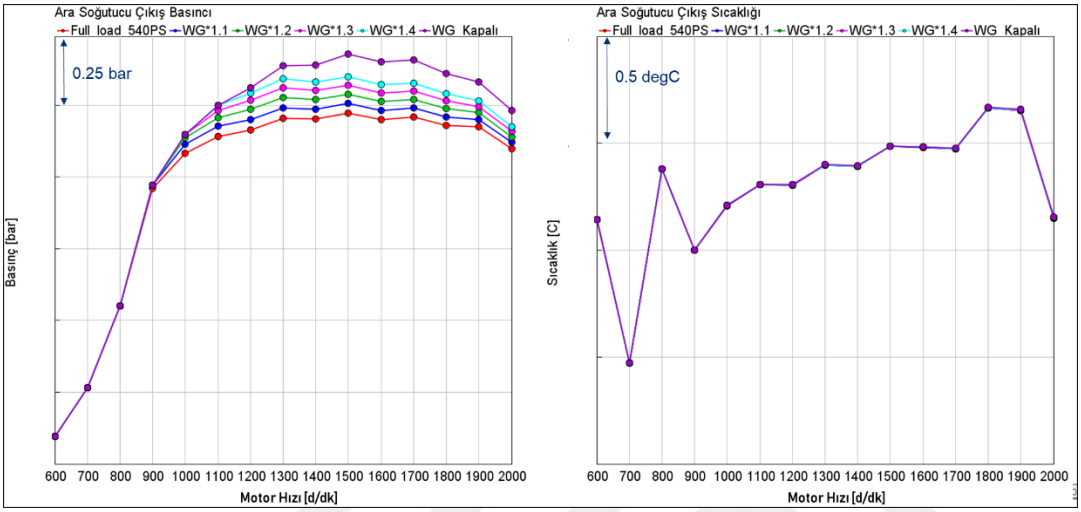
Şekil 5.20 : Kompressör giriş sıcaklığı ve giriş basıncı değişimi.

Kompresör giriş sıcaklığı, korelasyonu yapılan motor datasıyla aynı kalacak şekilde ayarlanmıştır. Bunu yaparken de ortam sıcaklığı sabit tutulup, kompresör giriş sıcaklık borularının ısı iletim katsayıları değiştirilmiştir. Alınan hava miktarının artışına bağlı olarak da kompresör giriş basıncında vakum etkisinin arttığı hesaplanmıştır.



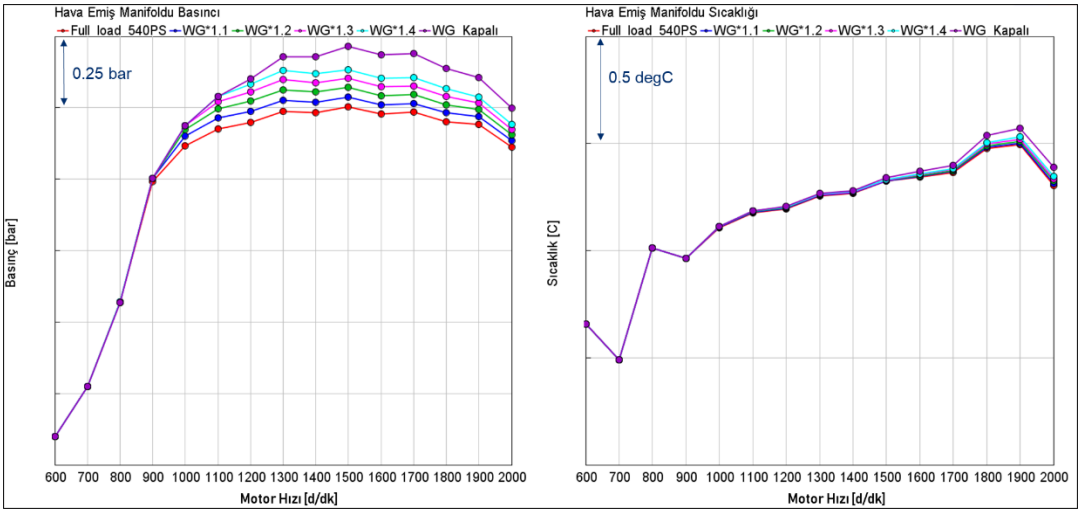
Şekil 5.21 : Kompressör çıkış sıcaklığı ve çıkış basıncı değişimi.

Tahliye kanalı valfinin kapanmasına ve aşırı doldurma sistemi türbininden daha fazla debi geçmesine bağlı olarak aşırı doldurma sistemi şaft hızı artmıştır. Bu artışla birlikte kompresörde daha fazla hava bastığı için çıkış basıncı da artmıştır. Kompresör çıkış basıncı miktarı ve hava debisi miktarındaki artış sonucunda, kompresörün verim haritasına da bağlı olarak kompresör çıkış sıcaklığında artış gözlenmiştir. Elde edilen verilerin kompresör çıkış sıcaklığı limitinden uzakta olduğu hesaplanmıştır.



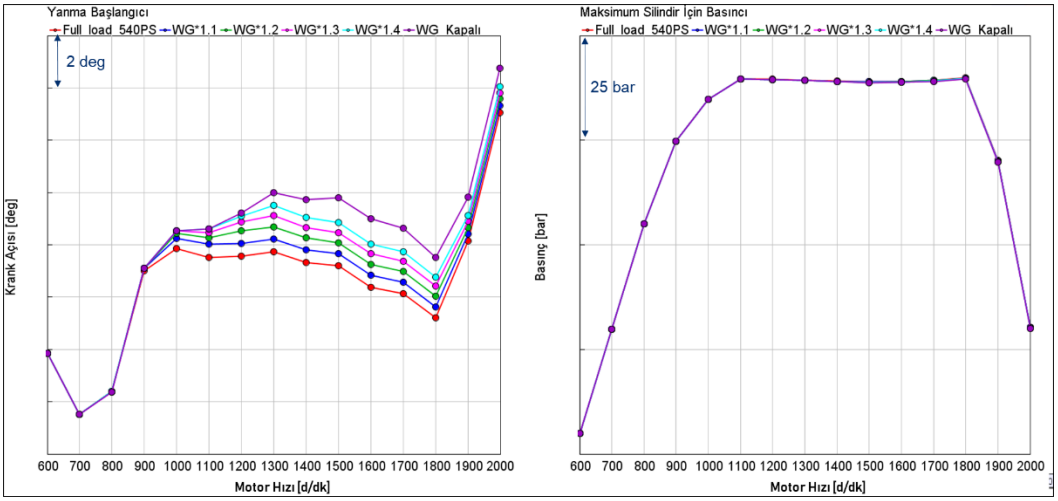
Şekil 5.22 : Ara soğutucu girişi basınç ve sıcaklığının motor hızına bağlı değişimi.

Ara soğutucu çıkış sıcaklığı, korelasyonu olan modelle aynı tutulmuştur. Ara soğutucu çıkış basıncındaki azalış miktarı da geçen hava debisiyle orantılıdır.



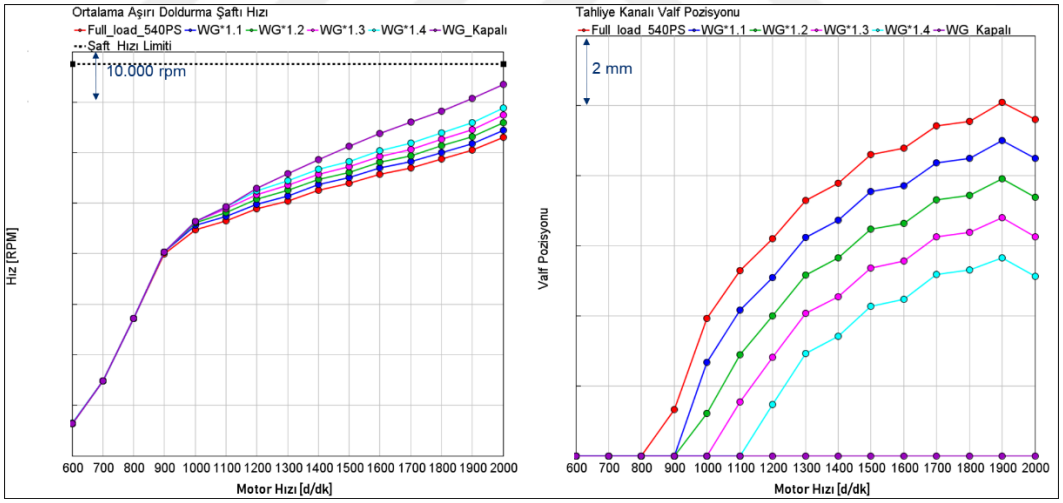
Şekil 5.23 : Hava emiş manifoldu basınç ve sıcaklığının değişimi.

Ara soğutucu çıkışı doğrudan hava emiş manifoldu girişine bağlandığı için basınç ve sıcaklık değerleri benzer seviyelerdedir.



