İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

AĞIR VASITA ARAÇ MOTORLARI İÇİN TEK KADEMELİ DEĞİŞKEN GEOMETRİLİ VE ÇİFT KADEMELİ TURBOŞARJ KARŞILAŞTIRMASI VE SEÇİMİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Serkan DAĞLAR

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Hüseyin Ertuğrul ARSLAN

HAZİRAN 2012

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

AĞIR VASITA ARAÇ MOTORLARI İÇİN TEK KADEMELİ DEĞİŞKEN GEOMETRİLİ VE ÇİFT KADEMELİ TURBOŞARJ KARŞILAŞTIRMASI VE SEÇİMİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Serkan DAĞLAR
(503091745)

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Hüseyin Ertuğrul ARSLAN

HAZİRAN 2012

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503091745 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Serkan DAĞLAR**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **"AĞIR VASITA ARAÇ MOTORLARI İÇİN TEK KADEMELİ DEĞİŞKEN GEOMETRİLİ VE ÇİFT KADEMELİ TURBOŞARJ KARŞILAŞTIRMASI VE SEÇİMİ"** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı :	**Prof. Dr. Hüseyin Ertuğrul ARSLAN** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
Jüri Üyeleri :	**Prof. Dr. Turgut ÖZAKTAŞ** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
	Prof. Dr. İrfan YAVAŞLIOL Yıldız Teknik Üniversitesi	.....

Teslim Tarihi : **04 Mayıs 2012**
Savunma Tarihi : **07 Haziran 2012**

Çok sevdiğim aileme,

ÖNSÖZ

Bu çalışma esnasında benden hiçbir türlü yardımını esirgemeyen, hem teorik konulardaki desteğini hem de çalışmaların farklı aşamalarında sürekli yeni perspektifler katan saygı değer hocam, Prof. Dr. Hüseyin Ertuğrul ARSLAN'a en içten şükranlarımı sunarım.

Tüm bu süreçte sağladığı teknik bilgi ve birikimle çalışmalara değerli katkılarda bulunan Ford Otosan Turboşarj ve Egzoz Manifoldu Sistemleri Takım Lideri Sayın Ahmet ERGAN ve çalışma arkadaşım Sayın Gani Can ÖZ'e teşekkürü bir borç bilirim.

Bana her türlü konuda en içten şekilde yardımlarını hiç esirgemeyen sevgili ailem, babam Selahattin DAĞLAR, annem Ruhiye DAĞLAR ve ablam Selin DAĞLAR'a sürekli benim yanımda oldukları için saygı ve sevgilerimi sunar, teşekkürler ederim.

Ayrıca bu çalışmanın tamamlanmasına madden ve maneven katkısı bulunan diğer tüm meslektaşlarıma ve arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Mayıs 2012

Serkan DAĞLAR
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **vii**
İÇİNDEKİLER ..... **ix**
KISALTMALAR ..... **xi**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **xiii**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xv**
ÖZET ..... **xix**
SUMMARY ..... **xxi**
1. GİRİŞ **1**
2. PİSTONLU MOTORLAR **5**
2.1 Giriş 5
2.2 İçten Yanmalı Motorlar 6
2.2.1 Pistonlu motorların ideal termodinamik çevrimleri 6
2.2.1.1 Otto çevrimi (Sabit hacimde ısı girişli ideal çevrim) 7
2.2.1.2 Diesel çevrimi (Sabit basınçta ısı girişli ideal çevrim) 9
2.2.1.3 Seiliger çevrimi (Karma ideal çevrim) 10
2.2.1.4 Çevrimlerin verim açısından karşılaştırılması 11
2.2.2 Otto motorları (Benzinli motorlar) 12
2.2.2.1 4-zamanlı Otto motorları 13
2.2.2.2 2-zamanlı Otto motorları 15
3. OTOMOTİV ENDÜSTRİSİNDE KULLANILAN TURBOŞARJLAR **19**
3.1 Neden Turboşarj Kullanılıyor? 19
3.2 Turboşarjın Yapısı 20
3.2.1 Türbin kısmı 21
3.2.1.1 Türbinin yapısı 21
3.2.1.2 Türbinin çalışma karakteristiği 23
3.2.2 Kompresör kısmı 29
3.2.2.1 Kompresörün yapısı 29
3.2.2.2 Kompresörün çalışma karakteristiği 30
3.2.3 Yatak kısmı 37
3.3 Turboşarj Çeşitleri 38
3.3.1 Tek kademeli turboşarj çeşitleri 38
3.3.1.1 Sabit geometrili turboşarjlar 38
3.3.1.1.1 Konvansiyonel turboşarjlar 38
3.3.1.1.2 Tahliye subaplı turboşarjlar (Wastegate – WG) 41
3.3.1.2 Değişken geometrili turboşarjlar 44
3.3.2 Çift kademeli turboşarj sistemi 50
4. TURBOŞARJ SEÇİMİ **55**
4.1 Seçim Prosesi 55
4.2 Analitik Seçim Yöntemi 56
4.3 Bilgisayar Ortamında Motorun Modellenmesi 58

4.3.1 Giriş 58
4.3.2 Dizel motorun modellenmesi 60
4.3.2.1 Emme kısmı 61
4.3.2.2 Silindir kısmı 61
4.3.2.3 Yanma modeli 64
4.3.2.4 Egzoz kısmı 65
4.3.2.5 Krank kısmı 65
4.3.2.6 Soğutucu kısmı 66
4.3.2.7 Emme manifoldu 67
4.3.2.8 Egzoz manifoldu 68
4.3.2.9 EGR kısmı 69
4.3.3 Turboşarj modellenmesi 70
4.3.3.1 GT-Power'da turboşarj modelleme 70
5. ANALİZ VE SONUÇLAR 73
5.1 Tek Kademeli Turboşarj Analizleri ve Sonuçları 73
5.1.1 Analiz – 1 73
5.1.1.1 Tanım 73
5.1.1.2 Sonuçlar 73
5.1.2 Analiz – 2 78
5.1.2.1 Tanım 78
5.1.2.2 Sonuçlar 79
5.1.3 Analiz – 3 82
5.1.3.1 Tanım 82
5.1.3.2 Sonuçlar 82
5.2 Çift Kademeli Turboşarj Analizleri ve Sonuçları 86
5.2.1 Analiz – R2S 86
5.2.1.1 Tanım 86
5.2.1.2 Sonuçlar 88
5.2.2 Analiz – VR2S 92
5.2.2.1 Tanım 92
5.2.2.2 Sonuçlar 93
6. SONUÇ VE ÖNERİLER 99
KAYNAKLAR 101
ÖZGEÇMİŞ 103

KISALTMALAR

A/R : Area/Radius
AFR : Air Fuel Ratio
AÖN : Alt Ölü Nokta
BMEP : Brake Mean Effective Pressure
BSFC : Brake Specific Fuel Consumption
CFD : Computational Fluid Dynamics
DOC : Diesel Oxidation Catalyst
DPF : Diesel Partical Filter
EGR : Exhaust Gas Recirculation
FGT : Fixed Geometry Turbine
FMEP : Friction Mean Effective Pressure
HP : High Pressure
LP : Low Pressure
PID : Proportional Integral Derivative
PMEP : Pumping Mean Effective Pressure
R2S : Regulated-2-Stage
SCR : Selective Catalyst Reduction
SPD : Scavenging Pressure Differential
ÜÖN : Üst Ölü Nokta
VR2S : Variable Regulated-2-Stage
VGT : Variable Geometry Turbine
VST : Variable Sliding-Ring Turbine
WG : Waste-Gate

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 5.1 : Model-1'de kullanılan turboşarjın kompresör ve türbin detayları.....73
Çizelge 5.2 : Model-2'de kullanılan turboşarjın kompresör ve türbin detayları.....78
Çizelge 5.3 : Model-3'de kullanılan turboşarjın kompresör ve türbin detayları.....82
Çizelge 5.4 : R2S modelindeki turboşarjın kompresör ve türbin detayları 88
Çizelge 5.5 : VR2S modelindeki turboşarjın kompresör ve türbin detayları.....93

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Egzoz Gazı Turboşarjı [1]. 1
Şekil 1.2 : Mekanik Turboşarj [1]. 2
Şekil 2.1 : İdeal Otto Çevrimi [2]. 7
Şekil 2.2 : İdeal Diesel çevrimi [2]. 9
Şekil 2.3 : İdeal Seiliger Çevrimi [2]. 10
Şekil 2.4 : Çevrimlerin termodinamik verimlerinin sıkıştırma oranına göre karşılaştırması [3]. 11
Şekil 2.5 : İçten yanmalı 4-zamanlı benzinli bir motorun kesit resmi [4]. 12
Şekil 2.6 : İçten yanmalı 2-zamanlı benzinli bir motorun kesit resmi [16]. 13
Şekil 2.7 : 4-Zamanlı bir motorun emme, sıkıştırma, yanma ve genişleme, egzoz zamanlamaları [4]. 13
Şekil 2.8 : 4-Zamanlı Otto motorunun gerçek çevrimi [2]. 15
Şekil 2.9 : 4-Zamanlı Otto motorunda tam bir çevrim süresince silindir içi basıncın krank mili açısına göre dağılımı [2]. 15
Şekil 2.10 : 2-Zamanlı Otto motorunun sıkıştırma zamanı [15]. 16
Şekil 2.11 : 2-Zamanlı otto motorunun yanma ve genişleme zamanı [15]. 16
Şekil 2.12 : 2-Zamanlı Otto motorunun gerçek çevrimi [2]. 17
Şekil 2.13 : 2- Zamanlı Otto motorunda tam bir çevrim süresince silindir içi basıncın krank mili açısına göre dağılımı [2]. 17
Şekil 3.1 : Dizel bir motorun atmosferik veya turboşarj beslemeli olması halindeki karşılaştırması [9]. 19
Şekil 3.2 : Standart bir egzoz gazı turboşarjının motor üzerinde şematik gösterimi [18]. 20
Şekil 3.3 : Standart bir turboşarjın kısımları ve içerideki gaz akış yolları [9]. 21
Şekil 3.4 : Sırasıyla radyal, karma ve eksenel akışlı türbin tipleri [9]. 22
Şekil 3.5 : Türbin çarkı gaz akış kapasitesi [9]. 23
Şekil 3.6 : Türbin kanatçığındaki gaz hızlarının vektörel gösterimi [5]. 25
Şekil 3.7 : Radyal türbinin kütle debisinin giriş - çıkış basınçları oranı grafiği [5]. 26
Şekil 3.8 : Radyal bir türbinin verim ve akış haritası [5]. 27
Şekil 3.9 : Aynı türbin çapına sahip çarkların trim değerlerine göre farklı çalışma karakteristikleri [9]. 28
Şekil 3.10 : Doludan işleme ve döküm yöntemi ile üretilmiş iki farklı türbin çarkının verim açısından karşılaştırılması. Doludan işleme türbin çarkı %2 daha verimli çalışmaktadır [9]. 28
Şekil 3.11 : Türbin kısmında meyadana gelen kayıpların türbin verimine yüzdesel etkileri [8]. 29
Şekil 3.12 : Radyal bir kompresör haritasında surge, choke ve hız bölgeleri [5]. 31
Şekil 3.13 : Kompresörde surge olayı. Hava kanatçıklara düşük bir açıyla yaklaşmaktadır ve kanatçık yüzeyine tutunamayıp ayrılmaktadır [9]. 32

Şekil 3.14 : Surge olayı düşük motor devirlerinde tork eğrisini sınırlanmaktadır [9]. 32
Şekil 3.15 : Choke olayına etki eden kanatçıklar arasındaki minimum geçiş alanı [9]. 32
Şekil 3.16 : Choke olayı yüksek motor devirlerinde tork eğrisini sınırlanmaktadır [9]. 33
Şekil 3.17 : Kompresör haritası üzerinde tork haritasının çalışma bölgesi [9]..... 34
Şekil 3.18 : Kompresör çarkı çapının kompresör haritası üzerindeki etkisi [9]. 35
Şekil 3.19 : Aynı konpresör çapına sahip çarkların trim değerlerine göre farklı çalışma karakteristikleri [9]. 36
Şekil 3.20 : Doludan işleme ve döküm yöntemi ile üretilmiş iki farklı kompresör çarkının verim açısından karşılaştırılması. Doludan işleme kompresör çarkı %16 daha verimli çalışmaktadır [9]. 36
Şekil 3.21 : Kompresör kısmında meyadana gelen kayıpların kompresör verimine yüzdesel etkileri [8]..... 37
Şekil 3.22 : Sabit geometrili konvansiyonel turboşarjın kesit görüntüsü [7]. 38
Şekil 3.23 : Metal ve seramikten üretilen türbin çarklarının zamana karşı aynı koşullarda üretebildikleri basıncın değişimi [10]. 40
Şekil 3.24 : Tahliye supabının turbo basıncı ve hızı üzerindeki etkisi [9]. 41
Şekil 3.25 : Aynı motor üzerinde konvansiyonel ve wastegateli turboşarjın tork eğrisi üzerindeki etkisi gözükmektedir [9]. 42
Şekil 3.26 : Türbine giren egzoz gazının wastegateli turboşarjda takip ettiği yollar [1]. 43
Şekil 3.27 : Wastegate'in aynı egzoz gazı miktarında genişleme oranına etkisi [9]. 44
Şekil 3.28 : Türbin üzerinde A/R oranı [8]..... 45
Şekil 3.29 : Hareketli kanatçık mekanizmasına sahip VGT turboşarjın kesit görüntüsü. Soldaki şekilde kanatçıklar kısılı, düşük devirde yüksek boost etkisi, sağdaki resimde kanatçıklar açılmış, yüksek devirde yüksek güç [1]..... 46
Şekil 3.30 : VGT turboşarjın düşük ve yüksek devirlerdeki kanatçıkların hareketine göre gaz akış şekilleri [10]. 47
Şekil 3.31 : Kayar kartuş mekanizmasına sahip VGT turboşarjın kesit görüntüsü. Soldaki şekilde kartuş tamamen kapalı durumda, düşük devirde yüksek boost etkisi; ortadaki şekilde kartuş yarı açık, orta devirlerde; sağdaki resimde kartuş tamamen açık, yüksek devirde yüksek güç [9]. 47
Şekil 3.32 : VST turboşarj sisteminin kesit görüntüsü [10]. 48
Şekil 3.33 : Sabit ve değişken geometrili türbine sahip turboşarjların zaman-basınç grafiği ve kompresör haritasındaki çalışma karakteristiği [10]. 49
Şekil 3.34 : VGT'nin kanatçıkların pozisyonuna göre kompresör haritası üzerindeki etkisi [9]..... 50
Şekil 3.35 : Çift kademeli turboşarj sisteminin şematik gösterimi [1]..... 51
Şekil 3.36 : R2S sisteminin boost basıncı ve tork eğrisine etkisinin tek kademeli sistemle karşılaştırılması [5]. 52
Şekil 3.37 : Düşük devirlerde HP turboşarj sistemde aktif halde, LP turboşarj ise pasif halde çalışmaktadır [14]..... 52
Şekil 4.1 : Turboşarj seçimi esnasında izlenecek basamaklar [8]..... 55
Şekil 4.2 : Analitik yöntemde kullanılan turboşarj modelinin şematik gösterimi [8]. 56
Şekil 4.3 : Turboşarj seçimi yapılacak motorun tork ve güç eğrisi 60

Şekil 4.4 : Wiebe fonksiyonunun farklı m değerlerinde ısı transferine etkisi [19]. 64
Şekil 4.5 : Krank kısmının da modele bağlandıktan sonraki hali.....66
Şekil 4.6 : Egzoz manifoldunun modele girilen özellikleri ve "flow split" bölegeleri [19]. 67
Şekil 4.7 : Tek bir "flow split" modeli [19]. 67
Şekil 4.8 : Modele tanımlanan egzoz manifoldu modelinin bağlantı şekli.....69
Şekil 4.9 : GT-Power'da modellenen tüm motor modelinde gaz akış diyagramı....71
Şekil 5.1 : 1.Analiz tork eğrisi 73
Şekil 5.2 : 1.Analiz hava debisi eğrisi 74
Şekil 5.3 : 1.Analiz EGR oranı eğrisi 74
Şekil 5.4 : 1.Analiz BSFC eğrisi 74
Şekil 5.5 : 1.Analiz AFR eğrisi 75
Şekil 5.6 : 1.Analiz kanatçık pozisyonu eğrisi.....75
Şekil 5.7 : 1.Analiz kompresör çıkış basıncı eğrisi 75
Şekil 5.8 : 1.Analiz kompresör çıkış sıcaklığı eğrisi 76
Şekil 5.9 : 1.Analiz türbin giriş basıncı eğrisi.....76
Şekil 5.10 : 1.Analiz türbin giriş sıcaklık eğrisi.....76
Şekil 5.11 : 1.Analiz kompresör haritası çalışma eğrisi 77
Şekil 5.12 : 1.Analiz türbin haritası çalışma eğrisi 77
Şekil 5.13 : 2.Analiz AFR eğrisi 79
Şekil 5.14 : 2.Analiz PMEP eğrisi.....79
Şekil 5.15 : 2.Analiz BSFC eğrisi 79
Şekil 5.16 : 2.Analiz kompresör çıkış basıncı eğrisi 80
Şekil 5.17 : 2.Analiz kompresör çıkış sıcaklığı eğrisi 80
Şekil 5.18 : 2.Analiz kompresör verimliliği eğrisi 80
Şekil 5.19 : 2.Analiz kompresör haritası çalışma eğrisi (total-to-static) 81
Şekil 5.20 : 2.Analiz kompresör haritası çalışma eğrisi (total-to-total) 81
Şekil 5.21 : 3.Analiz tork eğrisi 82
Şekil 5.22 : 3.Analiz güç eğrisi 82
Şekil 5.23 : 3.Analiz EGR oranı eğrisi 83
Şekil 5.24 : 3.Analiz BSFC eğrisi 83
Şekil 5.25 : 3.Analiz AFR eğrisi 83
Şekil 5.26 : 3.Analiz kanatçık pozisyonu eğrisi.....84
Şekil 5.27 : 3.Analiz kompresör çıkış basıncı eğrisi 84
Şekil 5.28 : 3.Analiz kompresör çıkış sıcaklığı eğrisi 84
Şekil 5.29 : 3.Analiz türbin giriş basıncı eğrisi.....85
Şekil 5.30 : 3.Analiz türbin giriş sıcaklık eğrisi.....85
Şekil 5.31 : 3.Analiz kompresör haritası çalışma eğrisi 85
Şekil 5.32 : 3.Analiz türbin haritası çalışma eğrisi 86
Şekil 5.33 : Modeli analiz edilen R2S sisteminin şematik olarka gösterimi 87
Şekil 5.34 : R2S analizinin tork eğrisi.....88
Şekil 5.35 : R2S analizinin güç eğrisi 88
Şekil 5.36 : R2S analizinin AFR eğrisi.....89
Şekil 5.37 : R2S analizinin EGR oranı eğrisi 89
Şekil 5.38 : R2S analizinin BSFC eğrisi.....89
Şekil 5.39 : R2S analizinin kompresör çıkış basıncı eğrisi 90
Şekil 5.40 : R2S analizinin SPD eğrisi.....90
Şekil 5.41 : R2S analizinin HP kompresör haritası çalışma eğrisi.....90
Şekil 5.42 : R2S analizinin LP kompresör haritası çalışma eğrisi 91
Şekil 5.43 : R2S analizinin türbin haritası çalışma eğrisi.....91

Şekil 5.44 : Modeli analiz edilen VR2S sisteminin şematik olarak gösterimi 92
Şekil 5.45 : VR2S analizinin tork eğrisi 93
Şekil 5.46 : VR2S analizinin güç eğrisi 94
Şekil 5.47 : VR2S analizinin AFR eğrisi 94
Şekil 5.48 : VR2S analizinin EGR oranı eğrisi 94
Şekil 5.49 : VR2S analizinin BSFC eğrisi 95
Şekil 5.50 : VR2S analizinin kompresör çıkış basıncı eğrisi 95
Şekil 5.51 : VR2S analizinin SPD eğrisi 95
Şekil 5.52 : VR2S analizinin HP kompresör haritası çalışma eğrisi 96
Şekil 5.53 : VR2S analizinin LP kompresör haritası çalışma eğrisi 96
Şekil 5.54 : VR2S analizinin türbin haritası çalışma eğrisi 97
Şekil 6.1 : Turboşarjların yakıt performansına etkilerinin karşılaştırması 100

AĞIR VASITA ARAÇ MOTORLARI İÇİN TEK KADEMELİ DEĞİŞKEN GEOMETRİLİ VE ÇİFT KADEMELİ TURBOŞARJ KARŞILAŞTIRMASI VE SEÇİMİ

ÖZET

Son yıllarda artan yakıt fiyatları ve çevre kirliliğine olan duyarlılık, üreticileri daha verimli, daha ekonomik ve daha çevreci motorlar üretmeye zorlamaktadır. Gelişimi, içten yanmalı motorların gelişimine paralel olan turboşarjlar bu konularda sağladığı olanaklarla kendilerine bu alanda geniş bir pay bulmaktadır. Özellikle dizel motorlarda kullanımı çok sık görülen turboşarjlar, piyasada oluşan yukarıdaki beklentiler ve artan yasal düzenlemeler yüzünden bir zorunluluk olarak görülmektedir. Neredeyse tamamında dizel motorlar kullanılan ağır vasıtalar segmentinde talep edilen yüksek çekiş gücü ve düşük yakıt tüketimi gibi iki temel problem, seçilecek olan turboşarjla oldukça ilgilidir. Bu sebepten ötürü turboşarj seçimi esnasında kullanılacak motorun uzun yol aracı, şantiye aracı, nakliye aracı, çöp kamyonu gibi ne tür uygulamalarda kullanılacağı istenilen talepleri karşılayabilmek için çok önemlidir. Bu çalışma kapsamında, tasarımı yeni yapılan bir ağır vasıta aracı motoru için turboşarj seçimi esnasında kullanılma potansiyeli bulunan iki farklı turboşarj konfigürasyonunun karşılaştırılması yapılacaktır.

Çalışma süresince, turboşarj seçimi konusunda gerçeğe yakın sonuçlar veren GT-Power programı kullanılacak olup, turboşarj üreticilerinden temin edilen haritaları kullanarak analizler yapılacaktır. Bu analizlerde gerçekçi değerlere ulaşabilmek, oluşturulan modelin bugüne kadar kazanılan deneyimlere dayanarak model oluşturulurken yapılan kabullere oldukça bağlıdır. Motor modeli tamamen kurulduktan sonra motora uygun olabilecek haritaların modelleri teker teker çalıştırılarak çıkan sonuçlarda hedeflere uymayan noktaları iyileştirecek çalışmalar denenerek iteratif bir yöntem uygulanmıştır. Modelde iki farklı konfigürasyon olarak tek kademeli ve çift kademeli turboşarj sistemleri karşılaştırılmıştır.

Tek kademeli turboşarj sistemi olarak son zamanlarda ağır vasıta motorlarında da kullanılan değişken geometrili turboşarj sistemi kullanılmıştır. Bu turboşarjı kullanma sebebi literatürde yapılan çalışmalar incelendiğinde özellikle geniş bir çalışma devri aralığında sağladığı yüksek tork ve buna paralel olarak elde edilen düşük yakıt sarfiyatından kaynaklanmaktadır. İlk olarak analizi yapılan turboşarj modelinde belirlenen giriş ve çıkış datalarını kullanarak istenilen tork ve güç eğrileri sağlanmıştır. Fakat gelişitirilebilir parametreler olan verimlilik, yakıt sarfiyatı, EGR gaz akışı sağlayabilme kapasitesi gibi konularda iyileştirme sağlayabilecek başka alternatifler denenmiştir. İlk denenen modelde elde edilen değerler total to statik basınç değerlerinde elde edildiği için artışı gözlemlemek için bir sonraki analizde daha yüksek verimlilik sağlayacak olan total to total basınç değerleri kullanılmıştır. Bu çalışmayla birlikte kompresör verimleri 1-2% değerinde artmıştır. Daha sonraki analizde ise aynı türbin ile sağlayacağı daha yüksek boost basıncı sayesinde daha düşük yakıt sarfiyatı değerleri elde edilecek olan biraz daha büyük kompresör kullanılmıştır. Bu kompresör daha verimli bir kompresör çalışma bölgesi ve daha

düşük BSFC değerleri sağlamaktadır. Burada yaşanan problem ise daha fazla akış kapasiteli kompresörden dolayı düşük devirlerde surge problemi yaşanmasıdır. Bunu engellemek amacıyla kompresör tipini ve çapını sabit tutup sadece trimi azaltılarak akış kapasitesini düşürüp surge olayı önlenebilir. Bu seferde de yüksek devirlerde verimliliğin düşüp yakıt sarfiyatının artması beklenebilir.

İki kademeli turboşarj sisteminde düşük ve yüksek basınçlı olmak üzere iki farklı kısım bulunmaktadır. Yüksek basınçlı turboşarj olan kısım egzoz manifolduna direkt bağlanan kısımdır. Bu turboşarj düşük devirlerde boost basıncını sağlamakla birlikte yüksek devirlerde sistemden bypass edilmektedir. Yüksek devirlerde kullanılmak amacıyla daha büyük bir turboşarj bulunmaktadır. Bu turboşarj, düşük basınç kısmı olarak adlandırılmaktadır. Düşük basınç kısmı yüksek devirlerde maksimum gücü sağlayabilecek kapasitededir. Aradaki bypass valfi orta devirlerde açılmaya başlanıp iki turboşarjında aktif olarak çalıştığı bir devir aralığı bulumaktadır. İki kademeli sistemde iki farklı konfigürasyon denenmiştir. Bunlardan ilki iki turboşarjında sabit geometrili olduğu sistem, ikincisi ise yüksek basınç turboşarjının değişken geometrili düşük basınç turboşarjının sabit geometrili olduğu sistemdir. İki farklı sistemin kullanılmasındaki amaç mevcut sistemde istenilen egzoz geri basınç değerlerini karşılaştırabilmektir. Egzoz geri basıncının kontrol edilebilir olması emisyon değerlerini tutturabilmek için önemlidir. Her iki sistemde de istenilen egzoz gazı geri çevrimi sağlanabilse de değişken geometrili sistemde daha yüksek geri basınç elde edilebilmektedir. Bu emisyon değerlerine artı bir katkı sağlamasa da muhtemel kullanılabilecek motor freni için silindir için basıncı yüksek tutarak fren verimini artıracaktır.

Sonuç olarak iki farklı sistem kendi içlerinde iterasyon yaparak performansları açısından birbirleriyle kıyaslanmıştır. Yapılan çalışmada hernekadar maliyet konularından hiç bahsedilmese de seçilen sistemleri fiyat anlamında günlük projelerde kullanılabilir mertebelerdedir. Bu karşılaştırma sonucunda tek kademeli sistem maliyet ve araca paketleme konusunda diğer sisteme göre oldukça avantajlıdır. Ayrıca sistem karmaşıklığı olarak kontrol edilmesi daha kolaydır. Fakat çift kademeli sistem, yakıt sarfiyatı anlamında %3'lük bir iyileştirme sağlamaktadır. Bu uzun dönemde ağır ticari vasıta segmenti için oldukça avantajlı bir rakamdır. Fakat yukarıda da bahsedildiği gibi iki turboşarjı birbirinden ayıran bypass valfinin kontrolünün güçlüğü ve araç üzerine paketleme açısından yaşanabilecek güçlükler bu sistemin dezavantajlarıdır.

TURBOCHARGER MATCHING FOR HEAVY DUTY ENGINES IN COMPARISON WITH SINGLE STAGE VARIABLE GOMETRY AND TWO STAGE TURBOCHARGER SYSTEMS

SUMMARY

There is a big competition within automotive manufacturers to produce more efficient, more economic and more environment friendly engines due to the increasing fuel prices and air pollution. Turbochargers that have been developing since early period of internal combustion engines era have an important role contributing to this competition. Because of some legal regulations and increasing demand from the market, turbocharger are prefferred especially for diesel engines. The requests of heavy duty market that has diesel engines almost for all applications are the high torque and low fuel consumption. And this request is totaly related to the best matching of turbocharger. Best turbocharger matching depends on the application such as long road trailer, tipper, concrete mixer or garbage trucks etc. Considering all these issues, two different turbocharger concepts will be analysed for a new developed heavy duty engine.

Turbochargers are mechanical devices that converts thermal energy of exhaust gases to mechanical energy. Turbocharging allows to force more compressed intake air to combustion chamber which causes that pressure of intake air is higher than atmospheric pressure. Thus, the air density is increased and oxygen level is high in the same chamber which causes possiblity to burn more fuel and get more power in the same engine. Standard turbocharger has three main stages: Turbine housing, compressor housing and bearing housing. Exhaust gases flow through turbine housing volute and pass to the turbine wheel. Energy of gases is transfered to rotate the wheel and thrown away from turbine housing outlet. Turbine wheel is connected directly to compressor wheel with a shaft which has thrust and journal bearings connected to bearing housing. There is always an oil flow supplied by engine oil pump to the top side of bearing housing and it is drained by gravity at the bottom side of bearing housing. At the compressor stage, air is inducted from atmospher, compressed and pumped to the air induction system. Diameter and trim (ratio of exducer and inducer diameter of wheels) of wheel define the flow capability of turbocharger.

There are some different control mechanisms especially in turbine stage to improve efficiency and prevent some failure modes. Most common control mechanism is wastegate system which leads excessive exhaust gases leaving from turbine housing before getting into wheel. Wastegate system includes a flap valve controlled by a pressure indicated system in compressor stage. If there is excessive exhaust gas in turbine wheel, speed of wheel increases and boost pressure gets higher. A pressure controlled mechanism in compressor stage is indicated to open flap valve to lead the excessive exhaust gases to leave the turbocharger. With this system, the boost pressure has a maximum limit to prevent overboost and overspeed failures. After wastegate system, variable turbine geometry system has been improved. Main

problem in turbocharger system is different efficiency during engine speed ranges. To get better efficiency at each speed, A/R ratio of turbine stage should be adjustable depending on exhaust gas flow capacity. With a vane mechanism located on turbine housing side, A/R ratio can be changed. This mechanism has small vanes located around the turbine wheel axis and can be controlled by an actuator. This vanes are opned or closed according to the boost pressure demand. During turbocharger matching, application type and power-torque demand are in consideration to improve low-end torque characteristic. With the help of vanes, exhaust gas is steered through turbine wheel and the kinetic energy is increased. Whole turbocharger behaves as a small turbocharger which has a better torque characteristic at low engine speed than a larger turbocharger. At higher engine speed, exhaust gas flow increases and it affects the high-end power characteristic. So, vanes are opened and flow speed is decreased on wheel, pressure is increased. Controllability of vanes allows turbocharger working in higher efficiency regions on compressor map. With this system, the power density and low-end torque are increased at the same engine. next step to improve power and torque characteristics at the same engine is two stage turbocharger systems. Two stage system has two different turbochargers that connected to each other and controlled by a valve system. First turbocharger is called as a high pressure turbocharger due to small turbine wheel relatively to other one and high pressure at low engine speed. This turbocharger is connected to exhaust manifold and serves up to mid engine speed range. After a certain point, a regulated valve begins to open to let excessive exhaust gas flow to low pressure turbocharger. In mid engine speed range, both turbochargers works in serial, but at high engine speed low pressure turbocharger works effectively. With this system, turbolag is minimised and overall efficiency increased.

In this thesis study, all analysis will be done with GT-Power software by using compressor and turbine maps provided by turbocharger suppliers. To simulate the real conditions and to get realistic results from this study are based on preparing representative models by well directed assumptions. After GT-Power model has been set up, maps are implemented in the model and the analysis is run. Depending on the results from the study, some new maps will be run iteratively. During the study, single stage turbocharger and two stage turbocharger concepts were analysed and compared to each other.

Variable geometry turbine turbocharger maps were run as in a single stage concept. The reason to start the study with this kind of turbocharger is the benefits of high torque output during the wide engine speed range and of course good fuel consumption values.As the first step in iteration, the model was sufficient to provide the torque and power attributes. But, if anyone have a look on the improvable parameters such as turbocharger efficiency, fuel consumption, EGR capability, it is not so difficult to realise that new iterations will improve these parameters. At the first analysis, the compresor pressure values were read from total to static values, but as a second step, these values were read from total to total values. as a result of this analysis, compressor efficiency was increased 1-2%. As a third step, new turbocharger model with bigger compressor wheel diameter and same turbine side was analysed. This compressor has more air flow capability and thus it results more boost pressure and lower fuel consumption. This compressor is working in high efficiency areas on the map and resulting lower BSFC values. On the other hand, surge problem was faced in the low end region with this compressor. The flow capacity of this compressor is a little bit higher for this attributes. So, to dicrease the

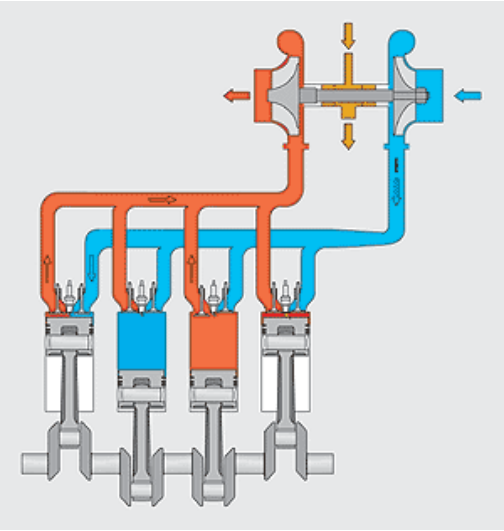
air flow thorugh the compressor, lower trims will be analysed. And it will prevent the surge and cause to work far away from the surge line on the map. Besides this, it will possibly result to increase in BSFC values at the high end.

At the second concept, two stage turbocharging which has low pressure stage and high pressure stage was analysed. the first stage is high pressure turbocharger. It is directly connected to exhaust manifold and it is mostly used to get higher boost pressure at low end range. During mid engine speed range, a bypass valve is used to switch the exhuast gas flow to low pressure turbine. There is a engine speed range that both turbocharger are active. The low pressure turbine is bigger than the high pressure one and it is used to provide the maximum power at high end. Two different systems were used in the analysis. The first system consist of two fixed geometry turbine turbochargers and the second one consist of one variable geometry turbine turbochargers as high pressure stage and one fixed geometry turbine tubochargers as high pressure stage. It is aimed to compare exhaust gas back pressure values within two different systems. Exhaust gas back pressure is important for exhaust gas recirculation system to provide Euro 6 emission regulation. Both systems have sufficient capability to flow exhaust gas to EGR system, the concept with VGT turbocharger as high pressure stage has advantage for back pressure for engine brake pressure demand.

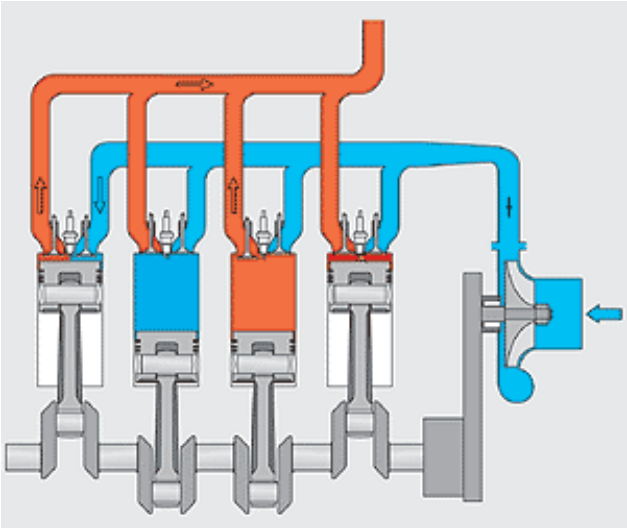
To sum up, both concepts were analysed with a few iterations to compare the benefits of each other. During this study, any item on cost was not concerned. But if the whole system is considered the VGT turbocharger concept has advantage in terms of cost. It has also benefits regarding to packaging to vehicle. Single stage turbocharger is also more controlable due to the no necessity of bypass valve. On the other hand, two stage turbocharger has 3% better BSFC values rather than single stage turbocharger during the almost all engine speed range. And also it gives better exhaust back pressure capability to flow EGR and to improve possible engine brake option.

1. GİRİŞ

Turboşarj ya da turbo kelime kökeni olarak Yunanca'da "karıştırma/döndürme" anlamına gelen "τύρβη" sözcüğünden türemiştir. İçten yanmalı motorlarda yanma odasına daha fazla hava basarak aynı motor hacminden daha yüksek güç elde etmeye yarayan bir araçtır. Türkçe literatürde aşırı doldurma olarak da kullanılmaktadır. "Aşırı Doldurma" ifadesinin kastı motorun fazla hava ile doldurulmasıdır. Bunu yaparken de çalışma prensibi olarak iki farklı sistem kullanılmaktadır; bunlardan ilki turboşarj ikincisi ise superşarjdır. Çalışma prensiplerindeki temel fark aşırı doldurmayı sağlayan kompresör kısmının tahrik edildiği mekanizmadır. Turboşarjlarda kompresör kısmının tahriki, motorun egzoz manifoldundan çıkan egzoz gazının enerjisiyle çevrilen türbin sayesinde, superşarjlardaki kompresör kısmında ise motorun volanından alınan enerji sayesindedir. Bu sebepten ötürü turboşarjlar egzoz gazı aşırı doldurması, superşarjlar ise mekanik aşırı doldurma olarak adlandırılmaktadır. Aşağıdaki resimde iki mekanizmanın da şematik yapısı gösterilmektedir [1,13].



Şekil 1.1 : Egzoz Gazı Turboşarjı [1].



Şekil 1.2 : Mekanik Turboşarj [1].

Turboşarjın geçmişi içten yanmalı motorların geçmişi kadar eskilere dayanmaktadır. 19.yy.'ın sonlarında Gottlieb Daimler ve Rudolf Diesel'in motordan elde ettikleri gücü artırmanın yanı sıra yakıt tüketimini azaltma çabaları yanma gazlarını tekrar motora basma prensibine dayanıyordu. Bu anlamda egzoz gazlarından enerji elde etmeyi ilk kez başarılı bir şekilde icat eden 1925 yılında Alfred Büchi oldu. Büchi yeni geliştirdiği sistemle %40'lık bir güç artışı sağlamaktaydı. Bu uygulama, turboşarjın otomotiv endüstrisinde ilk kullanım şekliydi. Daha sonraki yıllarda bu sistem daha çok büyük motorlara sahip deniz taşıtlarında kullanılmaya başlandı. 1938 yılında ise ilk kez İsveçli bir kamyon üretici tarafından kullanıldı. Turboşarja sahip ilk otomobiller ise 1962 yılında Amerika Birleşik Devleti'nde Chevrolet firması tarafından benzinli araçlar üzerinde piyasaya sürüldü. İlk dizel araçta kullanımı ise Mercedes-Benz firması tarafından 1978 yılında gerçekleşti. Günümüze baktığımızda ise neredeyse tüm dizel araçlarda turboşarj beslemesi kullanılmaktadır. Benzinli araçlarda ise önceki zamanlardaki gibi güç artırımından ziyade yakıt tasarrufu sağlamak amacıyla kullanılmaya devam edilmektedir [1,13].

Bu çalışmada asıl amaçlanan yeni tasarlanan bir motor için iki farklı turboşarj konseptinin çalışma koşullarını incelemek, bu iki konseptin artı ve eksilerini karşılaştırmaktr. Çalışma toplam 6 bölümden oluşmaktadır. İlk giriş bölümünde biraz tarihçe ve literatür çalışmalarından bahsedilecektir. İkinci bölüm pistonlu motorlar hakkında genel bir bilgi verecek, çalışma prensiplerini ana hatlarıyla açıklayacaktır. Daha sonra termodinamik çevrimleri ile farklılıkları açıklanacaktır. Üçüncü bölümde turboşarjların yapıları ve çalışma prensipleri anlatılacaktır. Turboşarj çeşitleri ve

özellikleri incelenecektir. Dördüncü bölümde, bir motora turboşarj seçimi nasıl yapılır, prosesleri nelerdir onlardan bahsedilecektir. Bu seçim esnasında kullanılan bilgisayar programında motor modelleme nasıl yapılır, turboşarj nasıl eklenir, çalışmada sınır koşullar nelerdir gibi konular inclenecektir. Beşinci bölüm çalışmanın sonuçlarının yorumlanacağı kısımdır. Burada elde edilen verilen değerlendirilecek, turboşarj seçiminde nelere dikkat edildiği incelenecektir. Son bölüm olan yedinci bölümde ise bundan sonraki çalışmalarda nelere değinilebileceğinden bahsedilecektir.

2. PİSTONLU MOTORLAR

2.1 Giriş

Motorlar, ihtiyaç duyulan enerjiyi elde etmek için kullanılan enerji çevrim araçlarıdır. Bu ihtiyaç kullanım yerlerine göre mekanik enerji, ısı enerjisi, elektrik enerjisi şeklinde olabilir. 19. yy.'ın sonlarında icat edilen ve bu zamana kadar sürekli geliştirilen pistonlu motorlarda, ana girdi olarak kullanılan yakıttan sağlanan ısı enerjisi bir sistem vasıtasıyla mekanik enerjiye dönüştürülmektedir. Geliştirilen bu pistonlu motorlar kara taşıtlarında, deniz taşıtlarında ve hava taşıtlarında çok farklı şekillerde kullanılmıştır.