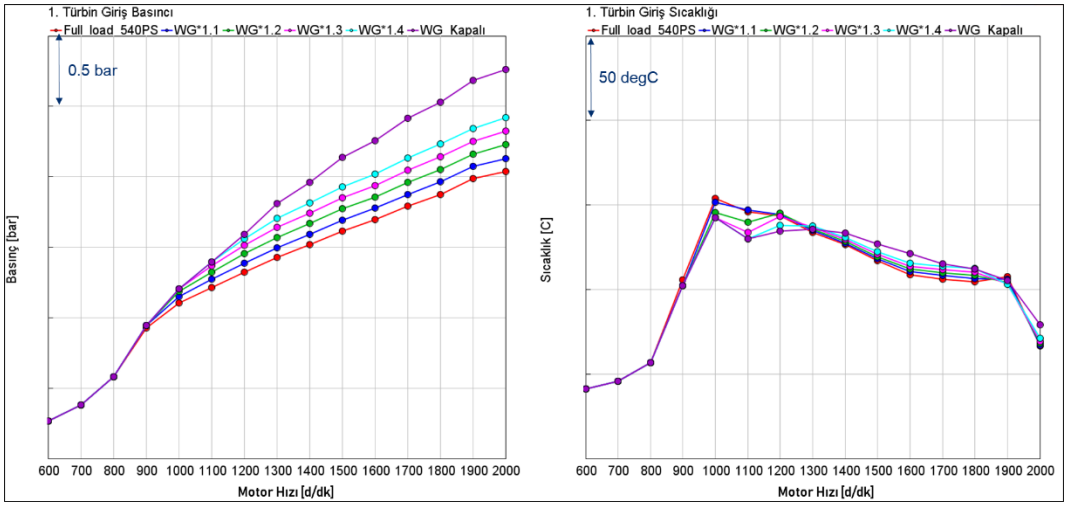
Şekil 5.24 : Yanma başlangıç açısı ve maksimum silindir içi basıncı.

Maksimum silindir içi basınçlarını hedeflenen değerlerde olması için enjeksiyon püskürtme açısı değişitirilmiştir. Buna bağlı olarak da yanma başlangıç açıları değişmiştir. 900 d/dk hızına kadar aynı hava alındığı için yanma açısında bir fark oluşmamıştır. Alınan hava miktarına bağlı olarak da her analiz için bu açı değerleri birbirinden farklılaşmıştır.

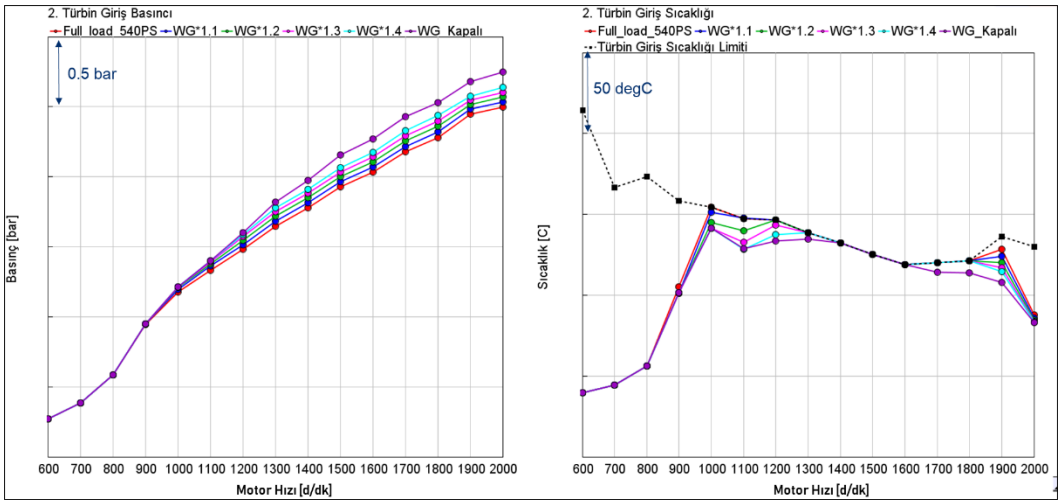


Şekil 5.25 : Aşırı doldurma sistemi şaftı hızı ve tahliye kanalı valf konumu.

Aşırı doldurma sistemi şaft hızlarındaki artış, tahliye kanalının kapatılmasıyla birlikte daha fazla akışın türbinden geçirilmesiyle ve buna bağlı olarak türbin gücünün artmasıyla birlikte gözlenmiştir. Türbin gücü sonucunda şaft hızları artar, kompresör daha fazla hava basmaya başlar ve sonucunda da türbinden daha fazla hava geçer. Bu olay bir denge noktasına kadar devam etmektedir. Turboşarj şaft hızlarının kritik hız limitinden uzakta olduğu hesaplanmıştır.



Şekil 5.26 : 1. türbin girişinin basınç ve sıcaklığının motor hızına bağlı değişimi.



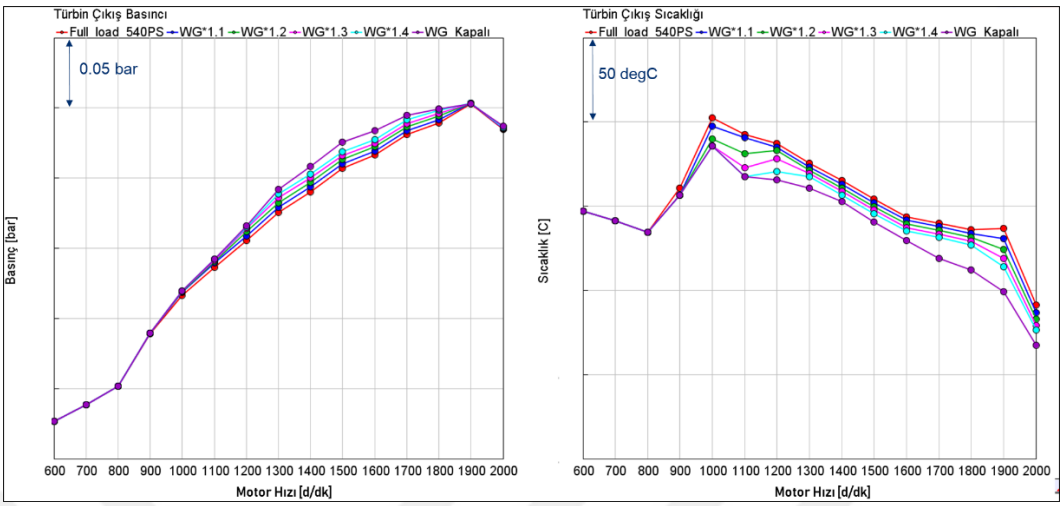
Şekil 5.27 : 2. türbin girişinin basınç ve sıcaklığının motor hızına bağlı değişimi.

Türbin girişi basınç değerleri incelendiği zaman, tahliye kanalının kapalı olduğu an iki girişteki basınçlarda aynı seviyelerdedir. Tahliye kanalının açılmasına bağlı olarak kanalın bulunduğu girişteki basınç düşüşü, tahliye kanalı bulunmayan girişe göre daha yüksektir.

Türbin girişi sıcaklıkları dikkate alındığında durumda da, tahliye kanalının bulunmadığı 2. türbin girişindeki sıcaklıklar 1. girişe göre daha yüksektir. Bu durumun başlıca sebebi, türbin giriş basıncının artması durumunda sıcaklıkların da yükselmesidir. Türbin giriş sıcaklıkları limitinde de kullanılan hedef eğri, korelasyon çalışmasının hedef değerden saptığı uzaklık farkını hedef değerle toplanmasıyla elde edilmiştir.

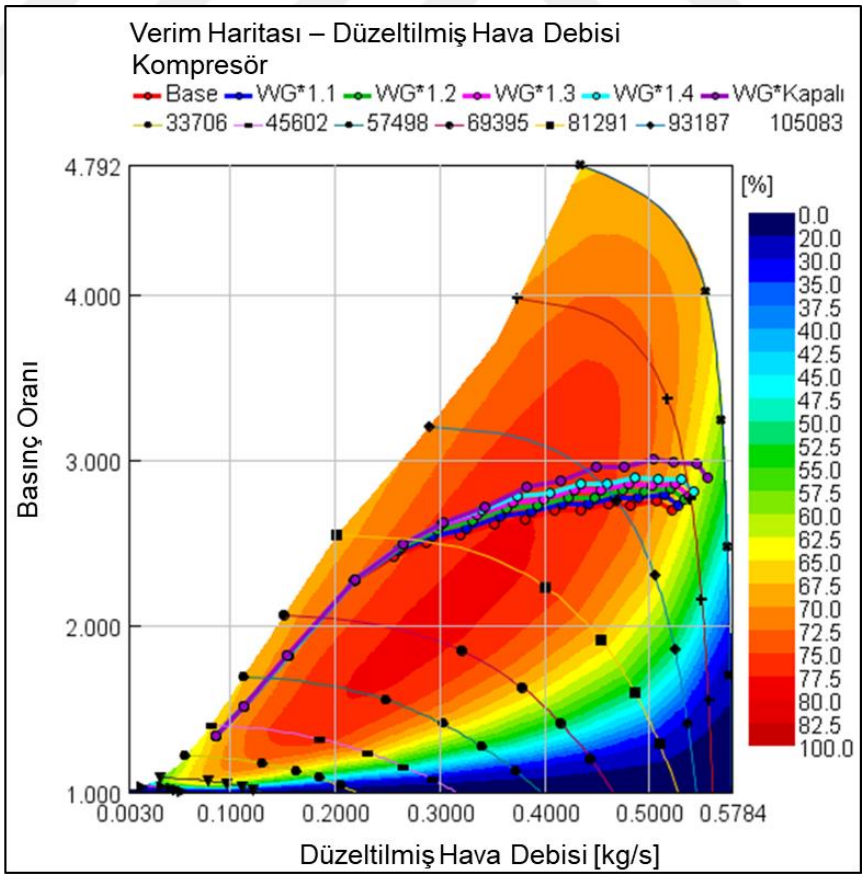
Grafiklerden gözlemlendiği üzere, türbin giriş sıcaklıkları limitiyle çakışma olduğunu hesaplayann modeldeki PID kontrolcü, motora atılan yakıt miktarını azaltmıştır. Bu

yakıt azalış miktarına bağlı olarak da motor hedef moment değerini yani güç değerini de limite girdiği noktalarda sağlayamamıştır.