Gelişen teknolojinin yardımıyla pistonlu motorlarda da geleneksel sistemlerin haricinde elektronik sistemlerin entegrasyonuyla birlikte son zamanlarda çok farklı yenilikler geliştirilmiştir. Sürekli geliştirme isteğindeki en önemli faktör, kullanımın artmasıyla gün geçtikçe tüketilen enerji kaynakları ve bunun sonucu olarak da ortaya çıkan hava kirliliği ve gürültüdür. Bu etkileri azaltmak amacıyla pistonlu motorlarda yapılan birçok değişikliğin yanı sıra geliştirilen elektrikli motorlar, hidrojen yakıt sistemleri, gaz türbinleri vb. alternatif motorlar da bulunmaktadır.

Motorları gerçekleştirdikleri enerji dönüşüm şekline göre ikiye ayırabiliriz;

- İçten yanmalı motorlar: Yanma olayı motorun içinde gerçekleşmektedir. Bu sebepten ötürü motorun içinde yanma sonucu oluşan gazlar sistemden talep edilen işi yapmak için kullanılmaktadır. Benzinli ve dizel motorlar, gaz türbinleri bu gruba örnek olarak verilebilir.
- Dıştan yanmalı motorlar: Yanma olayı motorun dışında gerçekleşmektedir. bu sistemde yanma sonucu oluşan gazlara iş yaptırabilmek amacıyla ayrıca bir ısı değiştiricisine ihtiyaç vardır. Stirling motoru, buhar türbinleri bu gruba örnek olarak verilebilir.

Bu tez kapsamında yapılan çalışmalar içten yanmalı motorların çalışma prensibine dayandığı için içerik olarak dıştan yanmalı motorlardan daha fazla bahsedilmeyecektir.

2.2 İçten Yanmalı Motorlar

Günümüzde en yaygın olarak kullanılan sistem olan içten yanmalı motorların bugünkü haline en yakın olan sistemi icat eden Nikolaus August Otto'dur. Onun anısına benzinli motorlar olarak bilinen yapıya Otto Motoru denmektedir. İlk Otto motoru 1875 yılında geliştirilmiştir. O zamanki motor, şu anki yapısına benzer bir şekilde sabit hacimde 4-zamanlı bir yanma çevrimi gerçekleştirerek yakıttan sağlanan ısı enerjisini mekanik enerjiye çevirmekteydi.

Otto'nun çalışmalarına paralel olarak yine 19. yy'ın sonlarına doğru Rudolf Diesel sabit basınçta çalışan 4-zamanlı bir yanma çevrimine sahip bir motor icat etmiştir. Diesel'in 1892 yılında geliştirdiği bu motor Otto motoruna göre daha verimli bir yapıya sahipti [2].

Bugün ikisi de yaygın olarak kullanılmakta olup daha yüksek verimli çalışan, yakıt ekonomisi açısından daha tasarruflu, emisyon değerleri daha düşük olan çevreye daha duyarlı sistemler için geliştirme çalışmaları devam etmektedir.

2.2.1 Pistonlu motorların ideal termodinamik çevrimleri

Pistonlu motorlarda yanma olayı sonucu pistonun hareketiyle birlikte bir termodinamik çevrim gerçekleşmektedir. Gerçek motorda meydana gelen çevrimler daha karmaşık olduğundan dolayı hesaplama kolaylığı için bazı kabuller yapılarak ideal bir çevrim oluşturulmuştur:

- Sisteme ısı girişi sabit hacimde ya da sabit basınçta ya da sabit hacmi izleyen sabit basınçta olmaktadır.
- Sıkıştırma ve genişleme zamanında iş gazları ile silindir çeperleri arasında ısı alışverişi yoktur. Sıkıştırma ve genişleme olayları adyabatik tersinir (izantropik) olaylardır.
- Sıkıştırma zamanının başındaki hava şartları atmosferik şartlara eştir.
- Egzoz zamanında gazların atılışı esnasında basınç kaybı yoktur. Egzoz zamanında sabit hacmi izleyen sabit basınçta ısı atılışı vardır.

Bunlara ek olarak standart hava çevrim kabulleri de eklenmektedir:

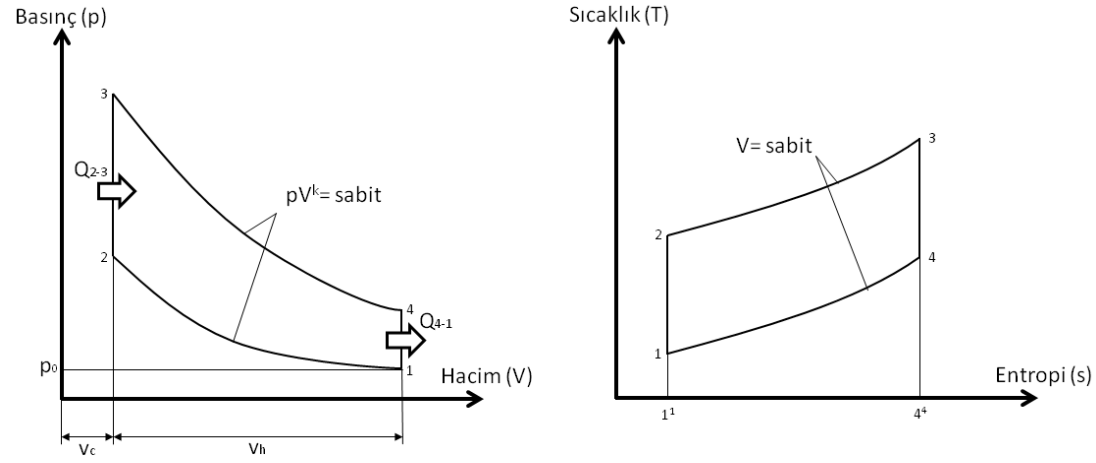
- Silindir gazları ideal gazlardır; özgül ısıları sabittir.

- Tüm çevrimlerde silindir gazlarının miktarı ve cinsleri değişmemektedir. Sisteme ısı dışarıdan verilmekte, tüm çevrim esnasında iş gazı tek bir gaz gibi davranmaktadır.
- Standard hava çevriminde bu gaz havadır. Havanın özellikleri;
    - Molekül Ağırlığı; M=29
    - Özgül Isısı; c_p=1000 J/kg K (sabit basınçta)
    - Adyabatik üs; k=1,4

Aşağıda ana hatlarıyla açıklanacak olan Otto ve Dizel motorlarının termodinamik çevrimlerine ek olarak ikisinin birleşimi olan Karma Çevrimi de anlatılacaktır [2].

2.2.1.1 Otto çevrimi (Sabit hacimde ısı girişli ideal çevrim)

Bu çevrimde ısı sabit hacimde girer ve tekrar sabit hacimde atılır. Giriş ve çıkış arasında sistemden iş alınır. Sıkıştırma ve genişleme zamanları adyabatiktir. Çevrimin basınç-hacim ve sıcaklık-entropi diyagramları aşağıdaki gibidir.



Şekil 2.1 : İdeal Otto Çevrimi [2].

Otto çevriminde;

1-2 → Adyabatik sıkıştırma

2-3 → Sabit hacimde ısı girişi

3-4 → Adyabatik genişlecame

4-1 → Sabit hacimde ısı çıkışı

Isıl Verim (η_{tb}):

Kapalı sisteme sabit hacimde giren ısı miktarı $Q_{2\text{-}3}$ ve iş sonrasında sistemden atılan ısı miktarı $Q_{4\text{-}1}$'dir. Yapılan iş ise p-V ya da T-s diyagramlarında kapalı eğrinin alanına eşittir. Bunu formülleştirirsek;

$$W_{ç} = \oint p.dV = \oint T.ds \tag{2.1}$$

Termodinamiğin 1. kanunundan faydalanarak sistemin iç enerjisindeki artışı yazabiliriz. Bir sistemin iç enerjisindeki artış sisteme verilen ısı ile sistemin çevresine uyguladığı iş arasındaki farka eşittir;

$$dE = dQ - dW \tag{2.2}$$

Çevrim grafikten de görüldüğü gibi kapalı bir çevrimdir, başladığı noktada bitmektedir. Bu sebepten ötürü sistemde iç enerji değişimi dE = 0 olacaktır. Böylece;

$$\oint dW = \oint dQ \tag{2.3}$$

olur. Sistemden alınan işi $W_{ç}$ olarak kabul ederve ısı değişimini yazarsak;

$$W_{ç} = Q_{2-3} - Q_{4-1} \tag{2.4}$$

Buna göre sistemin ısıl verimi, sistemden alınan iş ile bu iş almak için sisteme sokulan ısının oranıdır;

$$\eta_{to} = \frac{W_{ç}}{Q_{2-3}} = \frac{Q_{2-3} - Q_{4-1}}{Q_{2-3}} = 1 - \frac{Q_{4-1}}{Q_{2-3}} \tag{2.5}$$

Bu ifadedeki sisteme giren $Q_{2\text{-}3}$ için, özgül ısılar sabit kabul edilerek;

$$Q_{2-3} = \int_{T_2}^{T_3} c_v dT = c_v(T_3 - T_2) \tag{2.6}$$

Sistemden atılan $Q_{4\text{-}1}$ ısısı için;

$$Q_{4-1} = -\int_{T_4}^{T_1} c_v dT = c_v(T_4 - T_1) \tag{2.7}$$

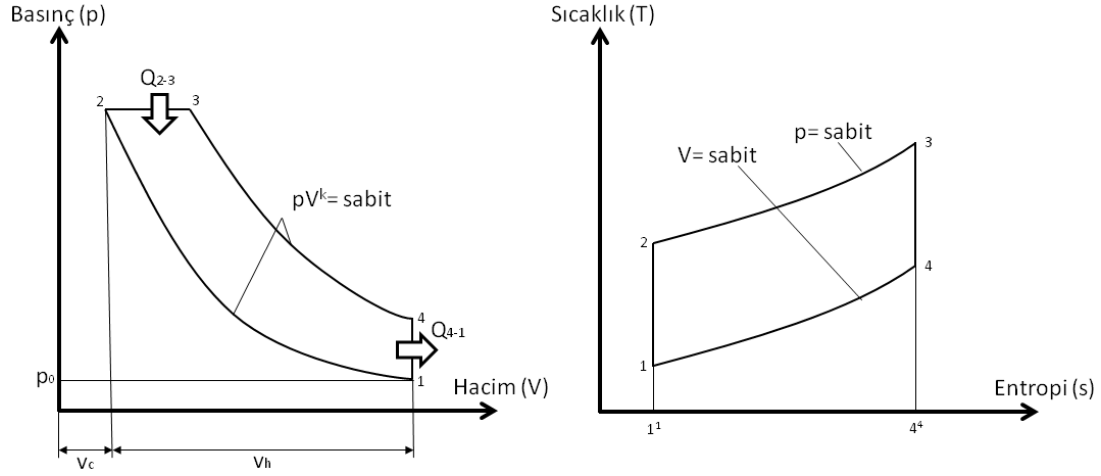
İfadelerini ısıl verim denklemine yerleştirirsek;

$$\eta_{to} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \tag{2.8}$$

elde edilir [2].

2.2.1.2 Diesel çevrimi (Sabit basınçta ısı girişli ideal çevrim)

Bu çevrimde ısı sabit basınçta girer ve sabit hacimde atılır. Giriş ve çıkış arasında sistemden iş alınır. Sıkıştırma ve genişleme zamanları adyabatiktir. Çevrimin basınç-hacim ve sıcaklık-entropi diyagramları aşağıdaki gibidir;



Şekil 2.2 : İdeal Diesel çevrimi [2].

Diesel çevriminde;

1-2 → Adyabatik sıkıştırma

2-3 → Sabit basınçta ısı girişi

3-4 → Adyabatik genişleme

4-1 → Sabit hacimde ısı çıkışı

Isıl Verim (η_{tb}):

Diesel çevriminin ısıl verim hesabı Otto Çevrimine çok benzemektedir. Fakat burada ısı girişi Otto'daki gibi sabit hacimde değil sabit basınçta olmaktadır. Bu da sisteme giren ısıyı hesaplarken özgül ısı değerini sabit hacimdeki değer olan c_v yerine c_p ile hesaplanarak bulunacaktır. Sadece Q_{2-3} için denklemi yazarsak;

$$Q_{2-3} = \int_{T_2}^{T_3} c_p dT = c_p(T_3 - T_2) \tag{2.9}$$

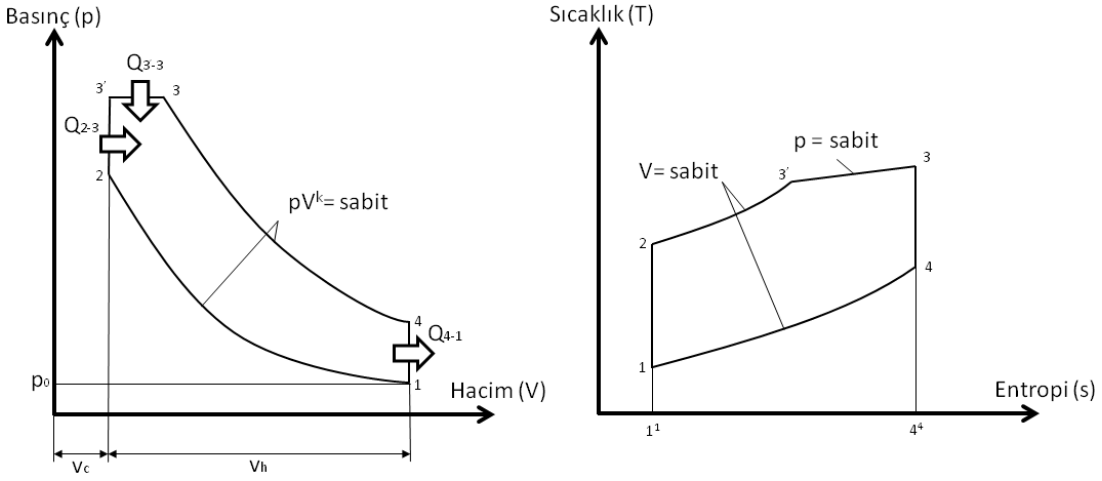
$$\eta_{to} = \frac{W_ç}{Q_{2-3}} = \frac{Q_{2-3} - Q_{4-1}}{Q_{2-3}} = 1 - \frac{Q_{4-1}}{Q_{2-3}} \quad \textbf{(2.10)}$$

$$\eta_{to} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k(T_3 - T_2)} \quad \textbf{(2.11)}$$

elde edilir [2].

2.2.1.3 Seiliger çevrimi (Karma ideal çevrim)

Bu sistemde Diesel çevrimine Otto çevriminin bir kısmının entegre olmuş halidir. Günümüz motorlarında bu sistem kullanılmaktadır. Isı çevrime önce sabit hacimde daha sonra sabit basınçta girerek sistemden sabit hacimde atılmaktadır. Diğer sistemlerde olduğu gibi sıkıştırma ve genişleme gene adyabatik olmaktadır. Çevrimin basınç-hacim ve sıcaklık-entropi diyagramları aşağıdaki gibidir.



Şekil 2.3 : İdeal Seiliger Çevrimi [2].

Seiliger çevriminde;

1-2 → Adyabatik sıkıştırma

2-3' → Sabit hacimde ısı girişi

3'-3 → Sabit basınçta ısı girişi

3-4 → Adyabatik genişleme

4-1 → Sabit hacimde ısı çıkışı

Isıl Verim (η_{tb}):

Öncelikle giriş ısı değerleri olan $Q_{2-3'}$ ve $Q_{3'-3}$ hesaplanmalıdır;

$$Q_{2-3} = Q_{2-3'} + Q_{3'-3} = c_v(T_{3'} - T_2) + c_p(T_3 - T_{3'}) \quad \textbf{(2.12)}$$

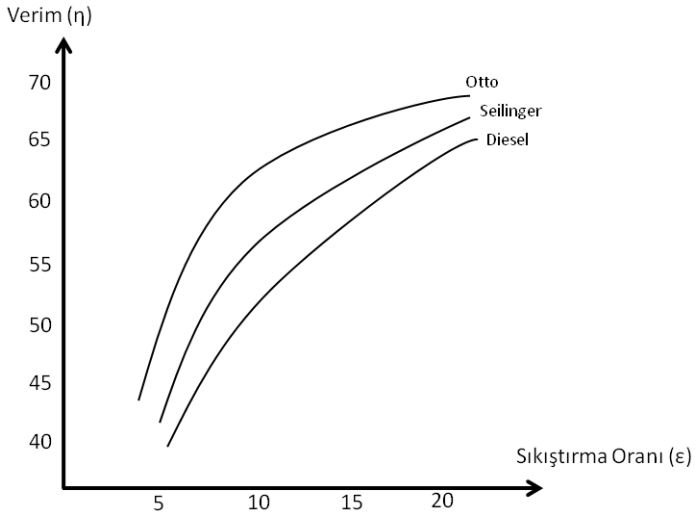
Buradan da ısıl verim denklemine geçilirse;

$$\eta_{ts} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_{3'} - T_2) + c_p(T_3 - T_{3'})} \quad \textbf{(2.13)}$$

elde edilir [2].

2.2.1.4 Çevrimlerin verim açısından karşılaştırılması

Sıkıştırma oranlarını eşit kabul ettiğimiz takdirde (V_1/V_2); sabit hacimde ısı girişi olan Otto çevriminin verimi sabit basınçta ısı girişi olan Diesel çevriminin veriminden fazladır. Seiliger çevrimi ise ikisinin ortasında bir değere sahiptir.



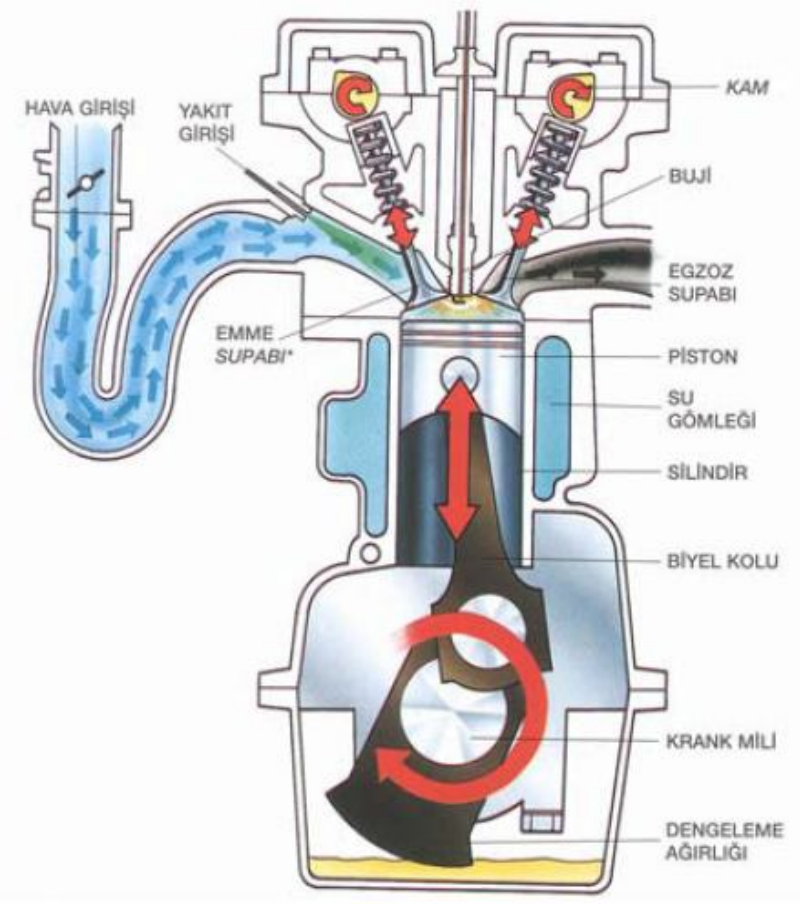
Şekil 2.4 : Çevrimlerin termodinamik verimlerinin sıkıştırma oranına göre karşılaştırması [3].

Grafikte de görüldüğü gibi aynı sıkıştırma oranları için Otto çevrimi daha verimlidir. Fakat Otto çevriminin mekanik kısıtlamalardan dolayı yüksek sıkıştırma oranlarında çalışamamaktadır. Fakat Seilinger çevrimi daha yüksek sıkıştırma oranlarında çalışmaktadır. Bu sebepten ötürü gerçek hayatta Seilinder çevrimine sahip motorlar (Dizel motorlar) Otto çevrimine sahip motorlara göre daha yüksek ısıl verimliliğe sahiptir [3].