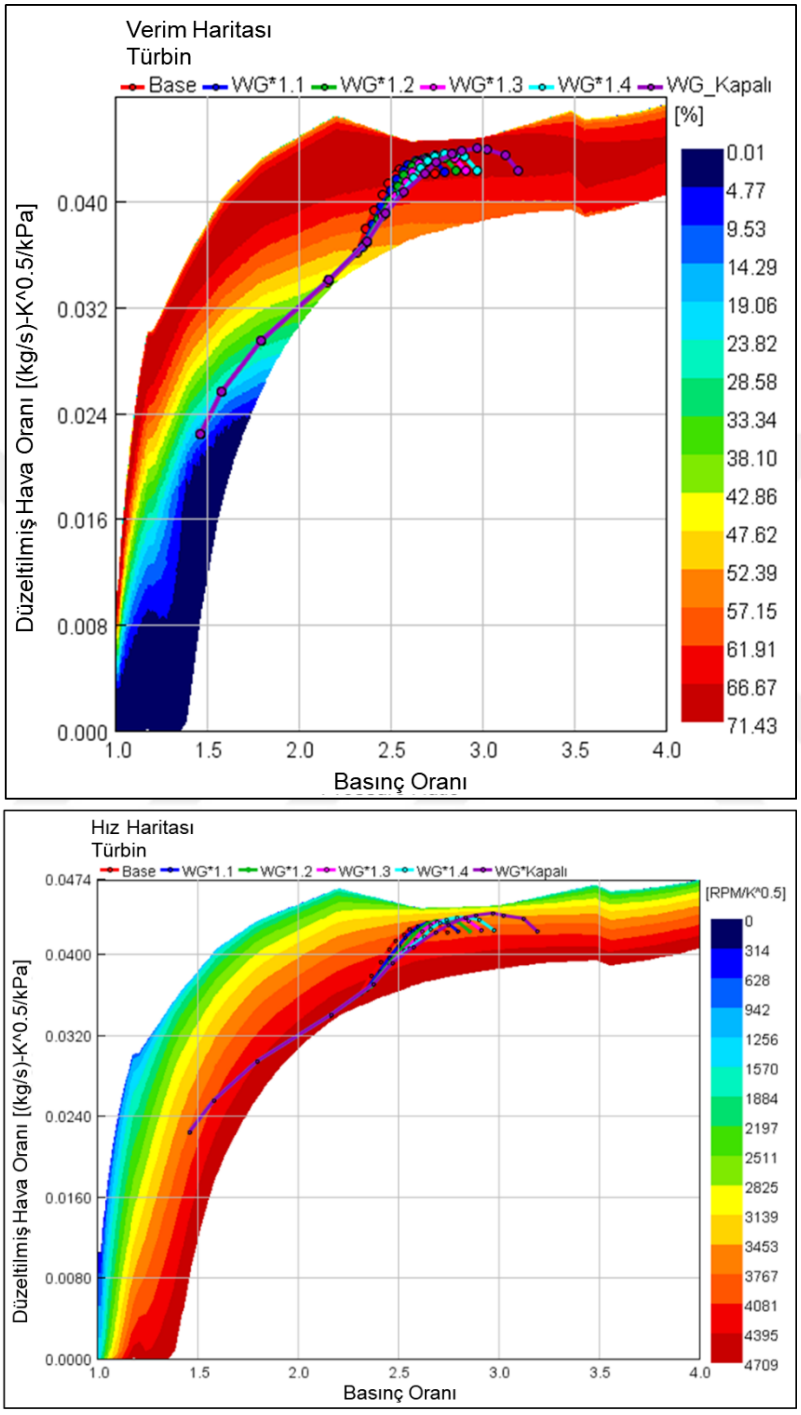
Şekil 5.28 : Türbin çıkış basıncı ve çıkış sıcaklığının motor hızına bağlı değişimi.

Türbin çıkış basıncı da tahliye kanalı valfinin kapanması sonucu olarak artan debi miktarına bağlı olarak artmıştır. Burada da, aynı motor hızlarında azalan valf konumlarıyla doğru orantılı olarak sıcaklık düşüşü görülmüştür.



Şekil 5.29 : Kompresör verim haritası ve hız eğrileri.

Tahliye kanalı valfinin konumunun ayrıştığı noktalarda türbin çalışmasının değişimine göre kompresör haritasındaki değişim hesaplanmıştır. Aynı motor hızında basıncın ve debinin tahliyenin sisteminin kapatılmasıyla arttığı gözlemlenmiştir.



Şekil 5.30 : Türbin verim haritası ve türbin hız haritası.

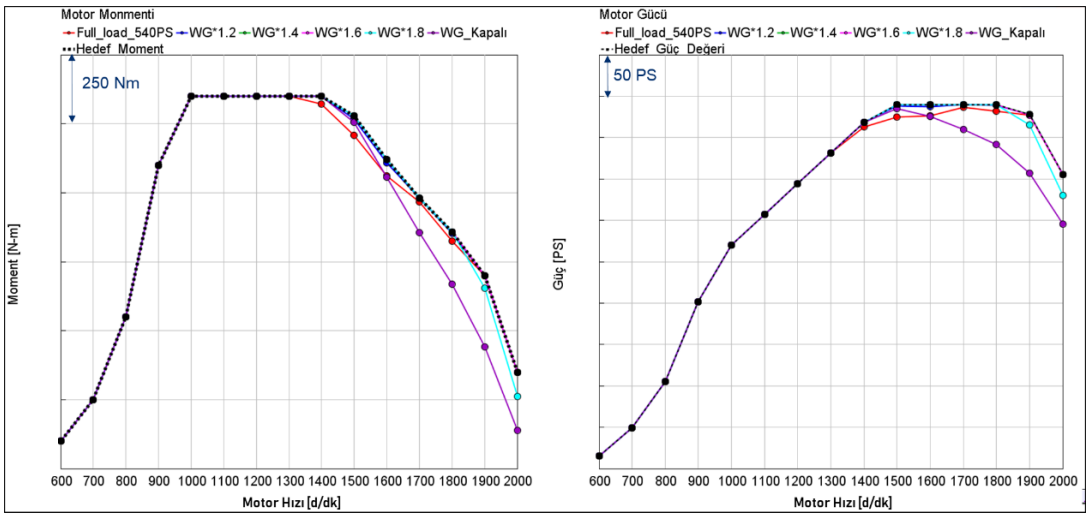
Hesaplanmış türbin verimi ve türbin hızı ayrı ayrı türbin verimi haritasında ve türbin hız haritaları ayrı ayrı gösterilmiştir. Hava debisinin ve türbin hızlarının birimlerindeki dönüşüm yapıldığında debi ve şaft hızı elde edilebilir. Motorun en yüksek momenti

verdiği noktalarda türbin veriminin en yüksek olduğu hesaplanmıştır. Türbin şaftı hızının limitlere yaklaştığı yüksek motor hızlarında da hız eğrilerinin neredeyse aynı kaldığı gözlemlenmiştir. Türbin giriş sıcaklıklarının aynı olduğu noktalarda türbin giriş basıncının birimlerdeki etkisi hesaplandığında türbin hızlarının değişimi şekil 5.25'teki gibi olacaktır.

Motorun üstündeki mevcut aşırı doldurma sistemi kullanılarak istenen motor gücü eğrisinin tamamen elde edilemeyeceği hesaplanmıştır. Korelasyon seviyesi yüksek olan pnömatik kontrollü mekanik tahliye sistemindeki yay ön yükünü valf hiç açılmayacak şekilde ayarlansa bile motor beklenen gücü verememektedir. Beklenen gücü elde etmek için farklı bir aşırı doldurma sistemiyle çalışma yapılmıştır.

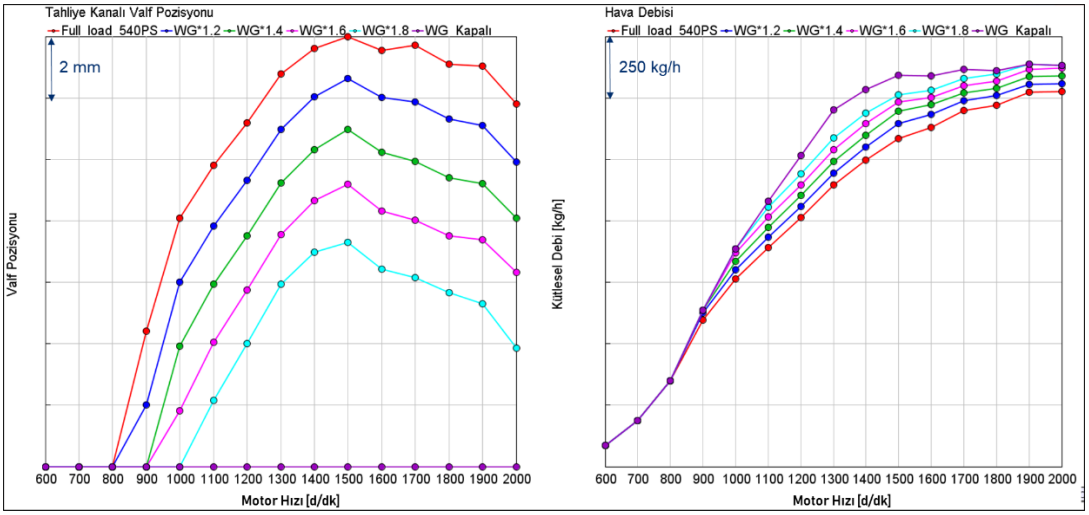
5.3 Motordaki Güç Artışı Taleplerinde Pnömatik Kontrollü Çift Girişli Türbin Modelinin Yeni Aşırı Doldurma Sistemiyle İncelenmesi

Motorun daha iyi hava alması ve bunu sağlarken de motor limitlerini aşmaması göze alınarak imalatçıdan yeni bir aşırı doldurma sistemi deney datası istenmiştir. 480 HP motorunda bulunan aşırı doldurma sisteminin imalatçı haritası yeni sisteminkiyle güncellenip sonuçlar incelenmiştir. Yeni aşırı doldurma sistemininde de aynı tahliye kanalı kullanıldığı teyit edilmiştir. Bu durumda, 480 HP deney motorunda korelasyonunu yapılan mekanik kontrollü pnömatik tahliye kanalı kullanılabilir. Motor modelinde, 480 HP çalışmasındaki aynı koşullar göz önüne alınarak analiz gerçekleştirilecektir. Egzoz tahliye kanalı valf konumunun yaya uyguladığı ön yükün %10'dan %80'e kadar arttırılmasıyla birlikte güç değişimi incelenmiştir.