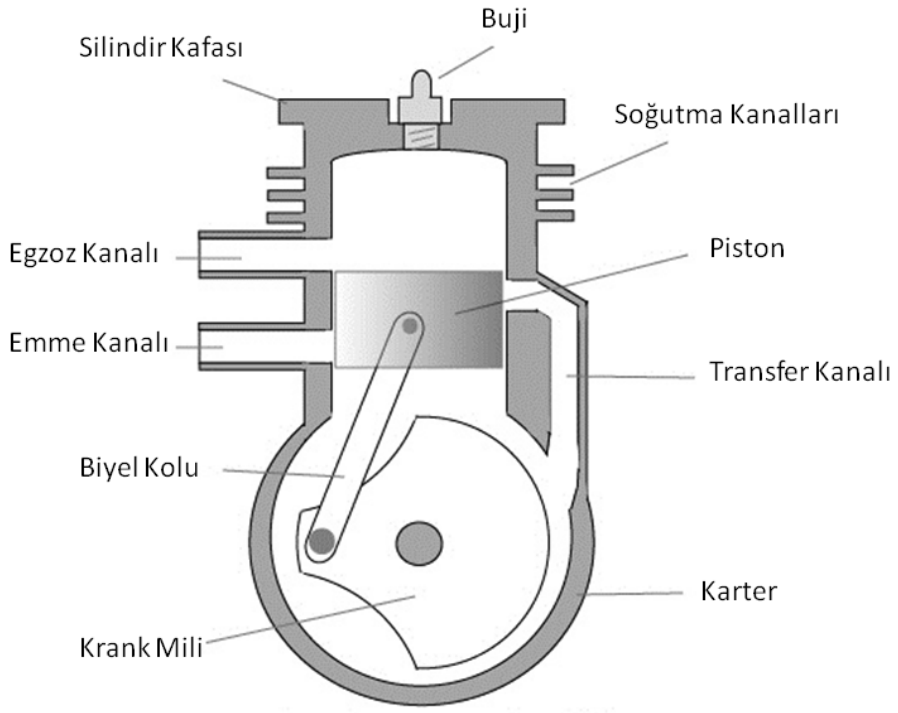
2.2.2 Otto motorları (Benzinli motorlar)

Otto motorları günümüzde en yaygın olarak kullanılan motorlardır. Kıvılcım ateşlemeli olarak da anılmaktadır. İçeriye püskürtülen hava ve yakıt karışımı buji vasıtasıyla tutuşturularak yanma olayı gerçekleştirilir.

Benzinli bir motorun yandan kesit görünümü aşağıdaki resimde gösterilmektedir. Diğer parçaları taşıyan ana gövde motor bloku olarak adlandırılmaktadır. Motor bloğunun içinde silindir yatakları bulunmaktadır. Bu yatakların içerisinde pistonlar hareket etmektedir. Pistonların bağlı olduğu biyel kolu motor boyunca uzanan krank miline bağlıdır. Krank milinin de içinde döndüğü yağı muhafaza eden motor blokunun en alt parçası karter bulunmaktadır. Motor blokunun üst kısmında ise yanma odasının da bir parçasını içinde bulunduran kafa bloku bulunmaktadır. Kafa blokunun içinde hava giriş çıkışlarını sağlayan emme ve egzoz kanalları, bu kanaları kontrol eden emme ve egzoz supapları, bu supaplara hareket veren kam mili, yakıt püskürtmeye yardımcı olan enjektörler ile yanma için kıvılcım çakan bujiler bulunmaktadır.



Şekil 2.5 : İçten yanmalı 4-zamanlı benzinli bir motorun kesit resmi [4].

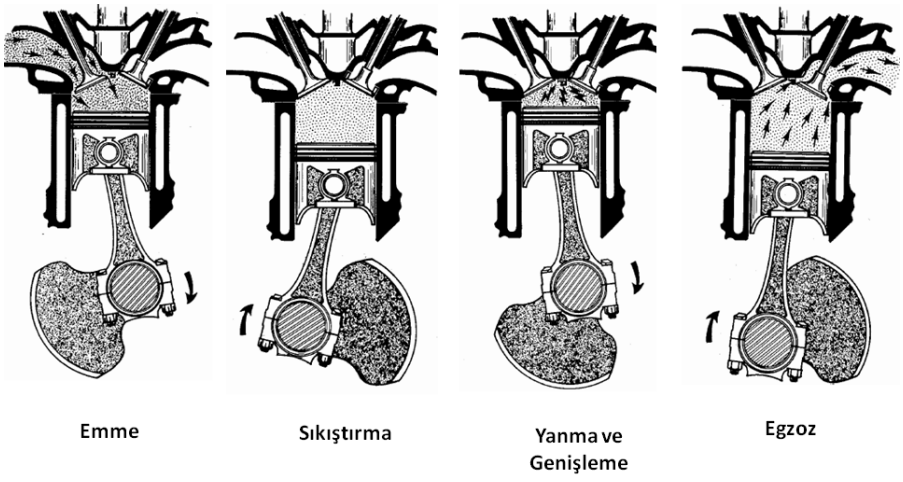


Şekil 2.6 : İçten yanmalı 2-zamanlı benzinli bir motorun kesit resmi [16].

Gerçek motorlarda gerçekleşen termodinamik çevrimler bir önceki bölümde incelenen ideal çevrimlerden farklıdırlar. Otto motorlarını strok sayılarına göre 4-zamanlı ve 2-zamanlı olmak üzere iki grupta inceleyebiliriz.

2.2.2.1 4-zamanlı Otto motorları

Otto motoru, sabit bir hacme sahip yanma odasında gerçekleşen yanma sonucu pistonun ötelenmesiyle oluşan hareketle çalışan motorlardır. Bu yanma esnasında gerçekleşen tam bir çevrim 4 farklı zamandan oluşmaktadır: Emme, Sıkıştırma, Yanma ve Genişleme, Egzoz.



Şekil 2.7 : 4-Zamanlı bir motorun emme, sıkıştırma, yanma ve genişleme, egzoz zamanlamaları [4].

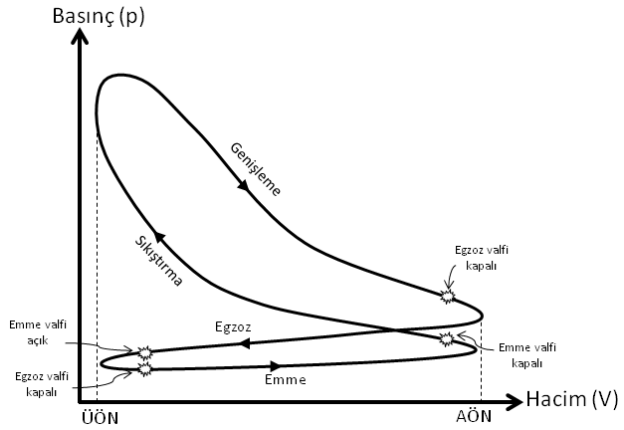
Emme Zamanı: Yanma odasına taze hava ve yakıtın alındığı zaman aralığıdır. Yaklaşık olarak, piston ÜÖN'dan AÖN'ya gidene kadar geçen zamanda meydana gelir. Bu zaman aralığında pistonun aşağı doğru hareketi silindir içerisinde basıncı düşürerek vakum etkisi oluşturur. Bu etkiyle içeriye emme manifoldundan gelen taze hava ile enjektörlerden püskürtülen yakıtın birlikte oluşturdukları sabit oranda bir hava-yakıt karışımı dolar. İçeriye daha fazla karışım sokulmak istendiğinde emme valfi ÜON'dan önce ve kapanması da AÖN'dan sonra yapılır. Bu fark motor devri arttıkça açılmakta, düştükçe de kapanmaktadır.

Sıkıştırma Zamanı: Emme zamanından sonra gerçekleşmektedir. Emilen hava yakıt karışımından sonra supaplar kapatılarak piston ÜÖN'ya doğru hareket eder. Böylece karışım silindirin içinde sıkıştırılarak basınç ve sıcaklığı artırılır. Piston ÜÖN'ya gelmeden hemen önce bujiler vasıtasıyla ateşleme yapılır ve sıkıştırma zamanı son bulur.

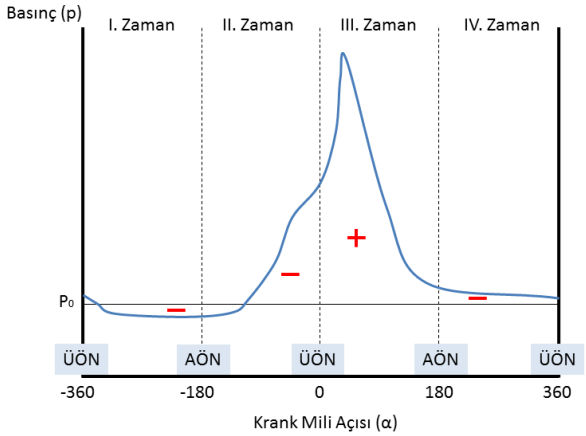
Yanma ve Genişleme Zamanı: Bujinin ateşlenmesiyle beraber yanma olayı başlamaktadır. Yanma olayıyla birlikte yüksek sıcaklık ve basınç elde edilir. Bu basınç sayesinde piston aşağı doğru ittirilerek pistonun yaptığı hareketle ile birlikte sistemden iş elde edilir. Bu işi artırmak için yaratılan basınçtan maksimum ölçüde faydalanmak gerekir. Bu sebepten ötürü bujinin ateşlenmesi piston ÜÖN'ya gelmeden önce yapılır. Eğer yanma, piston aşağıya hareket etmeye başladığında da (genişleme zamanında) devam ederse maksimum basınç değerine ulaşılamaz. Bunu engellemek amacıyla da yanma ÜÖN'dan önce başlatılarak maksimum basınç sağlanıp, daha fazla iş elde edilsin. Genişleme egzoz supapları açıldığında sonlanır.

Egzoz Zamanı: Bu zaman aralığında yanma sonucu oluşan artıklar silindirin içinden atılır. Piston AÖN'ya ulaşmadan egzoz supabı açılır ve pistonun ÜÖN'ya doğru hareketi ile birlikte egzoz gazları egzoz supabından dışarı atılır. İçerideki tüm gazın dışarıya atılması bir sonraki patlamanın verimi açısından önemlidir. Bunun için egzoz supabı ÜÖN'dan bir miktar sonra kapatılmaktadır.

Benzinli bir motorun basınç-hacim grafiği ve karank mili açısına göre basınç değişimi aşağıdaki gibidir [2,7].



Şekil 2.8 : 4-Zamanlı Otto motorunun gerçek çevrimi [2].

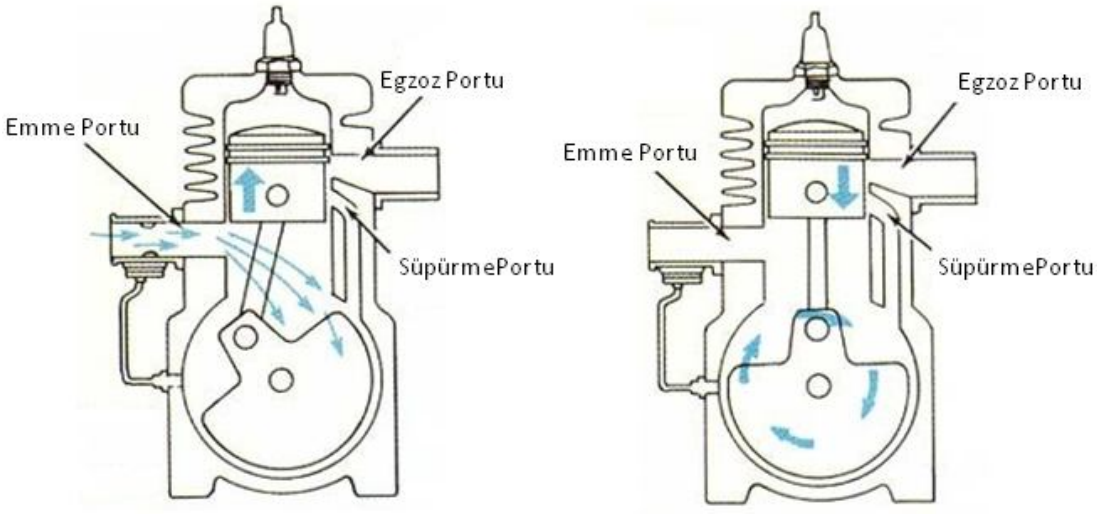


Şekil 2.9 : 4-Zamanlı Otto motorunda tam bir çevrim süresince silindir içi basıncın krank mili açısına göre dağılımı [2].

2.2.2.2 2-zamanlı Otto motorları

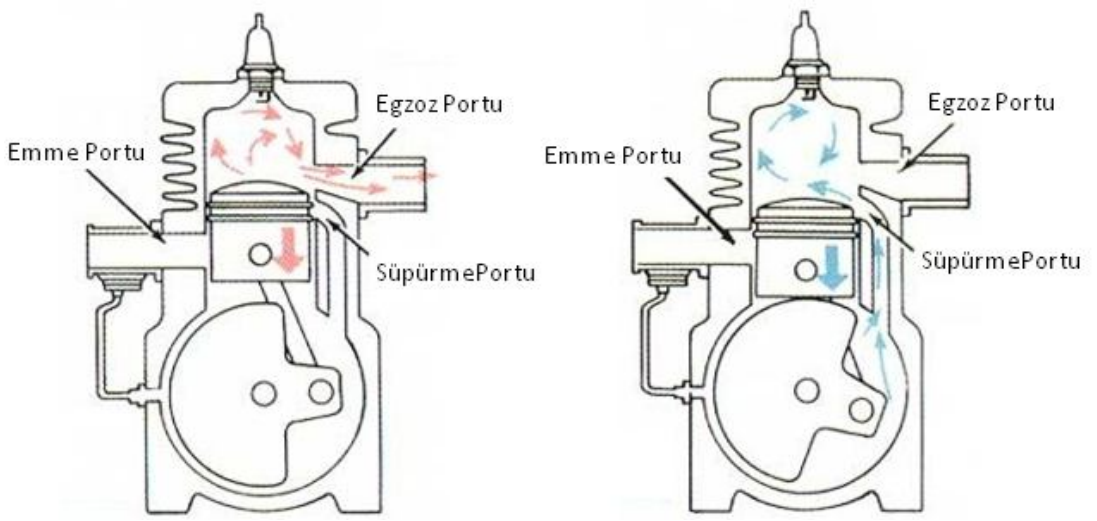
İki zamanlı motorlarda da dört zamanlı motorlarda olduğu gibi sıkıştırma, yanma ve genişleme olayları benzer şekillerde gerçekleşir. Fakat, emme ve egzoz olayları ise süpürme sistemi denilen bir sistemle meydana gelmektedir. Tüm çevrim, krank milinin tam bir tur atmasıyla son bulmaktadır.

Sıkıştırma Zamanı: Bu zaman aralığında piston AÖN'dan ÜÖN'ya hareket etmektedir. Piston bu hareketi ile önce süpürme portunu kapatarak yanma odasına giren hava yakıt karışımını durdurur, sonra da egzoz penceresini kapatarak yanma odasındaki basıncı artırmaya başlar. Daha sonra da alt taraftan emme portunu açarak bir sonraki çevrim için krank milinin olduğu yere hava yatır karışımını katar. Piston ÜÖN'ya gelmeden önce buji vasıtasıyla karışım ateşlenerek yanma sağlanır. Burada sıkıştırma zamanı sona ererek piston aşağı hareketine başlar.



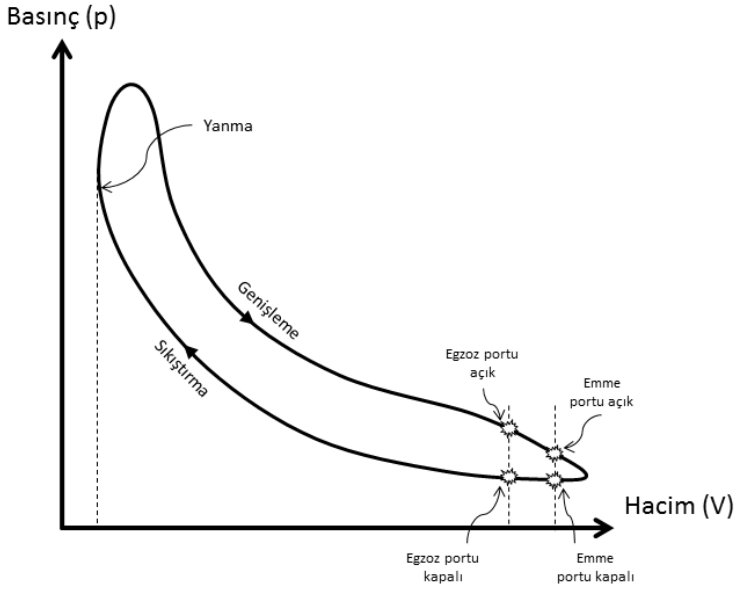
Şekil 2.10 : 2-Zamanlı Otto motorunun sıkıştırma zamanı [15].

Yanma ve Genişleme Zamanı: Sıkıştırma zamanından hemen sonra meydana gelir. Bujinin kıvılcım çakmasıyla birlikte hava yakıt karışımı tutuşarak yanma olayını gerçekleştirir. Piston ÜÖN'ya ulaştıktan sonra AÖN'ya doğru harekete başlar. Bu hareketi esnasında, öncelikle egzoz portu açılarak egzoz gazları atılmaya başlanır. Egzoz gazları atıldıkça silindir içindeki basınç düşer ve hemen arkasından süpürme portu açılır. Süpürme portundan daha önceden içeri alınmış hava-yakıt karışımı yanma odasında dolmaya başlar ve piston AÖN'ya ulaştığında çevreimi tamamlamış olur.

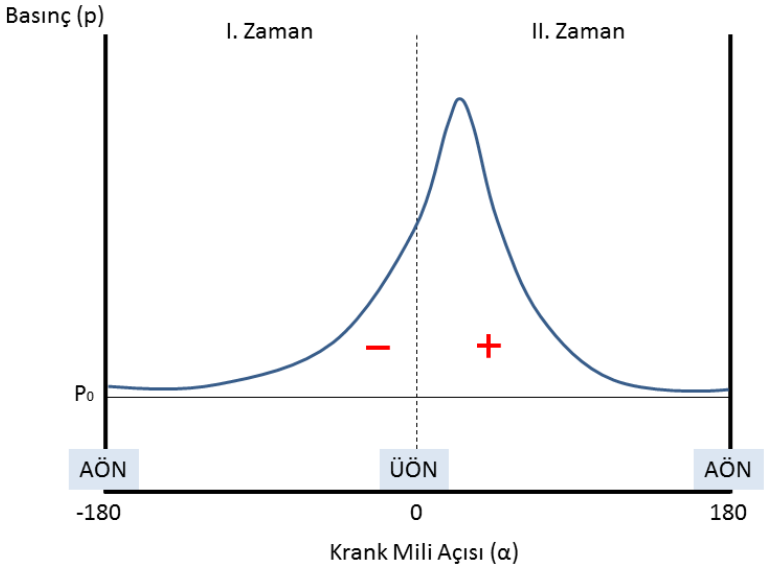


Şekil 2.11 : 2-Zamanlı otto motorunun yanma ve genişleme zamanı [15].

2-zamanlı benzinli bir motorun basınç-hacim grafiği ve karank mili açısına göre silindir içi basınç değişimi aşağıdaki gibidir.



Şekil 2.12 : 2-Zamanlı Otto motorunun gerçek çevrimi [2].

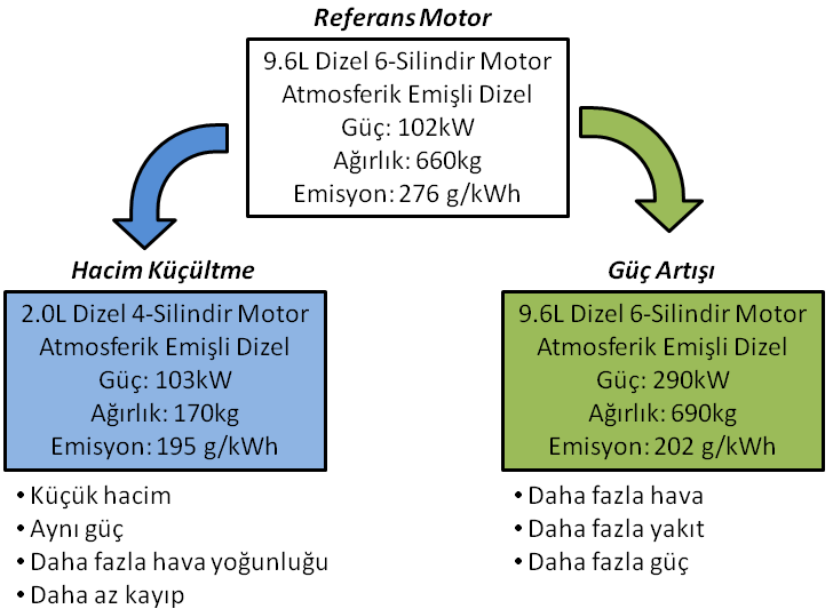


Şekil 2.13 : 2- Zamanlı Otto motorunda tam bir çevrim süresince silindir içi basıncın krank mili açısına göre dağılımı [2].

3. OTOMOTİV ENDÜSTRİSİNDE KULLANILAN TURBOŞARJLAR

3.1 Neden Turboşarj Kullanılıyor?

Turboşarj kullanılmasındaki temel amaca bakacak olursak, aynı hacimdeki bir motordan daha yüksek güç ve tork elde etmektedir. Bunu sağlarken dikkat edilen diğer önemli husus ise yakıt tasarrufu elde etmektedir. Bu sebepten ötürü de eğer istenilen güç ve tork değerleri artırılmayacaksa aynı gücü verebilecek motoru daha düşük hacimlerde üreterek hem yakıt tasarrufu sağlanabilir hem de egzoz gazı salınımları düşürülebilir.



Şekil 3.1 : Dizel bir motorun atmosferik veya turboşarj beslemeli olması halindeki karşılaştırması [9].

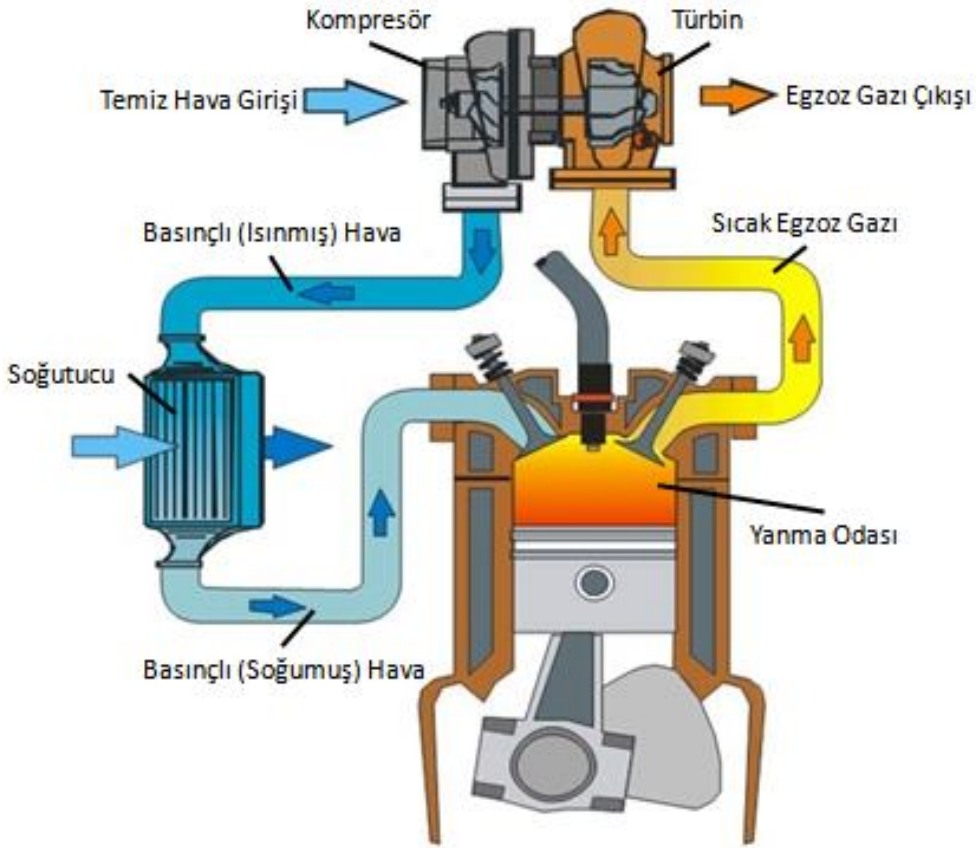
Turboşarjın, atmosferik emişli bir motora kıyasla avantajları;

- Aynı güç daha düşük yakıt tüketimi ile elde edilebilir yani bir diğer anlamda motordan elde edilen verim artar;
- Motorun güç – ağırlık oranı (kW/kg) artar;
- Araca yer olarak paketlenmesi açısından daha küçük bir hacme sahiptir;
- Hacmin küçük olmasıyla birlikte daha az ses üretim yüzeyi vardır;

- Düşük devirlerde daha yüksek tork değerlerine ulaşılabilir;
- Yüksek irtifa performansını iyileştirir (yüksek irtifada havadaki oksijen oranının düşmesinden kaynaklanan);
- Motor daha yüksek hava yakıt oranı ile çalışacağı için emisyon ve yakıt tüketimi düşük olacaktır.

şeklinde sıralanabilir.

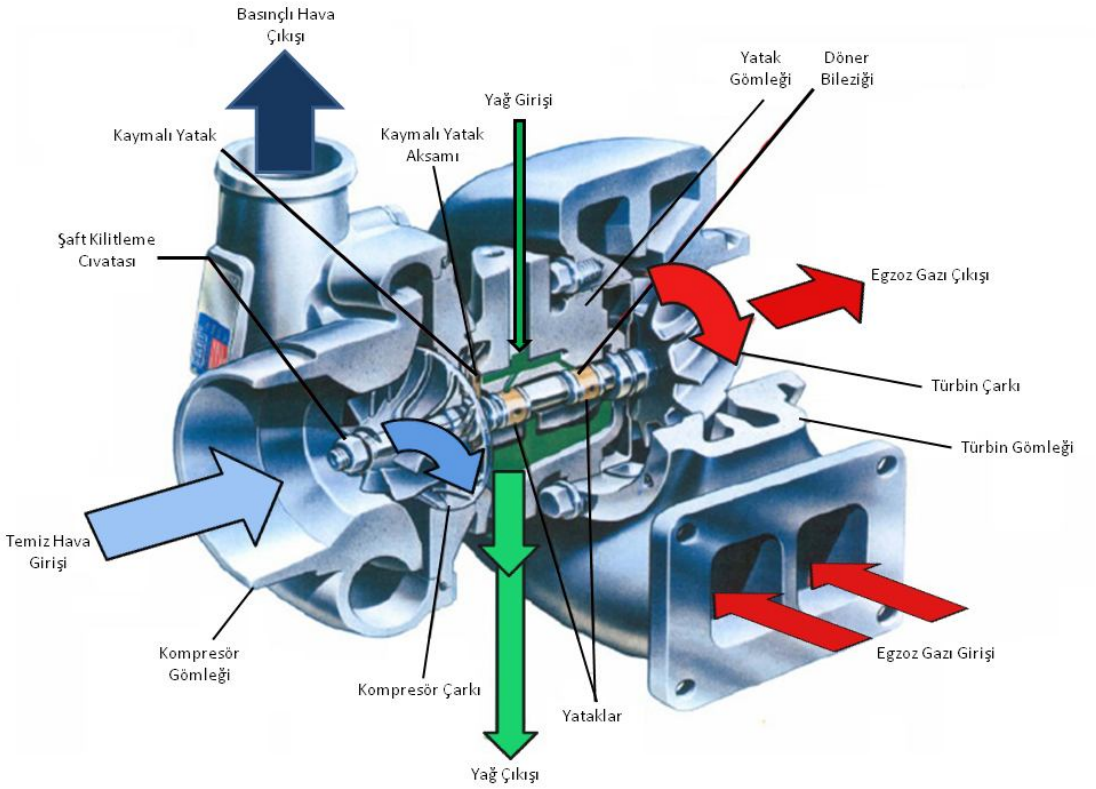
Standart bir egzoz gazı beslemeli turboşarjın araç üzerindeki temel yapısı şematik olarak aşağıdaki gibidir.



Şekil 3.2 : Standart bir egzoz gazı turboşarjının motor üzerinde şematik gösterimi [18].

3.2 Turboşarjın Yapısı

Geleneksel bir turboşarj 3 ana kısımdan oluşmaktadır. Bunlar Türbin, Kompresör ve Yatak kısımlarıdır. Aşağıdaki resimde geleneksel bir turboşarjın kesit resmi yer almaktadır.



Şekil 3.3 : Standart bir turboşarjın kısımları ve içerideki gaz akış yolları [9].

Turboşarj çarklarının iç ve dış çaplarının kareleri arasındaki oran çarkın trimi olarak isimlendirilir. Trim miktarı, çarklardan geçirilebilecek gazın kapasitesini ifade eder; trim arttıkça çarktan geçen gazın miktarı da artar ve tam terside doğrudur [18].

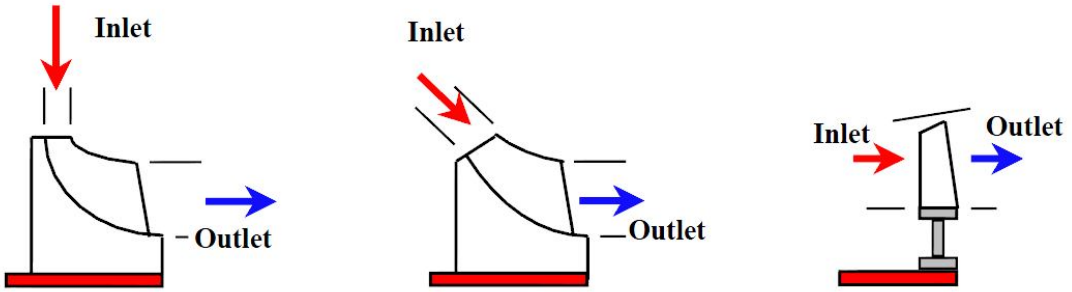
$$Trim = \left(\frac{D_{iç}}{D_{dış}}\right)^2 \quad \textbf{(3.1)}$$

3.2.1 Türbin kısmı

3.2.1.1 Türbinin yapısı

Turboşarjın motora bağlanan ilk ve en sıcak kısmıdır. Türbin gömleğinin motorun egzoz manifolduna bağlanan kısmından, egzoz gazları girerek "Salyangoz" olarak adlandırılan sarmalın içinden türbin çarkına ulaşırlar. Bu salyangozun iç kısmı türbin çarkına yaklaştıkça daralarak egzoz gazlarının hızlanmasına yardımcı olmaktadır. Türbin çarkının kesit alanına çarpan egzoz gazları enerjisiyle birlikte çarkı döndürmeye başlamaktadır. Enerjisini aktaran egzoz gazı, sıcaklığı ve basıncı düşerek türbin çıkışından turboşarjı terk eder ve elde edilen kinetik enerji kompresör çarkını çevirecek olan türbin çarkına aktarılır.

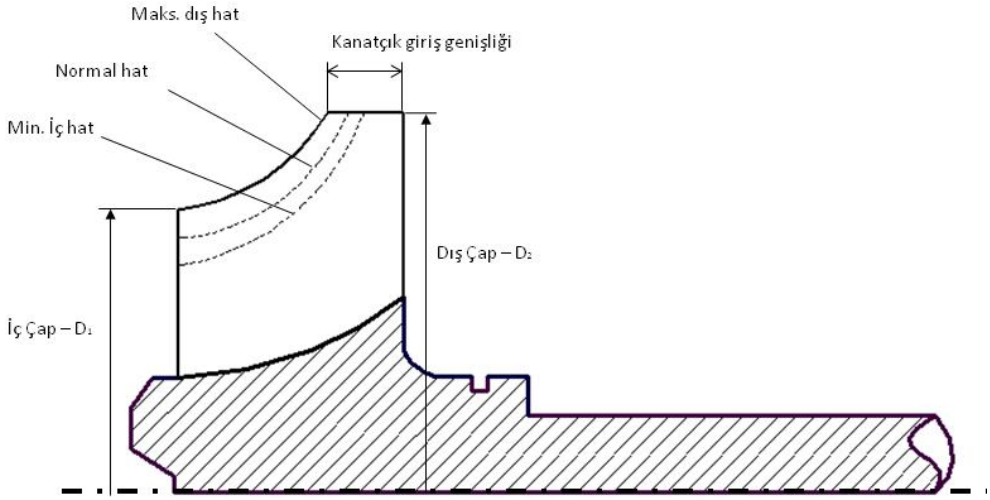
İki çeşit türbin çarkı vardır; bunlardan birincisi radyal diğeri ise eksenel dir. Radyal türbinlerde gaz türbine radyal yönde girip eksenel yönde terk etmekte, eksenel türbinlerde ise gaz türbine sadece eksenel girip eksenel çıkmaktadır. Aşağıdaki resimde sol tarafta eksenel türbinin sağ tarafta ise radyal türbinin gaz giriş çıkışları gösterilmektedir.



Şekil 3.4 : Sırasıyla radyal, karma ve eksenel akışlı türbin tipleri [9].

Eksenel türbinler ve radyal türbinler içerisinden geçirdikleri havanın debisine göre farklı verimlere sahiptirler. Büyük türbin çaplarında eksenel türbinler küçük türbin çaplarında ise radyal türbinler daha verimli çalışmaktadır. Bunun da temel sebebi küçük çaplarda eksenel türbinlerde akış kayıplarının çok yüksek olmasıdır. Piyasaya bakıldığında 160mm çapına kadar radyal türbinler, 300mm çapın üstünde eksenel türbinler, arasındaki değerlerde ise her iki türbin çeşidi de kullanılmaktadır. Bu da bize kullanım alanı olarak otomotiv endüstrisinde tamamıyla radyal türbine sahip turboşarj kullanmamıza sebep olmaktadır. Buna ek olarak radyal türbinlerin yüksek miktarlarda üretimi eksenel türbinlere göre çok daha uygundur.

Egzoz gazları türbine yüksek sıcaklık ve basınçta girmekte, türbini ise girişe göre nispeten düşük sıcaklık ve basınçta terk etmektedir. Giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki fark ne kadar büyükse türbinden o kadar fazla iş alınmış demektir. Bu da türbinin yapısı ile alakalıdır. Türbin çarkının özgül akış kesit alanı küçüldükçe egzoz gazları türbin kanatçıkları tarafından engellenecek ve yüksek basınç oranları elde edilecektir. Böylece türbin performansı artarak daha yüksek sıkıştırma basıncı sağlanacaktır. Türbin kanatçığının giriş ve çıkış şekilleri akış kapasitesini değiştirmektedir. Türbin gömlekleri türbin çapına ve minimum iç hattına göre belirlenerek dökülmektedir. Böylelikle iç kısım işlenerek aynı türbin çap serisinden farklı akış kapasitelerine sahip türbin kanatçıkları elde edilebilir.



Şekil 3.5 : Türbin çarkı gaz akış kapasitesi [9].

3.2.1.2 Türbinin çalışma karakteristiği

Türbinlerin çalışma karakteristikleri içerisinden geçen havanın kütle debisi ve türbin basınç oranına göre çizilen haritalara göre belirlenmektedir. Türbin haritasına etki eden parametreler gazın kütlesi, sıcaklığı basıncı ve geçen süredir. Eğer radyal bir türbin için termodinamik yasaları kullanarak bir harita çıkartmak istersek öncelikle temel yasaları yazmakta fayda var.

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_2 + \frac{c_2^2}{2} + w + q \tag{3.2}$$

Bu ifade, açık bir sistem için termodinamiğin birinci kanununu, *h* entalpiyi, c akış hızını, *w* işi, q ise ısıyı ifade etmektedir.

Sistemi biraz basitleştirip adyabatik bir sisteme indirgersek;

$$w = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + (h_1 - h_2) \tag{3.3}$$

Basınç artışı için eşitlik yazılırsa;

$$h_2 + \frac{c_2^2}{2} = h_3 + \frac{c_3^2}{2} \tag{3.3}$$

şeklinde yazılabilir.

$$h = u + \frac{p}{\rho} \tag{3.4}$$

yerine yerleştirirsek;

$$\frac{p_3}{\rho_3} - \frac{p_2}{\rho_2} = \frac{c_2^2 - c_3^2}{2} + u_2 - u_3 \qquad \textbf{(3.5)}$$

ifadesi elde edilir.

Buradan radyal türbin için basınç farkının gaz hızlarıyla orantılı olduğu sonucuna varılabilir. Enerji çevrimi türbine gömleğine girişten itibaren aşama aşama meydana gelir;

- İlk aşamada içeri giren gaz salyangozun daralan kesitinden geçerek basınç kaybına uğramaktadır.

$$\Delta p \sim c_2^2 - c_1^2 \qquad \textbf{(3.6)}$$

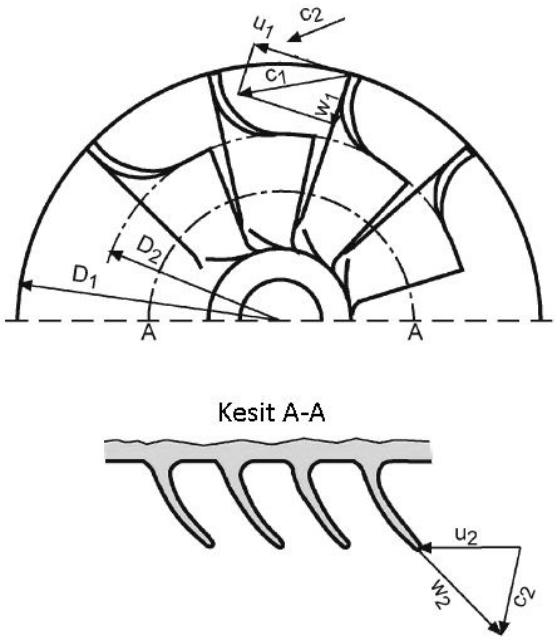
- İkinci aşamada ise türbin çarkına girerek basınç kaybı yaşamaktadır fakat buna ek olarak da bir mekanik enerji kazanmaktadır:
    - Türbin çarkındaki basınç kaybı:

$$\Delta p \sim w_2^2 - w_1^2 \qquad \textbf{(3.7)}$$

    - Çevresel hızdan kaynaklanan basınç kaybı:

$$\Delta p \sim u_1^2 - u_2^2 \qquad \textbf{(3.8)}$$

Aşağıdaki resimde türbin kanatçığındaki gaz hız akışları gözükmektedir:



Şekil 3.6 : Türbin kanatçığındaki gaz hızlarının vektörel gösterimi [5].

Eğer, motordan gelen egzoz gazının silindir içindeki hızını sıfır kabul edersek, egzoz gazının sisteme giriş ve çıkışı arasındaki entalpisi;

$$\frac{c_4^2}{2} = h_3 - h_4 \tag{3.9}$$

egzoz gazını ideal gaz kabul edersek;

$$h_3 - h_4 = c_p(T_3 - T_4) \tag{3.10}$$

ve;

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{(\kappa-1)/\kappa} \tag{3.11}$$

$$T_3 = \frac{p_3}{\rho_3 R} \tag{3.12}$$

$$\frac{c_p}{R} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \tag{3.13}$$

olur. Tüm bunları c_4 için derlersek;

$$c_4 = \sqrt{2\frac{\kappa}{\kappa-1}\frac{p_3}{\rho_3}\left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{(\kappa-1)/\kappa}\right]} \tag{3.14}$$

türbinden geçen gazın kütle debisini yazarsak;

$$\dot{m}_T = A_T \rho_3 c_4 \tag{3.15}$$

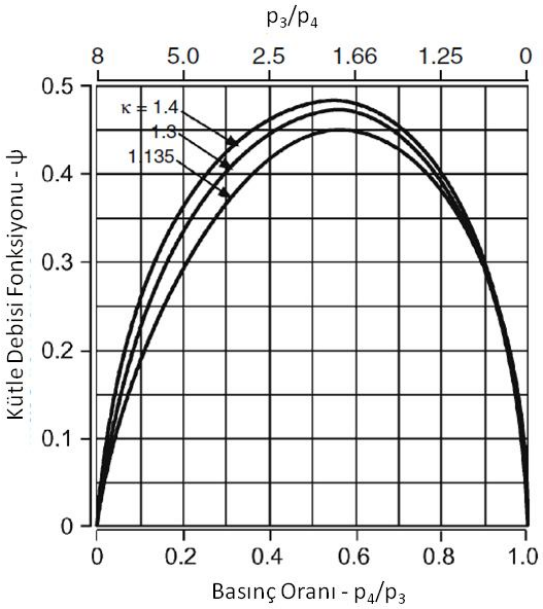
ve;

$$\frac{\rho_4}{\rho_3} = \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{1/\kappa} \tag{3.16}$$

Yerine koyarsak;

$$\dot{m}_T = A_T \psi \sqrt{2 p_3 \rho_3} \tag{3.17}$$

Bu ifadede ψ kütle debisi fonksiyonudur. Bu ifadeyi grafik üzerinde göstermek istersek:



Şekil 3.7 : Radyal türbinin kütle debisinin giriş - çıkış basınçları oranı grafiği [5].