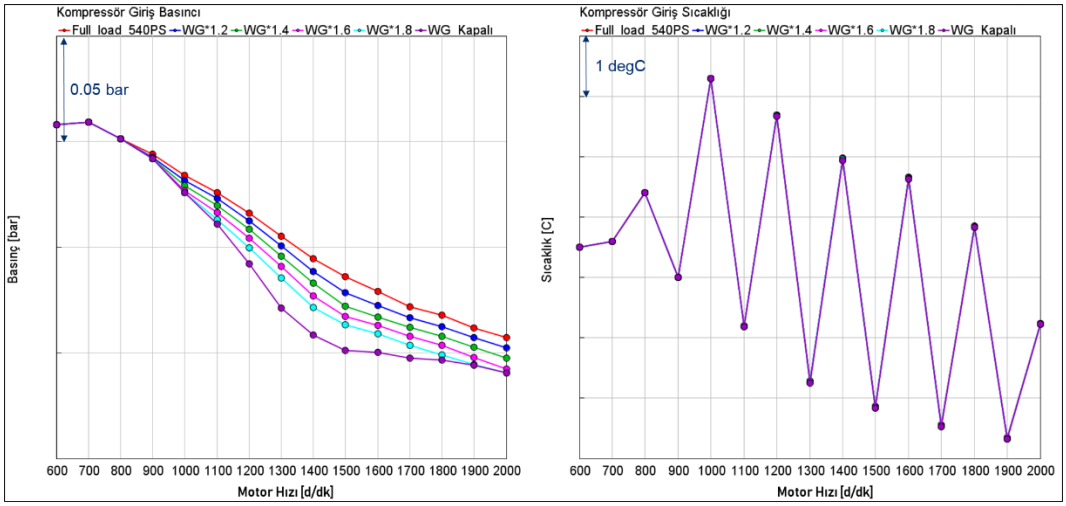
Şekil 5.31 : Motor fren gücü ve motor fren momentinin motor hızına bağlı grafiği.

Yeni aşırı doldurma sistemi kullanıldığında belirli yay ön yükü sağlandığı zaman motorun limitlere ulaşamadan istenen gücü sağladığı hesaplanmıştır. Motorun motor hızına bağlı moment-güç grafikleri dikkate alındığında, tahliye kanalı ön yükünün 480 HP deney motorundaki gibi olması durumunda motorun limitlere ulaştığı anlaşılmaktadır. Tahliye kanalı valfi yay ön yükü arttırıldığı zaman hedeflenen motor moment ve güç değerlerinin sağlandığı fakat belirli bir ön yük artışından sonra motorun yine limitlere ulaştığı anlaşılmaktadır. 540 BG yeni aşırı doldurma sistemli motor analizi yapılarak, olması gereken optimum yay ön yükü saptanabilir ve böylece prototip motor daha doğru şekilde tasarlanabilir.



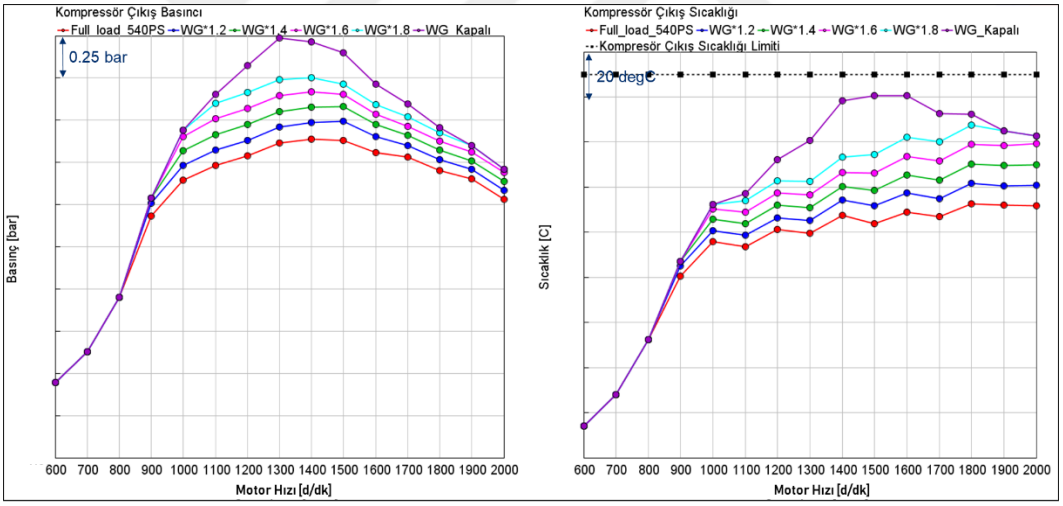
Şekil 5.32 : Tahliye kanalı valf konumunun ve hava debisinin değişimi.

Tahliye kanalı valf konumu, yay ön yükünün arttırılması sonucunda artık egzoz gazlarının kaçırılması daha da azaltılmakta ve buna bağlı olarak motora giren hava miktarı artmaktadır. Valf ön yükünü 480 HP motoruyla aynı tutarak, tahliye kanalını her noktada kapalı tutacak şekilde ayarlayarak ve belirlenen bu 2 durumun arasında da belirli aralıklarla çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalar sonucunda da, ne aynı yük ne de tam kapalı durum istenilen hedefi sağlayamamaktadır.



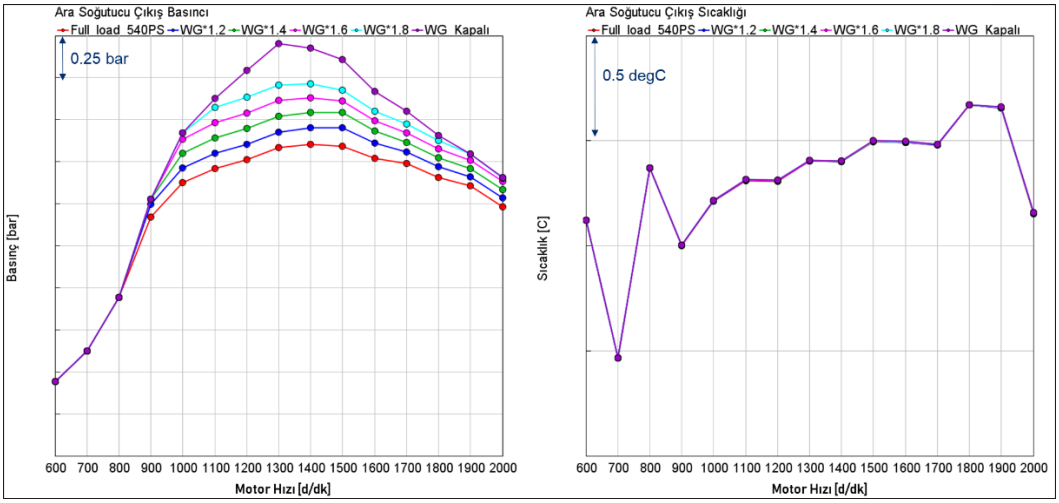
Şekil 5.33 : Kompressör giriş sıcaklığı ve giriş basıncı değişimi.

Yeni aşırı doldurma sistemi, bir önceki motordaki aşırı doldurma sistemiyle yapılan 540 BG çalışmasındaki gibi incelenecektir. Sisteme havanın ilk girmeye başladığı kısımdan incelemeye başlarsak, artan hava emiş miktarına göre kompresör girişindeki vakum etkisi artmıştır.



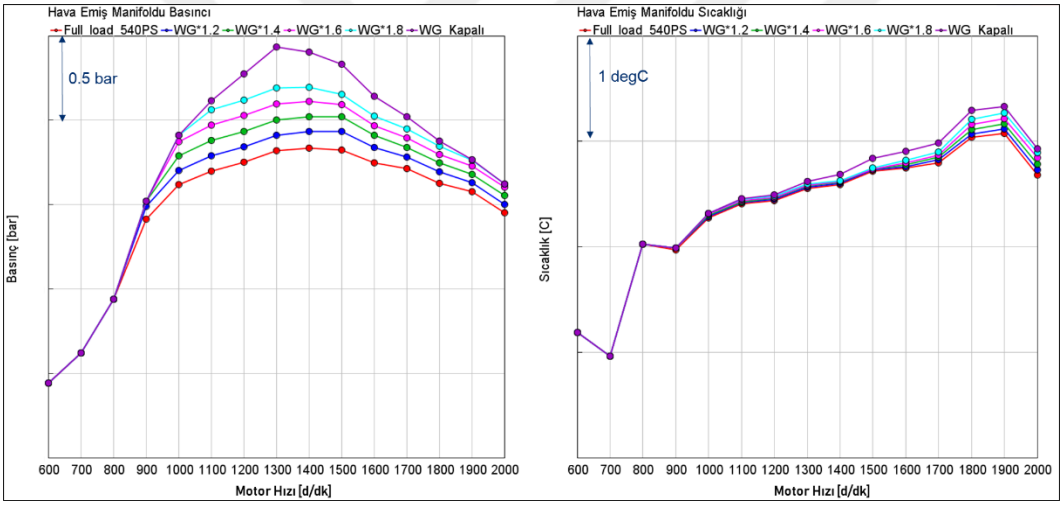
Şekil 5.34 : Kompressör çıkış sıcaklığı ve çıkış basıncı değişimi.

Kompresörden alınan hava miktarındaki artışa bağlı olarak kompresör çıkış basıncı da artmıştır. Motor, tahliye kanalının tamamen kapatılması durumunda bile kompresör çıkış sıcaklıkları limitine ulaşmamıştır. Tahliye kanalının tamamen kapalı olduğu durumlarda aşırı doldurma sistemi şaftı hızı ve türbin giriş sıcaklıkları limitine dayanıldığı için, kompresör çıkış basınç ve sıcaklık eğilimileri artan tahliye kanalı yay ön yüküne bağlı olarak belirli bir noktadan sonra farklı yönde olmaktadır.



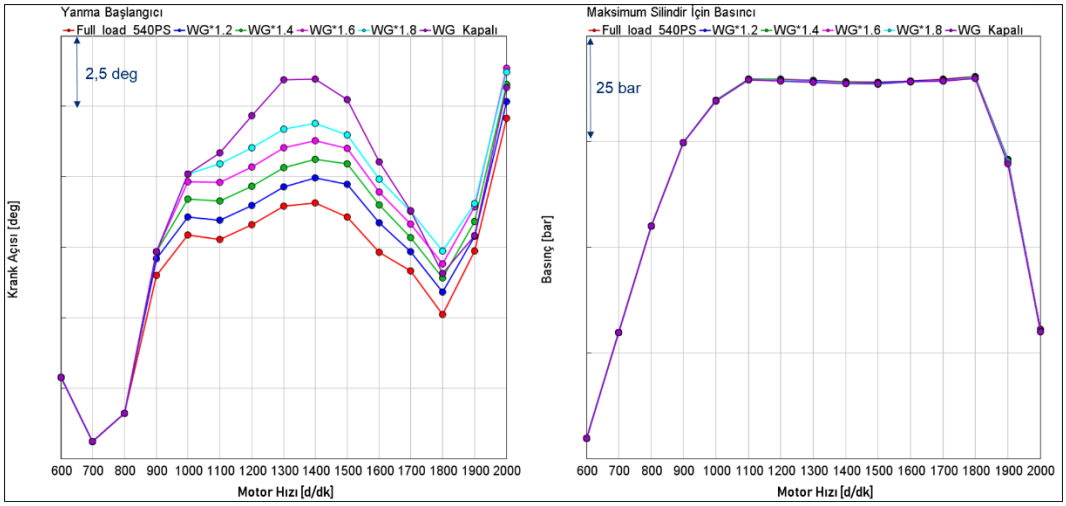
Şekil 5.35 : Ara soğutucu girişi basınç ve sıcaklığının motor hızına bağlı değişimi.

Ara soğutucu çıkış sıcaklığı, 480 BG deney motoru verisindeki değerlerle aynı olacak şekilde tutuldu. Basınç kayıpları da hava debisine bağlı fiziksel olarak hesaplanmıştır.



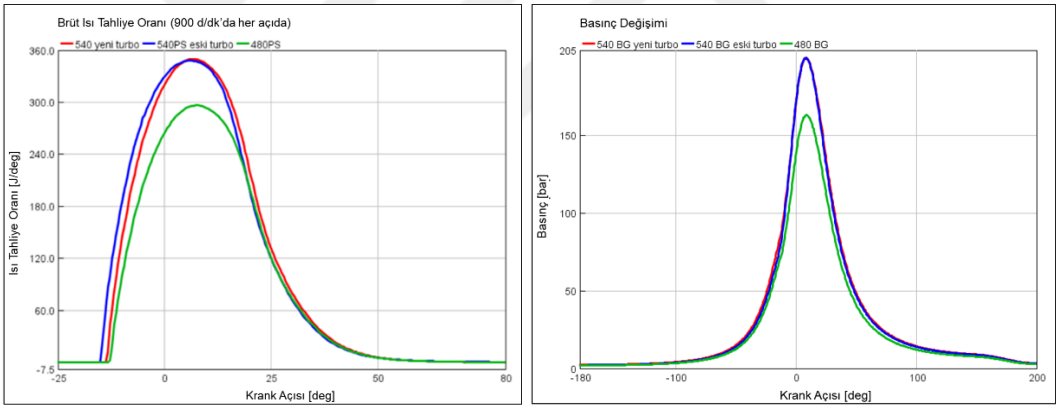
Şekil 5.36 : Hava emiş manifoldu basınç ve sıcaklığının bağlı değişimi.

Ara soğutucu çıkışı doğrudan hava emiş manifoldu girişine bağlandığı için basınç ve sıcaklık değerleri benzer seviyelerdedir.



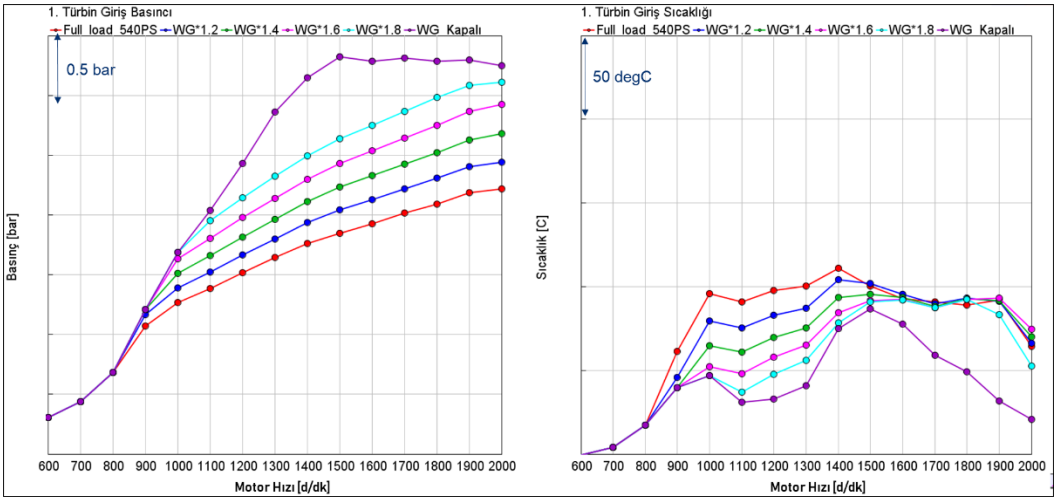
Şekil 5.37 : Yanma başlangıç açısı ve maksimum silindir içi basıncı.

Yanma başlangıç açıları, 215 bar maksimum silindir içi basıncı ve diğer noktlarda da hedeflenen değerler tutacak şekilde PID kontrolcüsü kullanılarak sağlanmıştır. Artan hava miktarına bağlı olarak yanma başlangıcı değeri, üst ölü noktaya yaklaşmıştır yani yakıt açısı rötara alınmıştır.



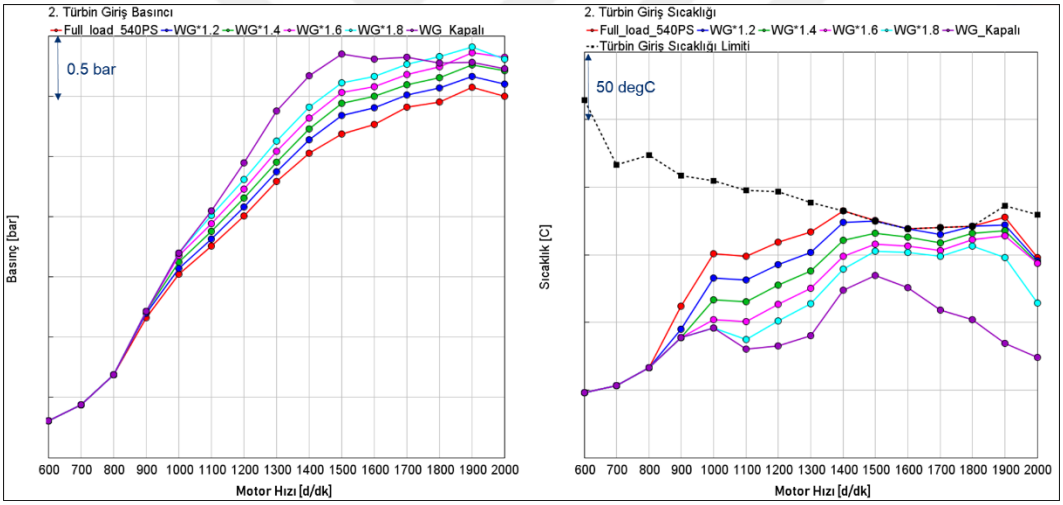
Şekil 5.38 : 900 d/d'de silindir içi ısı tahliye oranı ve basınç eğrileri.

Silindir içi ısı tahliyesi ve basınç değişimi 900 d/d'de gösterilmiştir. Aynı turboşarjın farklı güç varyantlarında ve farklı turboşarjın aynı güç varyantlarındaki etkisi hesaplanmıştır. Korelasyonu sağlanmış deney motorundaki tahliye kanalı sistemi kullanılarak her çalışmada 900d/d'da güç alınabildiği için bu nokta gösterilmiştir.



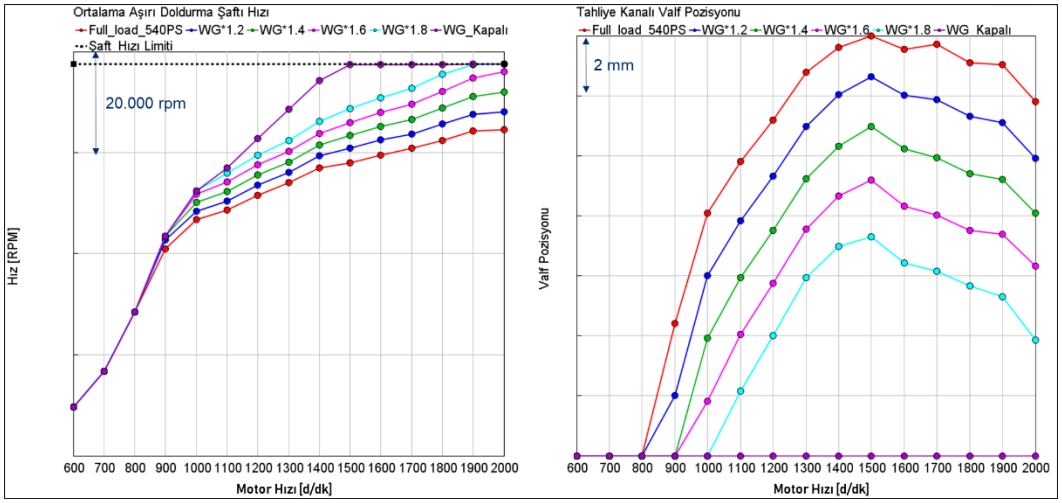
Şekil 5.39 : 1. türbin girişinin basınç ve sıcaklığının motor hızına bağlı değişimi.