Kütle debisi fonksiyonu, sadece türbin basınç oranına ve gazın sistemden çıkış koşullarına bağlıdır. Grafikten de görüldüğü gibi ifadenin iki tane sıfır noktası vardır, bunlar da p_4/p_3'ün 0 ve 1'e eşit olduğu hallerdir. Ayrıca ifade sadece bir noktada maksimum değere ulaşmaktadır. Eğer türbindeki basınç oranını ve ψ'yi sabit tutarsak, türbin akış hacmi sadece sisteme giren gazın giriş koşullarına bağlı olacaktır. Bu durumda;

$$p_3 v_3 = R T_3 \tag{3.18}$$

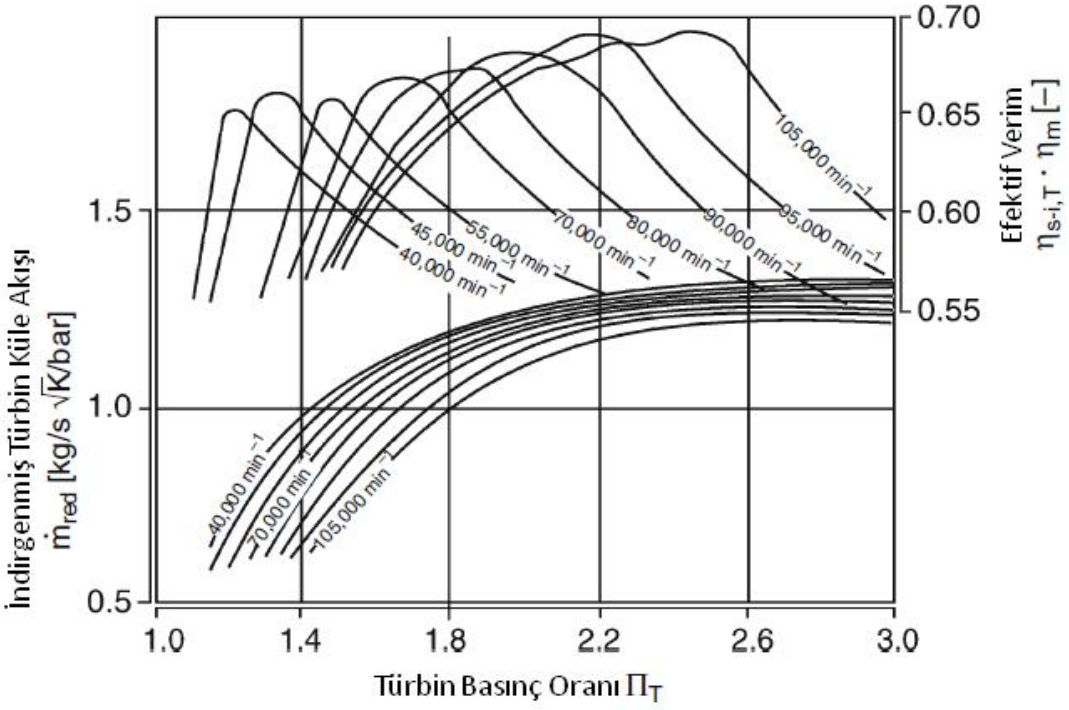
için;

$$\dot{m}_T = A_T \psi p_3 \sqrt{\frac{2}{RT_3}} = A_T \psi \frac{p_3}{\sqrt{T_3}} = sabit \qquad \textbf{(3.19)}$$

Bu ifadeden, p_3 sistemden çıkış basıncını sabit alırsak, türbinden geçen gaz kütlesi $1/\sqrt{T_3}$'e bağlı olarak azalacaktır. Eğer T_3 sıcaklığını sabit kabul edersek, akış oranı direk p_3'e bağlı olacaktır. Buna göre türbin haritasını standartlaştırmak amacıyla;

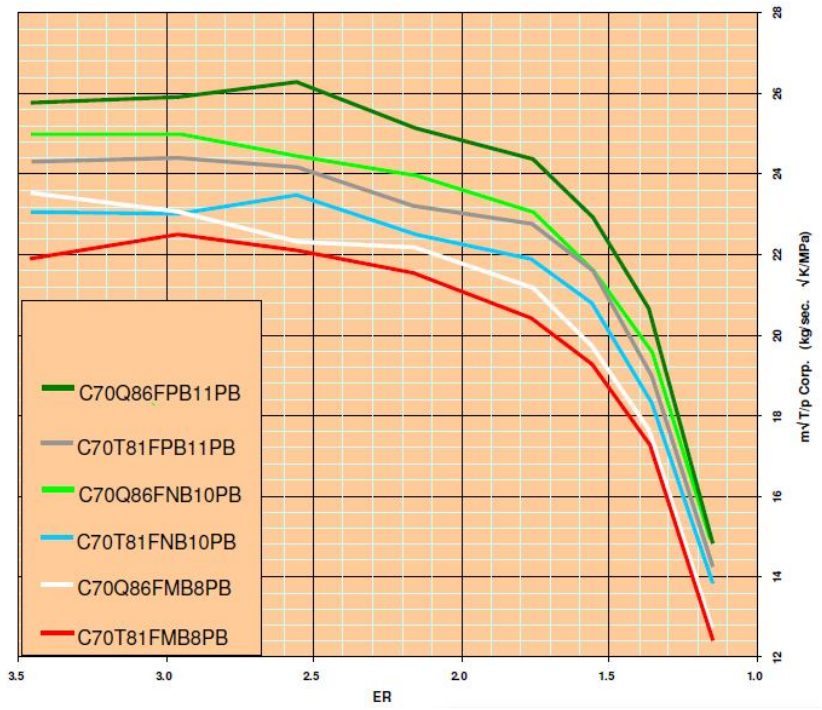
$$\dot{m}_T = \dot{m}_T^* \frac{p_3}{p_0} \frac{1}{\sqrt{T_3/T_0}} = \dot{m}_T^* \frac{p_3}{p_0} \sqrt{T_0/T_3} \qquad \textbf{(3.20)}$$

Bu ifade türbin haritalarında kullanılan en genel ifadedir. Türbin karakteristiği, türbin basınç oranına karşı kütle akış oranına göre belirlenmektedir. Aşağıda tipik bir türbin karakteristik haritası gösterilmektedir [5].



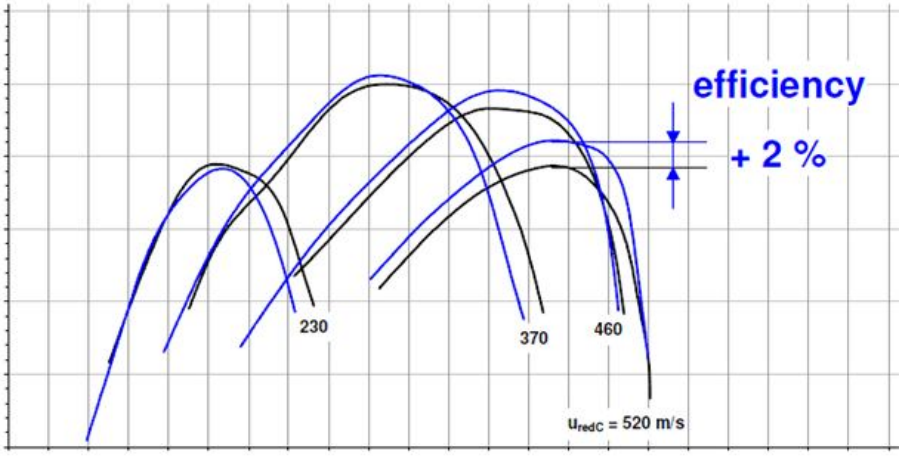
Şekil 3.8 : Radyal bir türbinin verim ve akış haritası [5]

Türbin haritası farklı çaplardaki ve trimlerdeki türbin çarklarına göre farklılık göstermektedir. Çarkın çapı ve trimi arttıkça türbinden geçirilebilecek egzoz gazı miktarı artmaktadır. Aşağıdaki şekilde aynı çaptaki fakat farklı trimlerdeki türbinlerin grafiksel olarak karşılaştırılması gösterilmektedir.



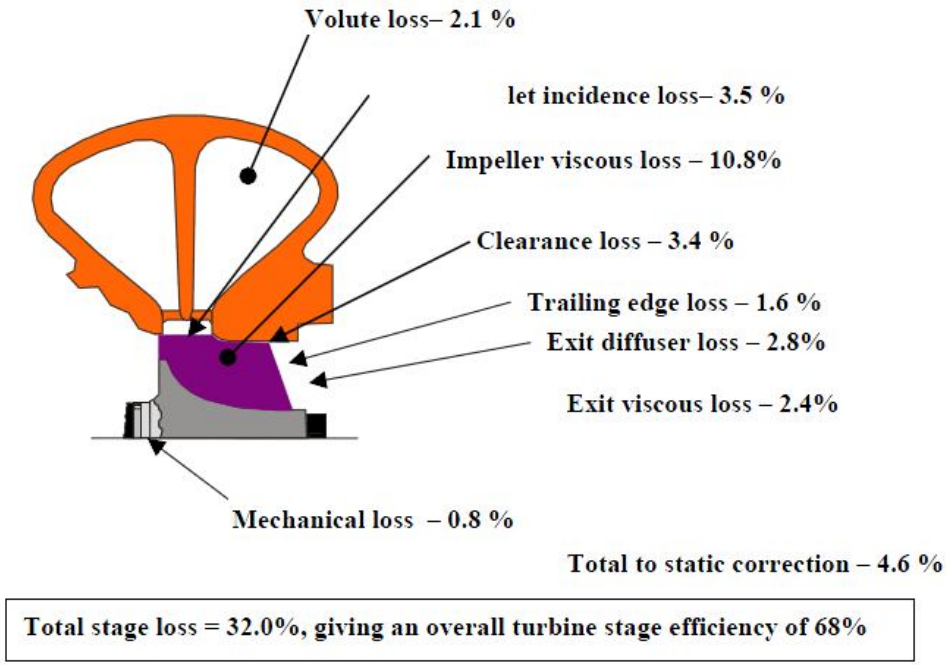
Şekil 3.9 : Aynı türbin çapına sahip çarkların trim değerlerine göre farklı çalışma karakteristikleri [9].

Türbin çarkları çok yüksek devirlerde dönerek kompresörün havayı yüksek basınçta basmasını sağlayabilecek şekilde tasarlanmaktadır. Çarklar üzerindeki kanatçıkların yapıları oldukça karmaşık ve hassastır. Bu yapıyı elde edebilecek iki farklı üretim metodu mümkündür. Bunlardan birincisi hassas döküm diğeri ise doludan işleme yöntemidir. Doludan işleme yönteminin döküm yöntemine göre daha hassas olmasından dolayı verimlilik açısından daha iyi değerlere sahiptir.



Şekil 3.10 : Doludan işleme ve döküm yöntemi ile üretilmiş iki farklı türbin çarkının verim açısından karşılaştırılması. Doludan işleme türbin çarkı %2 daha verimli çalışmaktadır [9].

Türbin verimini $\eta_{turb} = \frac{W_{actual\ turb}}{W_{ideal\ turb}}$ olarak ifade edersek; bunu sıcaklıklar cinsinden $\eta_{turb} = \frac{T_{0,in} - T_{0,out}}{T_{0,in} - T_{s,out,is}}$ şeklinde yazabiliriz. Günümüz turboşarjlarında türbin verimleri %68-70 aralığındadır. Bunu artırmak amacıyla çalışmalar halen devam etmektedir. Gerçekleşen kayıpların dağılımı ise aşağıdaki şekilde gösterilmektedir.



Şekil 3.11 : Türbin kısmında meyadana gelen kayıpların türbin verimine yüzdesel etkileri [8].

3.2.2 Kompresör kısmı

3.2.2.1 Kompresörün yapısı

Turboşarjlarda kullanılan kompresörler genellikle santrifüj tiptedirler. Üç temel parçadan oluşmaktadır: Kompresör çarkı, difüzör ve kompresör gömleği. Türbinden gelen tahrikle beraber kompresör çarkı dönmeye başlar ve eksenel olarak havayı emerek radyal olarak basınçlı bir şekilde motora basar. Difüzör basılan havanın hızını azaltmaya yaramaktadır, gömleğin içerisindeki kanalda bulunmaktadır. Bu şekilde hava gerekli basıncı elde etmektedir. Fakat artan basınçla beraber sıcaklık da artmaktadır. Havanın sıcaklığının artması istenilen bir şey değildir. Çünkü sıcaklıkla beraber yoğunluk düşecek ve yanma odasına giren havanın miktarı azalacaktır. Bu sebepten ötürü basılacak hava bir ısı değiştiricisinden geçirilerek motora sokulmadan önce soğutulur.

3.2.2.2 Kompresörün çalışma karakteristiği

Radyal bir kompresörde basılacak havanın basıncı kompresör çarkının giriş ve çıkışındaki çapları oranına bağlıdır. Bir kompresörde basınç artışı üç aşamada oluşur:

İlk aşamada basınç santrifüj alanında oluşur (çıkış çapı giriş çapından büyüktür).

$$\Delta p \sim u_2^2 - u_1^2 \tag{3.21}$$

İkinci olarak akış alanın artmasına ters orantılı olarak akışın hızının göreceli olarak azalmasıyla;

$$\Delta p \sim w_1^2 - w_2^2 \tag{3.22}$$

Üçüncü olarak da kompresör çıkış tarafındaki difüzör vasıtasıyla;

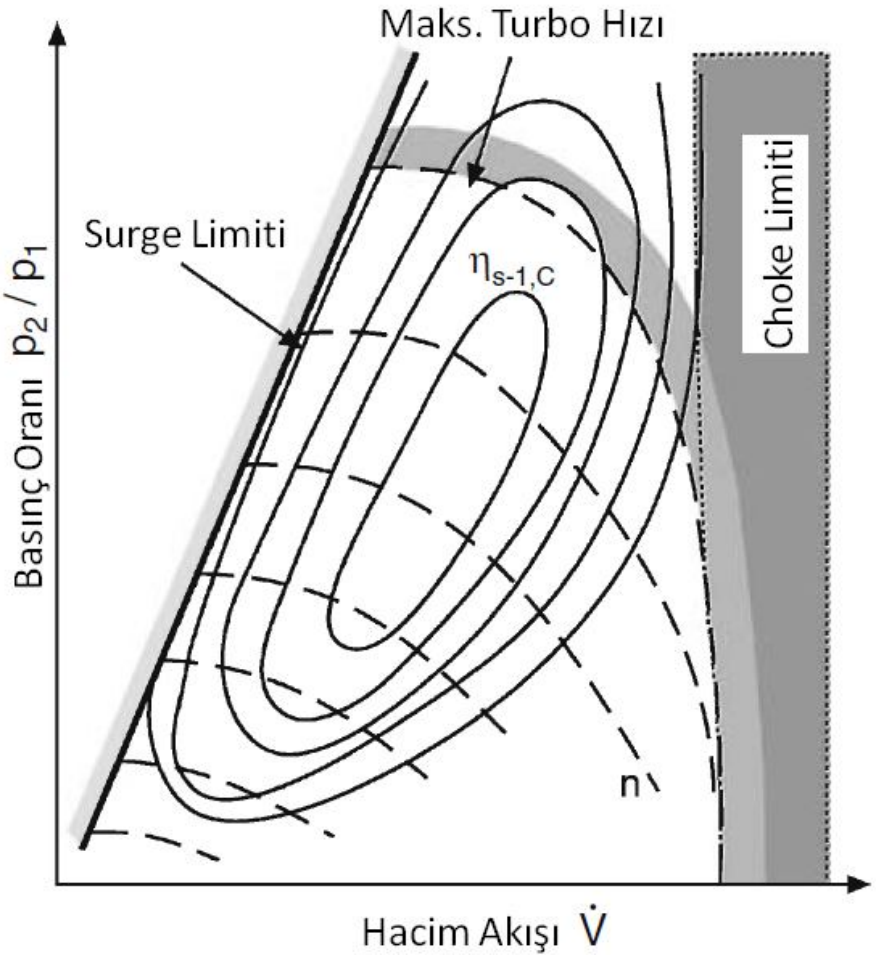
$$\Delta p \sim c_2^2 - c_3^2 \tag{3.23}$$

Tüm bu aşamalar sonucunda kompresör tarafında ortaya çıkan toplam basınç miktarı;

$$\Delta p_{out} \sim (u_2^2 - u_1^2) + (w_1^2 - w_2^2) + (c_2^2 - c_3^2) \tag{3.24}$$

olmaktadır.

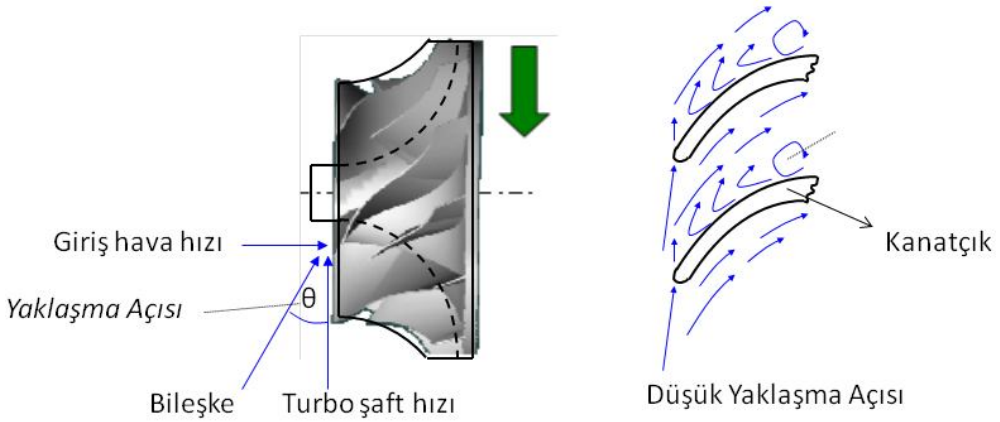
Kompresör çalışma koşulları her bir kompresör için hazırlanan haritalara göre belirlenmektedir. Günümüz motorları için kullanılan bir kompresör haritası aşağıdaki resimde gösterilmektedir.



Şekil 3.12 : Radyal bir kompresör haritasında surge, choke ve hız bölgeleri [5].

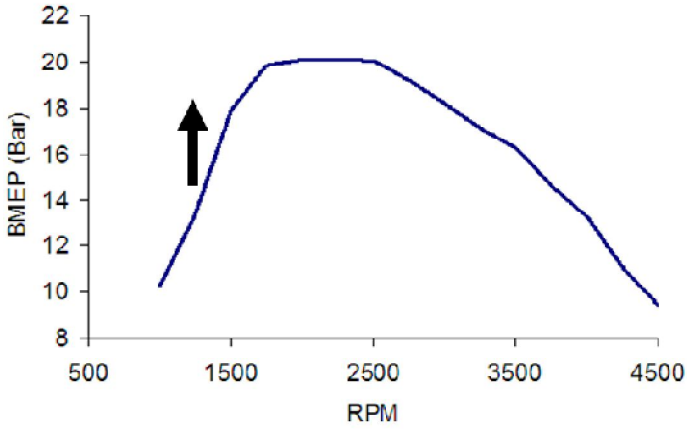
Haritada kompresörün çalışma sınırlarını belirleyen üç etmen bulunmaktadır. Bunlar Dalga Limiti (surge limit), Boğulma Limiti (choke limit) ve maksimum hız limitleridir.

Dalgalanma Limiti (Surge Limit): Kompresör çarkının kararlı bir şekilde dönebilmesi için gerekli olan minimum havanın oluşturduğu sınırdır. Düşük hava debilerinde eğer turbo hızı artarsa kompresör çarkındaki kanatçıklar üzerine hava yeterli düzeyde tutunamamaktadır. Yaşanan bu tutunma kaybından ("stall" durumu) ötürü kompresör içerisinde kararsız bir yapı oluşur ve basınç dalgalanmaları yaşanır. Bu olay esnasında turboşarjdan "whoosh" sesi olarak ifade edilen ıslık biçiminde bir ses duyulur. Çok aşırı durumlarda kompresör çarkında geri akışın oluştuğu da gözlenmektedir. Bu olayı önleyebilmek amacıyla kanatçık açılarına düzgün girişi sağlayabilecek kompresör giriş yönleri belirlenir. Aşağıdaki resimde dalgalanmanın nasıl oluştuğu resmedilmiştir.