Tahliye kanalı kapandıkça, tahliye kanalının bulunduğu türbin girişindeki basınç değerleri artmıştır. Tahliye kanalının kapatılması sonucunda aşırı doldurma sistemi motora alınan hava miktarını arttırdığı için türbin giriş sıcaklığı azalmıştır.



Şekil 5.40 : 2. türbin girişinin basınç ve sıcaklığının motor hızına bağlı değişimi.

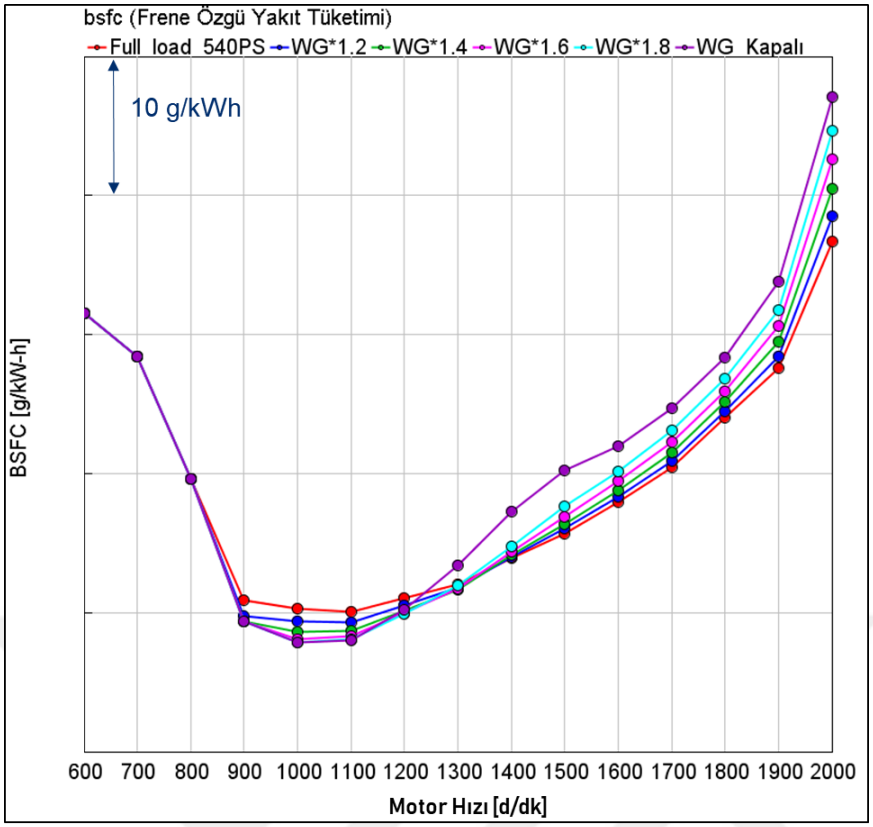
Türbin girişlerinden tahliye kanalının bulunmadığı 2. türbin giriş basıncı incelendiği zaman, tahliye kanalı kapalı olduğu durumda motor şaftı hızının yükseldiğinden dolayı buradaki türbin giriş basıncı değeri, ön yükün %60 ve %80 olduğu durumdaki değerlerden düşük kalmıştır. Türbin giriş sıcaklıkları incelendiği zaman, tahliye kanalı valf yayındaki ön yükünün 1.4 katı olması durumunda limitlere dayanılmamıştır.



Şekil 5.41 : Aşırı doldurma sistemi şaftı hızı ve tahliye kanalı valf konumu.

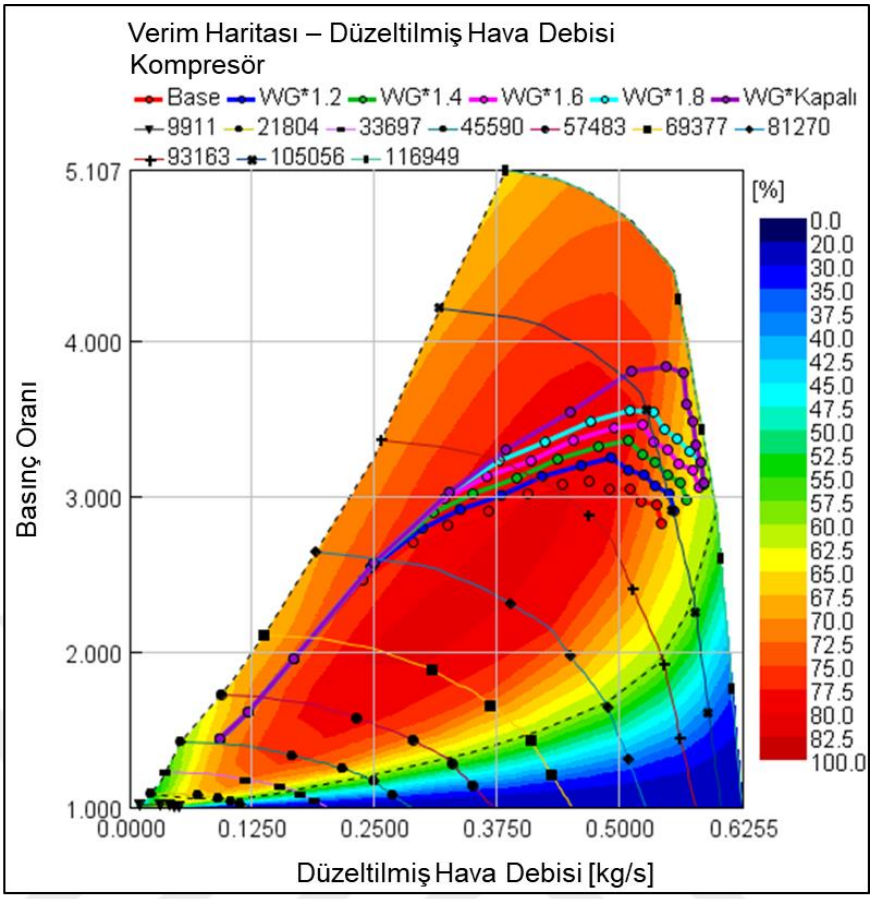
Tahliye kanalı valfi ön yükünün artmasına bağlı olarak aşırı doldurma sisteminin şaft hızları da artmıştır. Ön yük, valfin hiç açılmayacağı değere getirildiği durumda 1500 d/dk'dan itibaren limitilere dayanılmaktadır. Limite dayanılmasının sonucunda da motor daha az yakıt atmaktadır ve motor güç kesmektedir. Deniz seviye koşullarda yapılan analizlerde motorun güç kesmemesi beklenmektedir ve bu durumu sağlayacak şekilde yay ön yükü seçilmelidir. Yapılan çalışmalar, yay ön yükünü değiştirmekten bağımsız olarak yay malzemesi veya üretim metodunun değiştirilerek yay kat sayısının değiştirilmesiyle de yapılabilirdi fakat prototip motorda ön yükün arttırılması beklenmektedir. Bu beklentiye bağlı kalınarak analizler, yay ön yükünün arttırılmasıyla yapılmıştır.

Yeni aşırı doldurma sistemiyle yapılan çalışmalar sonucunda, tahliye kanalı ön yükünün aynı veya tahliye kanalını tamamen kapalı tutacak şekilde ayarlandığında motor limitlere ulaşmaktadır. Limitlere ulaştığı durumda da motorda güç kesilmektedir. Yay ön yükünün 1.8 katına çıkarılması durumunda, 1900 ve 2000 d/dk noktalarında şaft hızı limitine dayanılmaktadır. Yay ön yükünün 1.2 katına çıkartılması durumunda da motor momenti tam türbin giriş sıcaklıkları limitin dayanıldığı durumda almaktadır. Yay ön yükünün 1.2 katından fazla olan ve aşırı doldurma sistemi şaftı hızı limitlerine ulaşılamadığı yay ön yükleri kullanılabileceği anlaşılmaktadır.



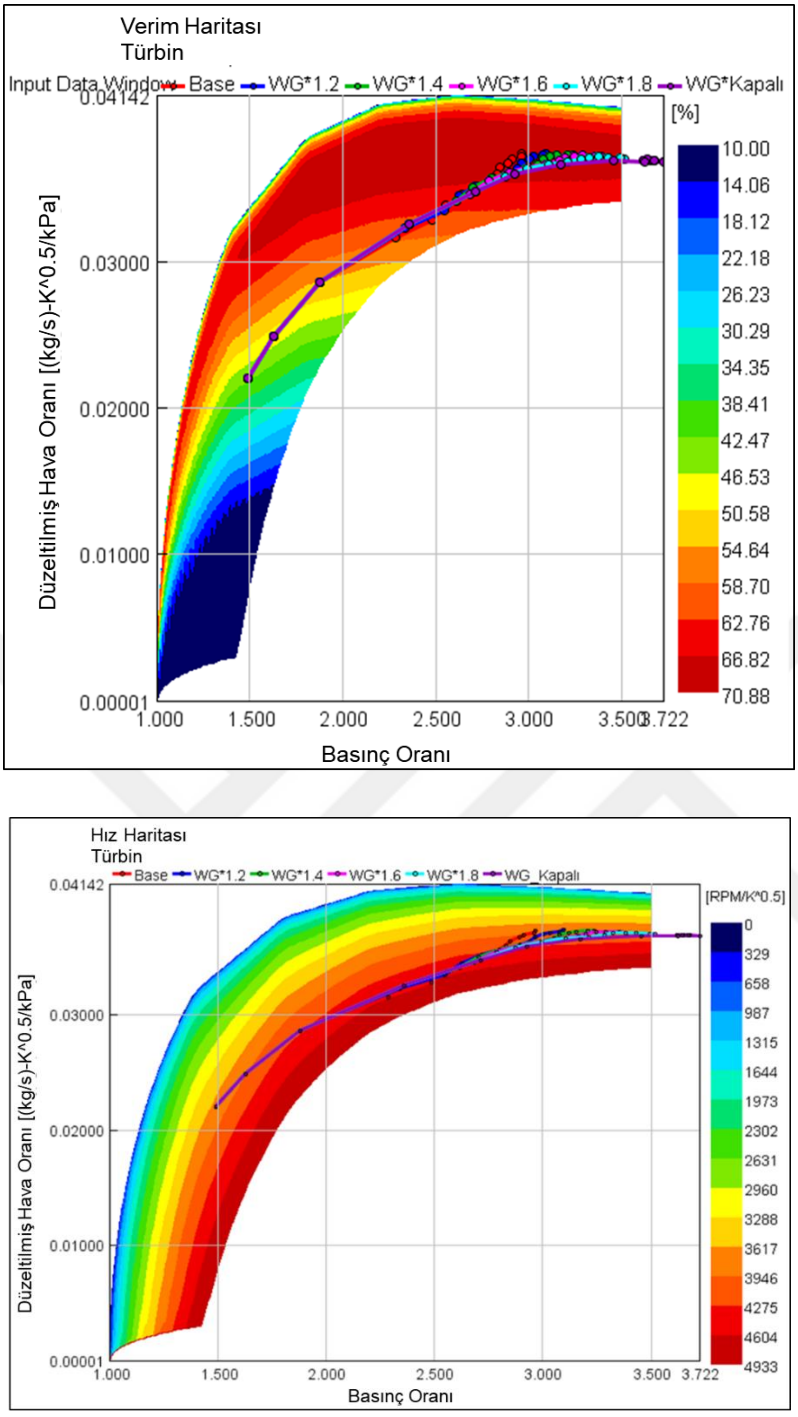
Şekil 5.42 : Özgül yakıt tüketimi.

Gücün sağlandığı noktalardaki en optimum yay ön yükünü, özgül yakıt tüketimi grafiğinden faydalanarak seçilebilir. Sonuçlar incelendiğinde, yay ön yükünün arttırılmasıyla beraber yakıt tüketiminde artış olmaktadır. Bu durumdan dolayı hem istenile performansın sağlandığı hem de yakıt ekonomisinin iyi olduğu bir yerin seçilmesi istendiği durumu sağlayan en iyi nokta, yay ön yükünün 1,4 katına çıkartıldığı noktadır. Bu durumu sağlarken yay katsayısının değiştirilmesiyle birlikte de aynı noktaya gidilebilirdi fakat yapılan çalışmada hedeflenen, yayı değiştirmeden sadece ön yükün arttırılmasıyla birlikte gücün elde edilmeye çalışılmasıdır. Daha düşük yay ön yükü ve daha sert yani yay katsayısı yüksek bir yay seçilerek yapılan çalışmalarda ön yük daha düşük motor hızlarında aşılabilecektir tahliye kanalı da daha erken açılacaktır. Düşük motor hızlarında performansın yüksek olması için doldurma basıncının yüksek olması gerekmektedir ve bu bölgede kapalı olmasını sağlayan parametre de yay ön yükü olduğu için ön yükü değiştirmek hedeflenen amaca yönelik daha önemli etkisi vardır.



Şekil 5.43 : Kompresör verim haritası ve hız eğrileri.

Tahliye kanalı valfinin konumunun ayrıştığı noktalarda kompresör haritasındaki değişim hesaplanmıştır ve kompresörün çalışmasını etkileyen durum türbin çalışmasının değişimidir. Aynı motor hızında basıncın ve debinin tahliyenin sisteminin kapatılmasıyla arttığı hesaplanmıştır. Burada dikkat edilmesi gereken durum, tahliye kanalının kapanmasıyla beraber kompresör çalışma noktaları yüksek motor hızlarında şok bölgesine yaklaşmıştır. Özgül yakıt ekonomisi sonuçları şekil 5.42'de gösterilen durumda en iyi sonucun tahliye kanalı ön yükünün 1,4 katına çıkartıldığı durum olduğundan bahsedilmişti ve kompresör haritasına baktığımızda da bu durumun şok bölgesi için uygun olduğu hesaplanmıştır.



Şekil 5.44 : Türbin verim haritası ve türbin hız haritası.

Motorun en yüksek momenti verdiği noktalarda türbin veriminin en yüksek olduğu hesaplanmıştır. Türbin şaftı hızının limitlere yaklaştığı yüksek motor hızlarında da şekil 5.44'deki hız eğrilerinin neredeyse aynı kaldığı gözlemlenmiştir. Türbin giriş sıcaklıklarının aynı olduğu noktalarda türbin giriş basıncının birimlerdeki etkisi hesaplandığında türbin hızlarının değişimi şekil 5.41'deki gibi olacaktır.

6. SONUÇLAR

Her geçen yıl sertleşen emisyon regülasyonları ve sürekli artan müşteri beklentilerini başarıyla sağlayabilmek; teknolojik anlamda büyük yenilik ve gelişim ihtiyacını beraberinde getirmektedir. Bu da incelenen teknolojiler bazında karmaşıklıkların artması ve haliyle yüksek meblağlarda test süre ve maliyetlerinin ortaya çıkması anlamına gelmektedir. Yapılan işleri daha kaliteli ve daha ucuz yapmak da bilgisayar destekli mühendislikten geçmektedir. Bu tez kapsamındaki çalışma motor geliştirme çalışmalarının en erken safhalarından itibaren kullanılabilmekte; ilk seferde doğru donanım seçimini kolaylaştırmaktadır.

Motor performans modeli kurmanın temel amacı, modelin korelasyonu sağlandıktan sonra kullanılmasıyla farklı ortam sıcaklığı ve irtifalarda analiz yapmayı sağlamasının yanında motorun modifikasyonlar karşısında nasıl çalışacağını önceden tahmin etme becerisini elde etmektir. Bunu yaparken de, daha kısa zamanda ve daha düşük maliyetlerle sonuçları yüksek doğrulukta gösterebilmektedir. Bu yetenekleri doğrultusunda tez kapsamında geliştirilmesi planlanan motorun performans modeli, literatürdeki en yüksek hata değeri ve oranları içerisinde korelasyonu tamamlanmıştır. Sabit geometrili ve çift girişli türbinin yüksek doğrulukta korelasyonunun tamamlanması sonucunda, pnömatik tahliye sisteminin açılış ve kapanış anları test datasıyla aynı seviyede olmuştur. Oluşturulan ve sonuçları gösterilen metodoloji gelecek projelerde kullanıma hazır hale getirilmiştir. Ek olarak, model farklı güç, irtifa ve sıcaklıklarda analiz edilip, en doğru parça modifikasyonu için çalışmalara öncülük edebilmektedir.

Tez kapsamında bir girişinden tahliye kanalına sahip olan çift girişli egzoz türbinli aşırı doldurma sistemli 480 BG güç üreten bir motorun deneysel verileri ve oluşturulan 1B modelin korelasyon sonuçları detaylı olarak gösterilmiştir. Deneyi yapılmış olan motorun 540 BG üretmesi de istenmektedir. Hedeflenen gücün, deneyi yapılmış olan motorda malzeme değişikliğine gidilerek maksimum silindir içi basınç limitlerinin 180 bardan 215 bara çıkartılmasıyla ve mevcut aşırı doldurma sistemiyle sağlanabilir olup olmadığını görmek için deney yapmak yerine model kullanılarak hesaplamaya

çalışılmıştır. Korelasyonu tamamlanan modelde hedef güç değerinin sağlanması için daha fazla yakıt kullanılmıştır ve arttırılmış maksimum silindir içi basınç değerleri enjeksiyon zamanının değiştirilerek sağlanmıştır. Analiz sonucunda da hedeflenen güç değerlerinin türbin giriş sıcaklık değeri limitlerine ulaşıldığı için elde edilemediği hesaplanmıştır. Gücün elde edilemediği bu modelde daha fazla hava alınarak türbin giriş sıcaklığı limitlerinin altında kalabilmek için tahliye kanalının yay ön yükünde modifikasyonlar yapılmıştır. Tahliye kanalını tamamen kapalı konuma getirecek yay ön yükü ve mevcut durumdaki yay ön yükü arasındaki yükler dikkate alınarak toplam 6 analiz yapılmıştır. Analiz sonucunda artan ön yükle birlikte doldurma basıncı da arttığı için motorun aldığı hava miktarı da artmıştır ama türbin giriş limitleri altında kalınamadığı için güç bir miktar artmış olsa da hedeflenen güç yine sağlanamamıştır.

Hedeflenen gücün elde edilebilmesi için farklı bir aşırı doldurma sistemiyle analiz yapılmıştır. Modelde mevcut bulunan kompresör ve türbin imalatçı deney datası daha farklı bir kompresör ve türbinin haritasıyla değiştirilmiştir. Daha büyük olan bu kompresör ve türbin çifti kullanılarak yapılan analiz sonucunda, mevcut tahliye kanalı sistemiyle istenilen gücün yine türbin giriş sıcaklığı limitlerine ulaşıldığı için alınamadığı hesaplanmıştır. Tahliye sistemi ön yükünde yapılan modikasyonlar sonucunda, motorun istenilen gücü motor limitleri içinde elde ettiği hesaplanarak tahliye kanalının prototip deney motorunda ön yük ve yay katsayısı bakımından olması gereken fiziksel özellikleri hesaplanmıştır.