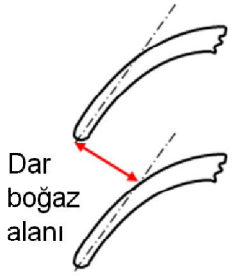
Şekil 3.13 : Kompresörde surge olayı. Hava kanatçıklara düşük bir açıyla yaklaşmaktadır ve kanatçık yüzeyine tutunamayıp ayrılmaktadır [9].

Dalgalanma etkisi, motorda düşük devirlerde yaşanan bir etkidir. Bu sebepten ötürü düşük devirlerdeki tork eğrisi istenilen düzeyde iyileştirilememektedir. Bu eğriyi düşük devirlerde yukarıya çekmeyi sınırlayan etken kompresörde yaşanacak surge olayıdır.



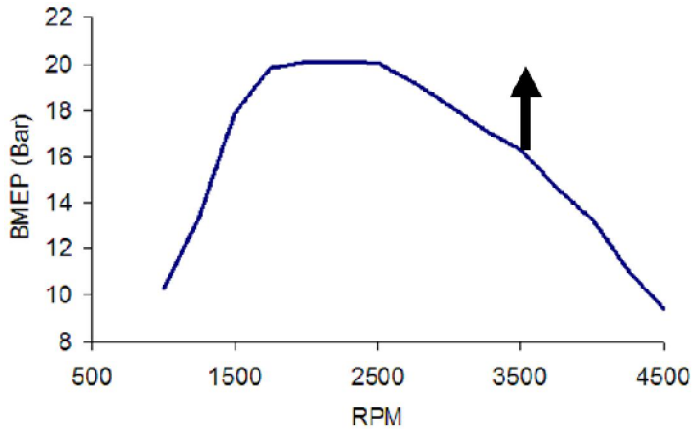
Şekil 3.14 : Surge olayı düşük motor devirlerinde tork eğrisini sınırlanmaktadır [9].

Boğulma Limiti (Choke Limiti): Gaz akışının kanatçıkların arasındaki en dar alanda hızının ses hızını aşması olayıdır. Bu durumda kompresör hızı arttığı halde akış hacmi artmamaktadır.



Şekil 3.15 : Choke olayına etki eden kanatçıklar arasındaki minimum geçiş alanı [9].

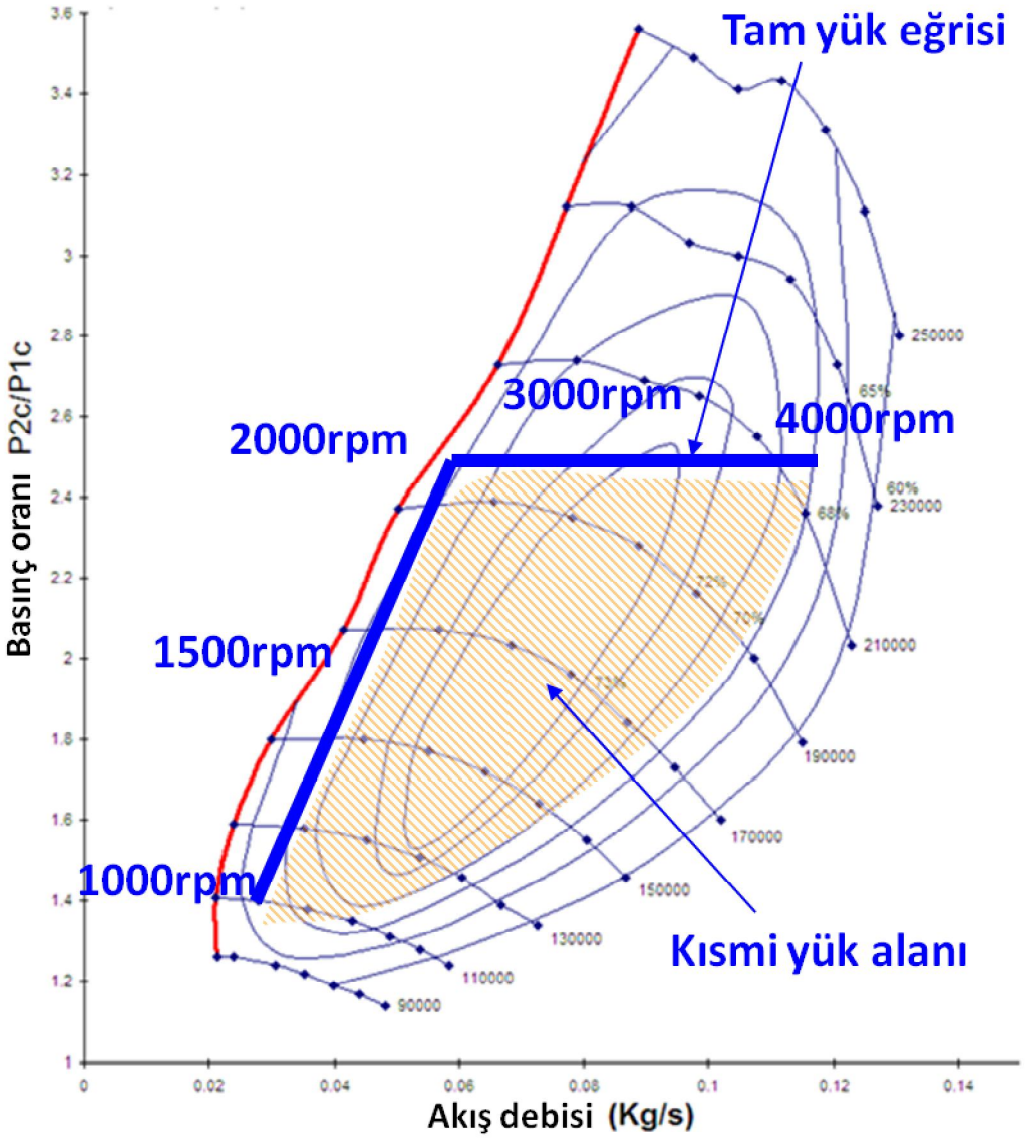
Boğulma etkisi, motorda yüksek devirlerde yaşanan bir etkidir. Bu sebepten ötürü yüksek devirlerdeki tork eğrisi istenilen düzeyde iyileştirilememektedir. Bu eğriyi yüksek devirlerde yukarıya çekmeyi sınırlayan etken kompresörde yaşanacak choke olayıdır.



Şekil 3.16 : Choke olayı yüksek motor devirlerinde tork eğrisini sınırlanmaktadır [9].

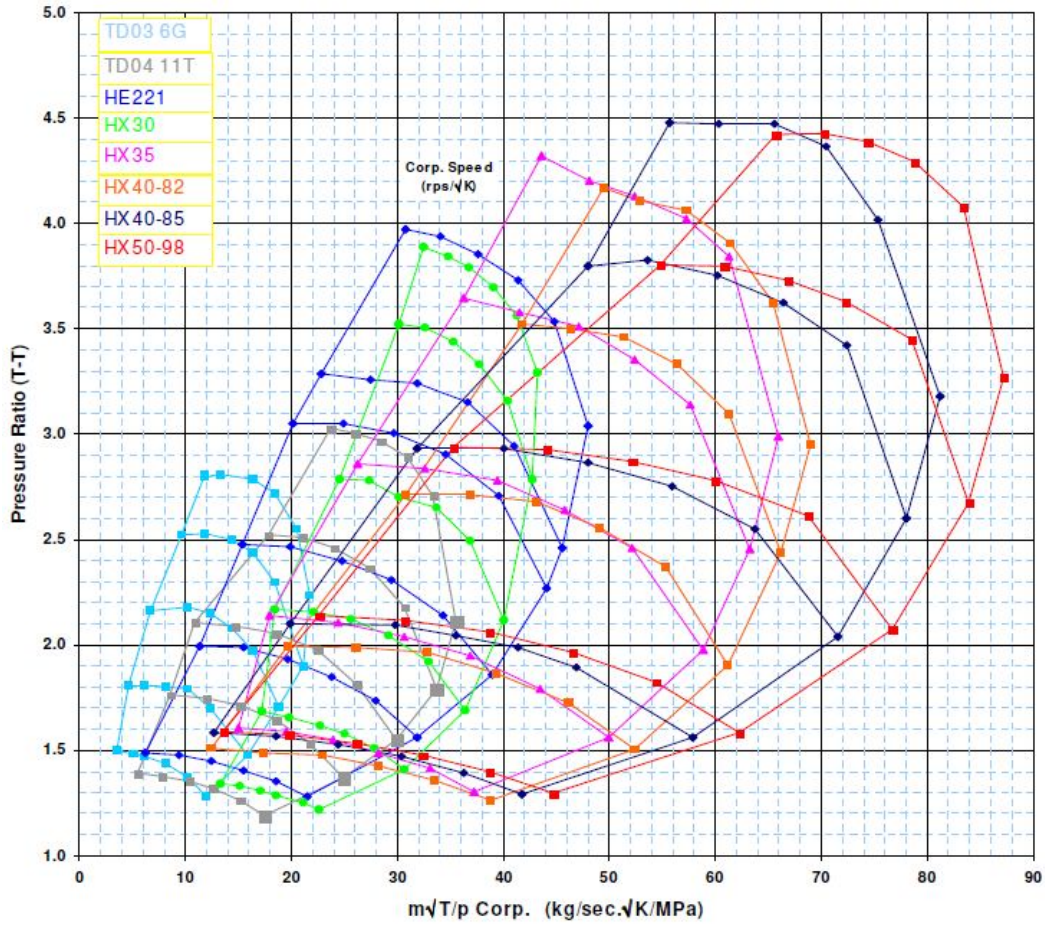
Maksimum hız limiti: Turboşarjın şaft hızının limitini belirler. Mekanik sınırlar çerçevesinde bu hızın aşılması sonucunda turboşarj görevini yerine getiremeyecektir.

Kompresör haritası bir motora turbo seçimi esnasında kullanılan temel verilerden birsidir. Motor performans değerlerinin sağlanıp sağlanamayacağı bu haritadan anlaşılabilir. Motor eğrisi ortaya çıkartıldıktan sonra kompresör haritası bu değerlerin hepsini kendi çalışma aralığı içerisinde bulundurup bulundurmadığı kontrol edilir.



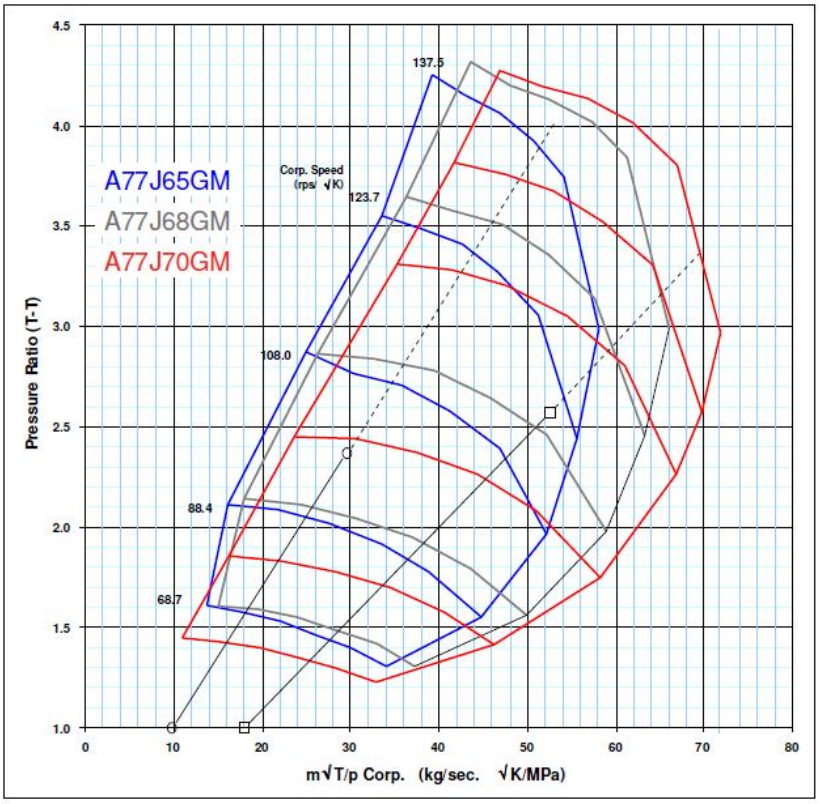
Şekil 3.17 : Kompresör haritası üzerinde tork haritasının çalışma bölgesi [9].

Kompresör çalışma haritaları çarkın çapına, trimine ve kanatçık yapısına bağlıdır. Kompresör çarkının çapı büyüdükçe kompresör haritası genişlemeye ve akış debisi ekseninde sağa doğru hareket eder. Aşağıdaki şekilde farklı çaplardaki kompresörlerin çalışma haritaları verilmiştir.



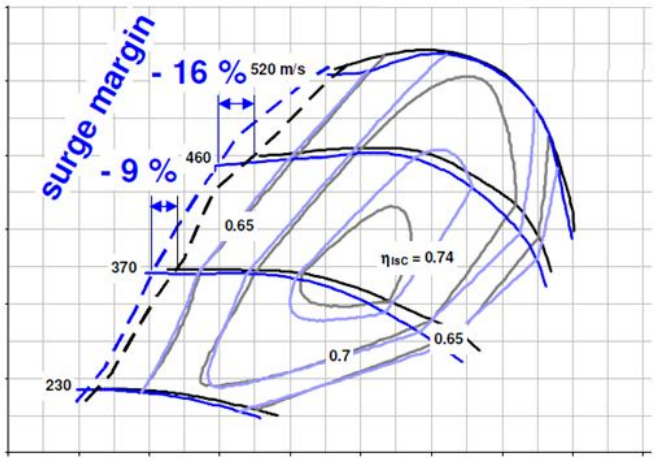
Şekil 3.18 : Kompresör çarkı çapının kompresör haritası üzerindeki etkisi [9].

Aşağıdaki grafikte ise aynı çaptaki kompresör çarklarında trim miktarı arttıkça haritanın sağ tarafa yaklaştığı gözlenmektedir. Şekilden de anlaşılacağı gibi trim miktarı ile kompresörden geçirilen havanın miktarı artırılmakta ve daha fazla hava basılabilmektedir. Fakat burada yaşanan sıkıntı ise surge durumuna girme ihtimalinin artmasıdır.



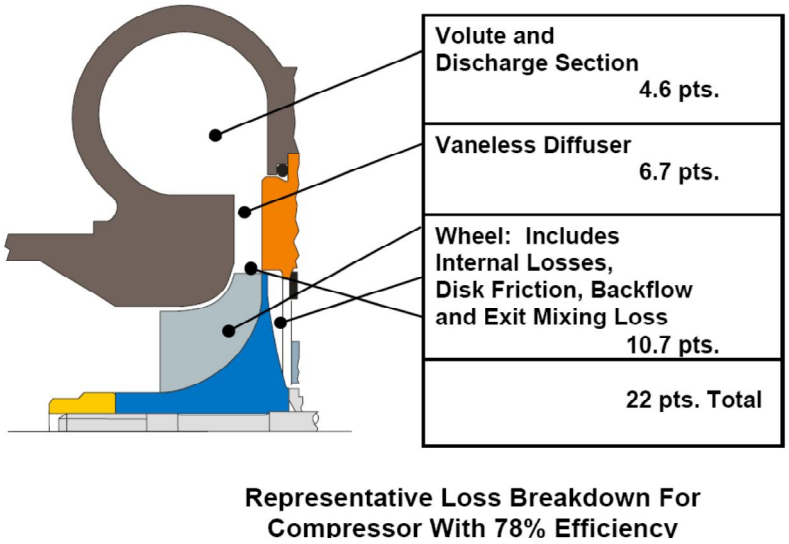
Şekil 3.19 : Aynı konpresör çapına sahip çarkların trim değerlerine göre farklı çalışma karakteristikleri [9].

Kompresör çarkları da türbin çarkları gibi oldukça karmaşık yapıya sahiptir. Tıpkı türbin tarafında olduğu gibi kompresörün verimliliği artmakta ve kompresör haritası biraz daha genişleyerek aynı çapta daha iyi surge toleransı sağlamaktadır. Aşağıdaki şekilde iki farklı yöntemle üretilen kompresör çarklarının haritasının karşılaştırılması gösterilmektedir.



Şekil 3.20 : Doludan işleme ve döküm yöntemi ile üretilmiş iki farklı kompresör çarkının verim açısından karşılaştırılması. Doludan işleme kompresör çarkı %16 daha verimli çalışmaktadır [9].

Kompresör verimini $\eta_{comp} = \frac{W_{actual\ comp}}{W_{ideal\ comp}}$ olarak ifade etmiştik; bunu sıcaklıklar cinsinden $\eta_{comp} = \frac{T_{0,out,is} - T_{0,in}}{T_{0,out} - T_{0,in}}$ şeklinde yazabiliriz. Günümüz turboşarjlarında kompresör verimleri %76-78 aralığındadır. Bunu artırmak amacıyla çalışmalar halen devam etmektedir. Gerçekleşen kayıpların dağılımı ise aşağıdaki şekilde gösterilmektedir.



Şekil 3.21 : Kompresör kısmında meyadana gelen kayıpların kompresör verimine yüzdesel etkileri [8].

3.2.3 Yatak kısmı

Türbin kısmı ile kompresör kısmının arasındaki kısımdır. En temel görevi turboşarjı döndüren şaftın yataklanmasıdır. Bir turboşarj şaftı 300000 d/d hıza kadar dönebilmektedir. Ve ticari bir aracın ortalama ömrü 1 milyon km olduğu öngörülürse turboşaftın yataklarının bu kadar yüksek hızlara ve uzun servis ömrüne sahip olması anca özel sistemlerle mümkün olabilmektedir. En yaygın kullanılan yatak çeşidi kaymalı yataklardır. Hem türbin tarafında hem kompresör tarafında iki tane kaymalı yatak bulunmaktadır. Kaymalı yataklara ek olarak eksenel yataklar kullanılmaktadır. Bu yataklar türbin ve kompresör çarklarından gelen eksenel yükleri karşılamak amacıyla türbin ve kompresör taraflarına dayanan yüzeylere koyulmuştur. Bunların sürekli olarak çalışmasını sağlayan temel eleman ise yağdır. Yağ, turboşarja yatak gömleğinin üst tarafından girip yataklarda gerekli basıncı sağladıktan sonra yerçekiminin etkisiyle gömleğin alt kısmındaki tahliye deliğinden turboşarjdan atılıp kartere tahliye hortumuyla iletilmektedir. Yağ sürekli devir daim yapmalıdır ki yataklarda oluşan sıcaklık tahliye edile bilsin ve yerine filtrelenmiş

soğuk yağ girsin. Böylece yataklarda oluşan ve çevreden gelen sıcaklıklarla yağ ile beraber atılmaktadır.

Turboşarjları sistem olarak tek ve çift kademeli olmak üzere ikiye ayırabiliriz. Tek kademeli sistemlerde motora tek bir turboşarj takılmakta, tüm egzoz gazı bu turboşarjdan geçirilerek istenilen kazanım sağlanmaktadır. Çift kademeli sistemlerde ise motora sağlanacak kazanımı artırabilmek amacıyla iki turboşarj paralel ya da seri olarak bağlanmaktadır. Bu sistemler istenilen tek turboşarjın yetersiz kaldığı durumlarda kullanılmaktadır.

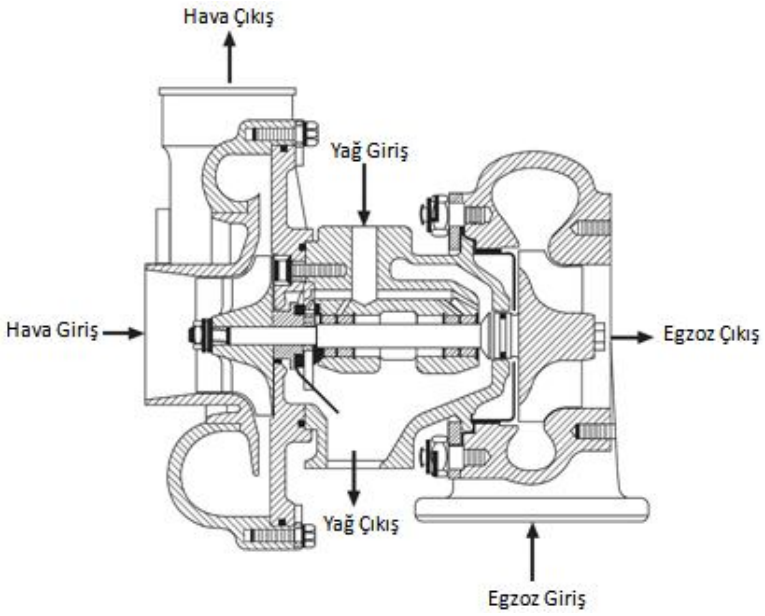
3.3 Turboşarj Çeşitleri

3.3.1 Tek kademeli turboşarj çeşitleri

3.3.1.1 Sabit geometrili turboşarjlar

3.3.1.1.1 Konvansiyonel turboşarjlar

Önceki bölümlerde anlatılan turboşarjların hepsi konvansiyonel turboşarjlardı. Bu turboşarjlarda ne türbin kısmının yapısını etkileyecek mekanizmalar, ne kompresör basıncını artırıcı sistemler ne de fazla egzoz gazını tahliye edecek vanalar bulunur. Turboşarjın yapısı basit bir türbin-kompresör ikilisinden oluşmakta ve ortada şaftın yataklanmasını sağlayacak olan yatak kısmı bulunmaktadır. Aşağıda standart bir turboşarjın kesit resmi görünmektedir.