Yeni aşırı doldurma sistemi ve tahliye kanalı sistemi tedarikçilerden elde edildikten sonra motorda test yapılarak sonuçlar doğrulanabilir. Bu aşamalar sonucunda motor performans modeli korelasyonu incelenmelidir ve farklılıklar oluşması durumunda tekrar analiz yapılarak parçalarda tekrar modifikasyon yapılmalıdır. İteratif çalışmalar sonucunda motor istenilen hale geldiğinde araç testi yapılabilir durum elde edilecektir.

Yapılan çalışmalarda türbin giriş sıcaklık limitlerine ulaşıldığından dolayı yeterli gücü almak için farklı çözümler gösterilmiştir. Sıcaklık limitleri malzeme özelliğine bağlıdır ve sıcaklık limiti daha yüksek egzoz manifoldu ve türbin kullanılarak kullanılarak bu durumun üstesinden gelinebilirdi. Sıcaklık limitlerini yükseltecek şekilde malzeme seçilmesi durumunda maliyetler artacağı için alternatif uygulamalarla sonuç elde edilmeye çalışılmıştır. Tedarikçiler tarafından, malzeme değişikliğine bağlı olarak maliyetlerin düşürülmesi üzerinde çalışılması gereken konulardan biridir.

KAYNAKLAR

[1] **Ingale1, M., Kawale1, H., Thakre1, A., Shrikhande, N.** (2018). Performance enhancement of engine using turbocharger-a review, *2018 IJCRT, Volume 6, Issue 1,* 2320-2882.

[2] **INPRESSCO** (2017). A Review of Engine Downsizing and its Effects, *International Journal of Current Engineering and Technology, 2277 – 4106.*

[3] **Nozawa, R., Morita, Y., Shimizu, M.** (1994). Effects of engine downsizing on friction losses and fuel economy, *Engineering Analysis Division, Suzuki Motor Corporation, 300 Takatsuka-cho, Hamamatsu-shi, Shizuoka 432-91, Japan*

[4] **R. Floreaa, D. Wooda, M. Ashrafa,D. Mehtaa and K.H. Leeb** (2018). Impact of EGR and AFR Targets on Twin-Scroll Turbine MFR Optimization for Commercial Vehicle Diesel Applications, *Aufladetechnische Konferenz Dresden; The Supercharging Conference 2018*

[5] **Osako, K., Yokoyama, T., Yoshida, T., Hoshi, T., Ebisu, M., Shiraishi, T.** (2013). Development of twinscroll turbine for automotive turbochargers using unsteady numerical simulation. *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review Vol. 50 No. 1*

[6] **BorgWarner** (2015). *Turbo Performance and Matching Fundamentals* [PowerP-oint slides]. Retrieved from https://www.borgwarner.com/aftermarket /boosting-technologies/performance-turbochargers

[7] **Capon, G.** (2008). Turbocharger Applications and Turbocharger Matching [PowerP-oint slides]. Retrieved from https://www.borgwarner.co m/technologies/boosting-technologies

[8] **Brinkert, N., Sumser, S., Weber, S., Fieweger, F., and Bauer, H. J.,** (2010). The Asymmetric Twin-Scroll Turbine under Engine Operating Conditions, *THIESEL – Conference on Thermo and Fluid Dynamic Process in Diesel Engines, Valencia*

[9] **Baines, N. C.,** (2010). Turbocharger Turbine Pulse Flow and Modelling, *Turbochargers and Turbo-Charging, Institution of Mechanical Engineers, London, pp. 347–362.*

[10] **Fredriksson, C. F., Qiu, X., Baines, N. C., Müller, M., Brinkert, N., Gutmann, C.,** (2012). Meanline Modeling Of Radial Inflow Turbine With Twin/Entry Scroll, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, Copenhagen, Denmark*

[11] **Lüddecke, B., Filsinger, D., Bargende, M.,** (2014). Engine Crank Angle Resolved Turbocharger Turbine Performance Measurements by Contactless Shaft Torque Detection, *11th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, May 2014*

[12] **Reuter, S., Koch, A., Kaufmann, A.,** (2010). Extension of Performance Maps of Radial Turbocharger Turbines using Pulsatiing Hot Gas Flow, *9th International Conference on Turbocharging and Turbochargers; 2010, London, England*

[13] **Cao, T., Xu, L., Yang, M., Martinez-Botas, R. F.,** (2014). Radial Turbine Rotor Response to Pulsating Inlet Flows, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition, San Antonio, Texas, USA*

[14] **Uhlmann, T., Lückmann, D., Aymanns, R., Scharf, J., Höpke, B., Scassa, M., Rütten, O., Schorn, N., Kindi, H.,** (2014). Development and Matching of Double Entry Turbines for the Next Generation of Highly Boosted Gasoline Engines, *Anais do XXII Simpósio Internacional de Engenharia Automotica - SIMEA 2014, Blucher Engineering Proceedings, São Paulo, Blucher, 2014.*

[15] **Holmbom, R., Liang, B. and Eriksson, L** (2017). "Investigation of Performance Differences and Control Synthesis for Servo-Controlled and Vacuum-Actuated Wastegates," SAE Technical Paper 2017-01-0592, 2017.

[16] **Gamma Technologies** (2018). [Computer software]. Westmont, IL : Gamma Technologies, LLC.

[17] **Ghojel, J.** (2010). Review of the development and applications of the Wiebe function: A tribute to the contribution of Ivan Wiebe to engine research, *International Journal of Engine Research, 11(4), 297 - 312. https://doi.org/10.1243/14680874JER06510*

[18] **Chen, S. K., Flynn, T.** (1965). International Harvester-LABECO high b.m.e.p. single cylinder research engine. SAE paper 650733, 1965.

[19] **Cummins Turbo Technologies, Yau, R.** (2015). *WG modelling in GT-Power* [PowerPoint slides]. Retrieved from https://www.cummins.com/components/turbochargers

[20] **Grama, A., Gupta, A., Karypis, G., Kumar, V.** (2003). Search algorithms for discrete optimization problems. Retrieved from https://books.google.com.tr/books/about/Introduction_to_Parallel_Computing.html?id=B3jR2EhdZaMC&redir_esc=y

[21] **Woschni, G.,** (1967). "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine," SAE Technical Paper 670931, 1967

[22] **Url-1 <***https://www.autozine.org/technical_school/engine/Forced_Induction_4.html***>** , erişim tarihi: 16.03.2020

[23] **Url-2 <***https://www.avl.com/-/avl-fuel-mass-flow-meter-and-fuel-temperature-control***>**, erişim tarihi: 16.03.2020

[24] **Url-3** <*https://www.continental-automotive.com/getattachment/f5cbaddd-7b12-4d57-849d-4c95f2d8a2cb/POWERTRAIN_Product_Booklet_Final_2017.pdf*>, erişim tarihi: 16.03.2020

[25] **Url-4** <*https://new.abb.com/products/measurement-products/flow/thermal-mass-flowmeters/sensyflow-fmt500-ig*>, erişim tarihi: 16.03.2020

[26] **Url-5** <*https://www.avl.com/documents/10138/885983/AT3363E_GH14D.pdf*>, erişim tarihi: 16.03.2020

[27] **Url-6** < *https://www.kistler.com/?type=669&fid=108744&model=document*>, erişim tarihi: 16.03.2020

[28] **Url-7** < *https://www.micro-epsilon.com/press/publication/pub-en--2014-01_Speed_ measurement.pdf*>, erişim tarihi: 16.03.2020

ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad **: HÜSEYİN BERK ÖZCAN**

Doğum Tarihi ve Yeri **: 21.04.1993 / TEKİRDAĞ**

E-posta **:** berkozcann@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** **:** 2016, İstanbul Teknik Üniversitesi , Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği
- **Yükseklisans** **:** 2020, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Otomotiv Programı

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2017-2019 yılları arasında Ford Otomotiv Sanayi A.Ş.'de Motor Performans ve Enerji Yönetimi Mühendisi olarak çalıştı.
  - Motor performans model analizi (GT-SUITE ve Ricardo Wave)
  - Focus RS 2.3l Gasoline, F350 Godzilla 6.2l Gasoline, F350 7.3l Gasoline, F350 6.7l Diesel, Panther 2.0l Diesel, Puma 2.0-2.2l Diesel, 1.6 Sigma Gasoline, Ecotorq 9l Diesel, Ecotorq 13l Diesel motor analizleri
  - DI-PULSE, Heat Release Rate, DI Wiebe, SI Wiebe Yanma Modellemesi
  - Termal Model Tecrübesi (GT-SUITE, COOL3D, GEM3D, Flomaster)
  - Entegre motor ve soğutma modeli kurmak ve analiz etmek
  - Yanma gürültüsü, hava emiş ve egzoz hattı gürültüsü analizi2019'dan beri Ford Otomotiv Sanayi A.Ş'de Kalibrasyon Mühendisi olarak çalışmaktadır.
  - Airpath model kalibrasyonu (T2, T3, turbo shaft speed, P1, P2, P3 modelleri kalibrasyonu ve motor volumetrik verim kalibrasyonu.)
  - Değişken Geometrili Türbin, Throttle ve EGR valfi kontrolcü kalibrasyonu.
- Kazanılan Ödüller;
  - Ford North America Global CAE Innovation Award 2018 (Excellence Award) (Virtual Signoff with 1D Integrated Flow & Thermal Models)
  - Ecotorq GENSET jeneratör kabini modelleme ve analiz ödülü. (2019)
  - Virtual Calibration and Hardware Selection via Predictive Combustion Models