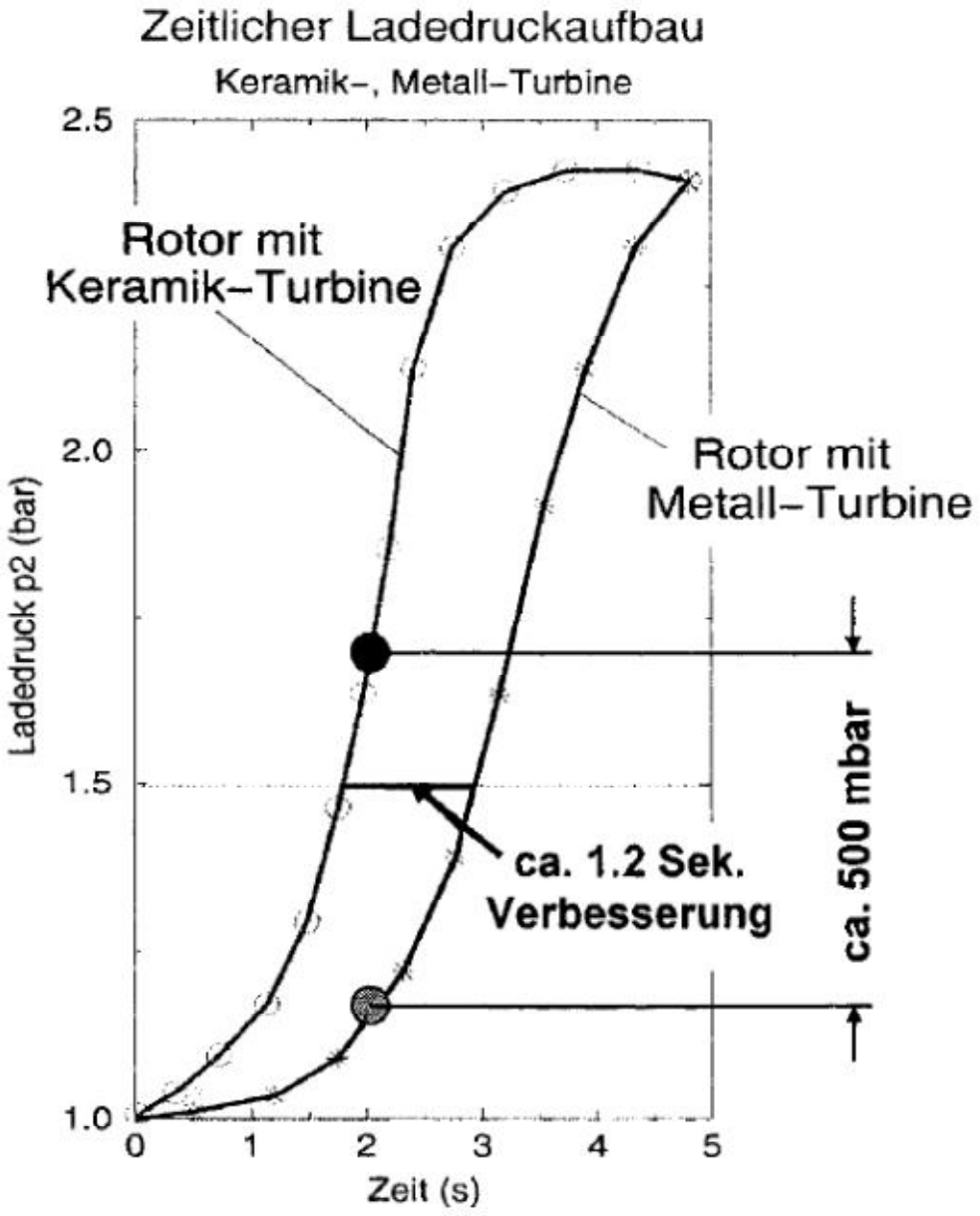


Şekil 3.22 : Sabit geometrili konvansiyonel turboşarjın kesit görüntüsü [7].

Egzoz gazı türbin tarafından tek bir girişten girerek tekrar türbin tarafından tek bir çıkıştan çıkmaktadır. Aynı şaft üzerinde birbirine bağlı olan türbin ve kompresör çarkları egzoz gazının enerjisiyle dönmeye başlamaktadır. Kompresör tarafında temiz hava kompresör çarkının basmasıyla birlikte motora basınçlandırılarak gönderilmektedir. Çok yüksek hızlarda dönen turboşarj şaftının yataklanması ise orta kısımda bulunan kayar yataklar sayesinde olmaktadır. Bu yatakların görevini yerine getirebilmesi için ise motor hattından alınan filtrelenmiş yağın, turboşarjın yağ kanallarına yüksek basınçla pompalanması ile mümkün olmaktadır.

Turboşarjları ifade ederken kompresör ve türbinlerin çapları ile bunların trimleri belirtilir. Bunlara ek olarak da her bir imalatçının kendine özgü bir şekilde kullandıkları kanat yapılarındaki değişiklikleri ifade eden bazı harflendirmeler de kullanılmaktadır.

Konvansiyonel turboşarjlar ilk kullanılmaya başladıkları zamandan itibaren sahip oldukları dezavantajları gidermek amacıyla birçok farklı teknolojiyle yüz yüze gelmiştir. Bunların en temel ve büyüklerinden bir tanesi turbo gecikmesidir. Turboşarjın yeterli hava basıncını sağlayabilmesi için motorda gaza basıldıktan sonra belirli bir devire kadar egzoz gazı ile doldurulması gerekir. Tek kademeli turboşarj motorda belirli devirlerde devreye giren bir sistem değildir. Sürekli olarak egzoz manifolduna bağlı olduğu için motorun her türlü tepkisine cevap vermektedir. Fakat bu cevap verme süresi her devirde farklılık göstermektedir, çünkü motordan gelen egzoz gazının sıcaklık, basınç ve debisi devire ve yüke göre değişmektedir. Düşük devirlerde ve yüklerde bu değerler daha düşük olmakla birlikte yüksek devirlerde oldukça artmaktadır. Motora seçilen turboşarj ise motorun en sıklıkla kullanıldığı devir aralığına göre belirlenmektedir. Bu sebepten ötürü de düşük ve yüksek devirlerde turboşarjdan alınan tepki değerleri istenilen mertebelerde değildir. Motor rölantide çalışırken gaza basıldığında yaşanıla tepkideki gecikme süresi "turbo boşluğu" olarak anılmaktadır. Bu etki turboşarjın şaftının ataletini yenerek döndürmek için gerekli olan enerjiyle doğru orantılıdır. Burada önemli olan döner parçalar olan türbin ve kompresör çarkları ile turbo şaftının mümkün olduğunca hafif malzemeden yapılması gerektiğidir. Aşağıdaki grafikte türbin çarkının malzemesinin turbo boşluğuna etkisi gösterilmiştir [10].



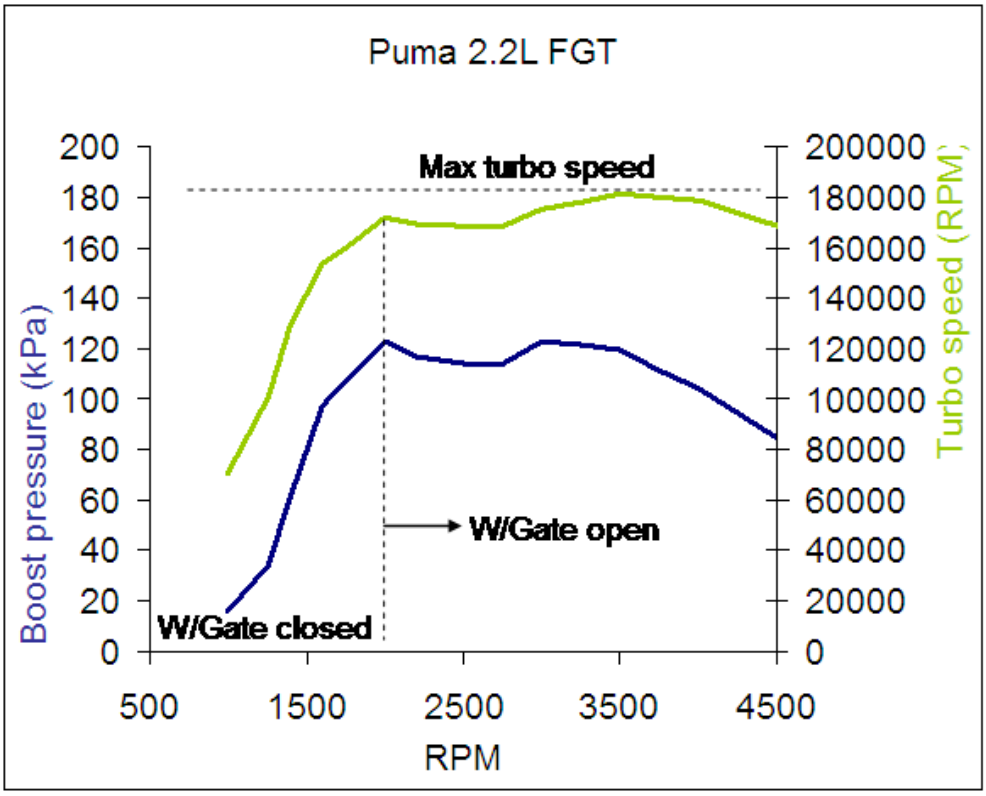
Şekil 3.23 : Metal ve seramikten üretilen türbin çarklarının zamana karşı aynı koşullarda üretebildikleri basıncın değişimi [10].

Şekilde de gösterildiği gibi metal olan türbin çarkı seramikten üretilen çarka göre aynı basınç (p2) değerine ulaşabilmesi için daha çok süre geçmesi gerekiyor. Bu da metalden üretilen çarkın atalet momentinin seramikten üretileninkine kıyasla daha yüksek olmasındandır. Bu etkiyi azaltmanın en kolay yolu türbin çarkını daha küçük seçmektir. Böylece ataleti bir miktar azaltarak daha kısa sürede tepki vermesi sağlanabilir. Fakat bu sefer yüksek devirlerde turboşarj istenilen basıncı sağlayacak kadar büyük değildir. Bunun yanında, turboşarj yüksek devirlere çıktıkça kendi mekanik sınırlarını zorlayarak ve kompresör haritasında üst taraftaki çizgiyle belirttiğimiz hız sınırını aşabilir ve turbo şaftını parçalayabilir.

İşte bu etkileri ortadan kaldırmak amaçlı fazla basıncı türbin kısmında tahliye edebilecek bir vana düzeneği geliştirilmiştir. Bu tiptekiler, tahliye supaplı sabit geometrili turboşarjlar olarak isimlendirilmektedir.

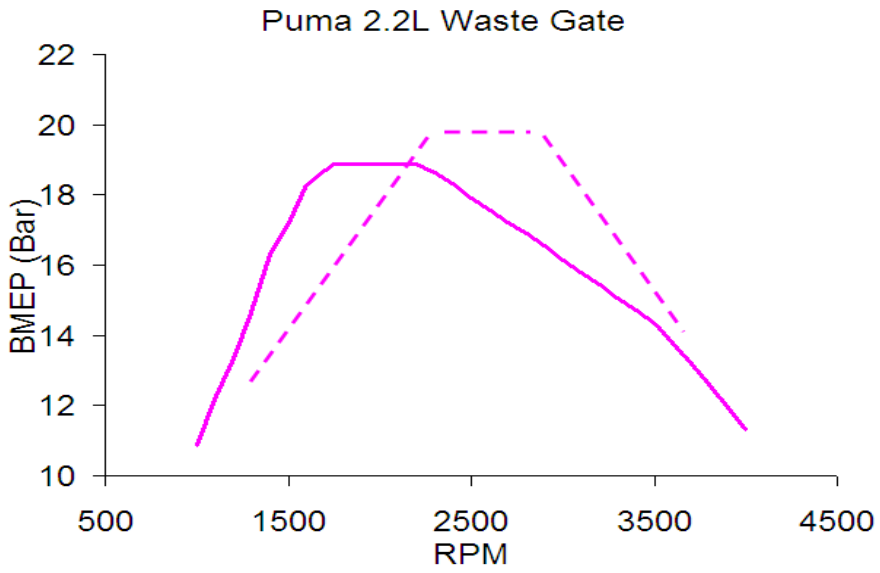
3.3.1.1.2 Tahliye subaplı turboşarjlar (Wastegate – WG)

Tahliye supaplı turboşarjlarda, fazla egzoz gazını türbin çarkına girmeden doğrudan egzoz sistemine gönderecek bir supap bulunur. Böylece şaftın hızı kontrol edilebilir duruma gelmektedir. Şaftın hızı kontrol edilerek de kompresörün basabileceği maksimum hava ayarlanmaktadır. Aşağıdaki grafikte 2.2 litrelik bir motorun turboşarj itme basıncı ve hız karakteristiği gösterilmiştir. Tahliye supabı 2000 d/d civarında açılmaya başlanmış, kompresör basıncı ve turboşarj şaft hızı belirli bir seviyede kalmıştır.



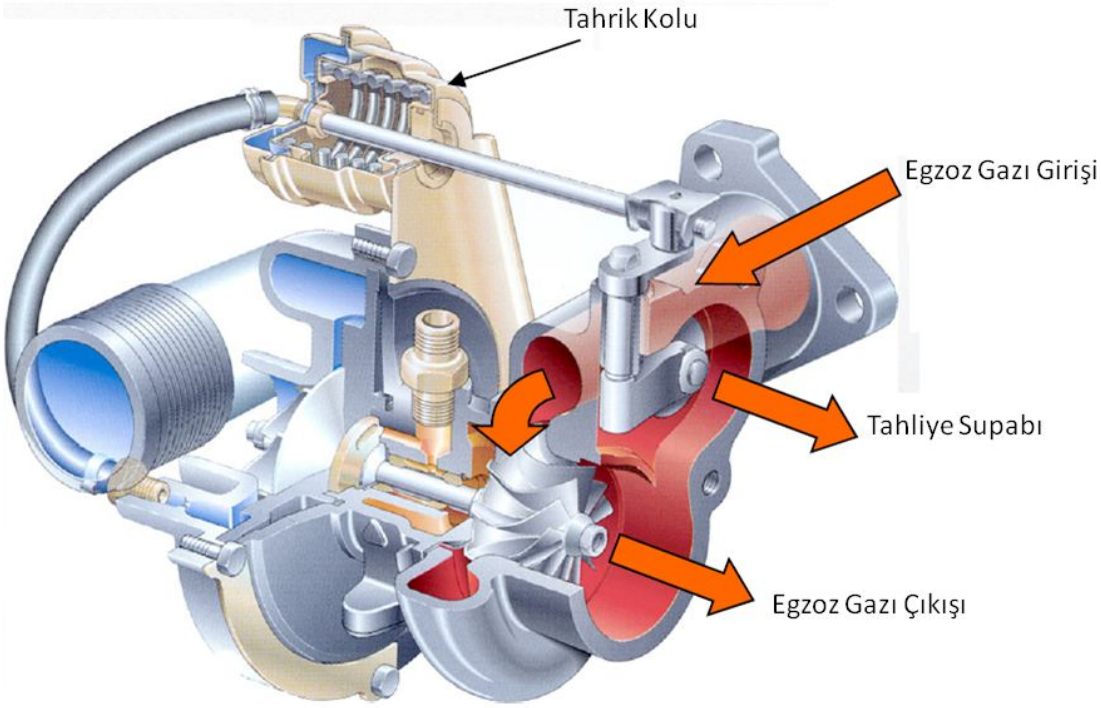
Şekil 3.24 : Tahliye supabının turbo basıncı ve hızı üzerindeki etkisi [9].

Bu supap sayesinde turboşarjın yüksek devirlerde aşırı hız limitine yaklaşması kontrol edilebilir durumdadır. Bu sorunu ortadan kaldırmak, turboşarj seçimi aşamasında aynı motora daha küçük türbin seçemeye olanak tanımaktadır. Bu da sıklıkla karşılaşılan turbo gecikmesini kısaltmaktadır. Aşağıdaki resimde aynı 2.2 litrelik motora büyük ve küçük turbo seçimiyle BMEP değerlerinin karşılaştırılması gösterilmektedir. Sürekli çizginin grafiği küçük turboşarjı kesikli çizginin grafiği büyük turboşarjı belirtmektedir. Görüldüğü gibi küçük turboşarj kullanıldığı takdirde düşük devirlerden itibaren yüksek tork değerleri elde etmenin yanı sıra fakat maksimum tork ve güçten bir miktar fedakârlık edilmektedir. Büyük olan turboşarj ile ise küçük olana göre biraz daha geç ve uzun bir sürede istenilen torku sağlamakla birlikte yüksek devirlerde daha fazla tork ve güç sağlamaktadır.



Şekil 3.25 : Aynı motor üzerinde konvansiyonel ve wastegateli turboşarjın tork eğrisi üzerindeki etkisi gözükmektedir [9].

Aşağıdaki resimde tahliye supaplı bir turboşarjın kesiti gösterilmektedir.



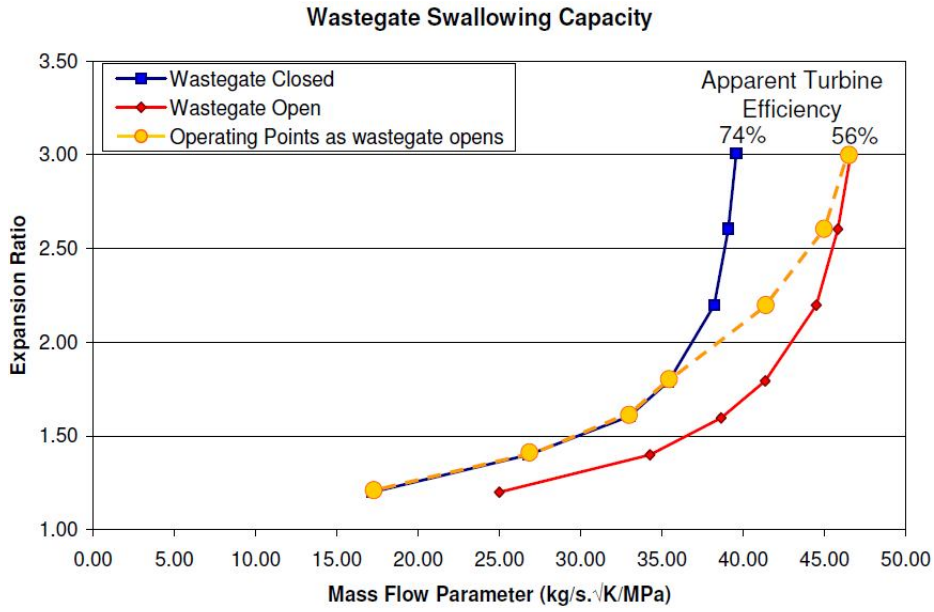
Şekil 3.26 : Türbine giren egzoz gazının wastegateli turboşarjda takip ettiği yollar [1].

Şekilde gösterildiği gibi egzoz gazı, tahrik kolu vasıtasıyla kontrol edilen tahliye supabından türbin kanatçıklarına gelmeden egzoz sistemine geçmektedir. Tahliye supabının pozisyonuna göre türbinden geçen egzoz gazının miktarı ayarlanabilmektedir. Tahliye supabının kontrol mekanizmasına göre "wastegate"li turboşarjlar iki çeşide ayrılmaktadır:

Pnömatik kontrol wastegate: Kontrolü kompresör kısmının basıncı ile sağlanmaktadır. Kompresörde basınçlı havanın bulunduğu kısma bu basıncı iletecek bir hortum bağlıdır. Bu hortumun diğer ucu da türbinin girişinde tahliye supabını hareket ettirebilecek bir kola bağlıdır. Böylece kompresördeki basınç belirli bir seviyeye kadar artmakta, limit değer geçildikten sonra ise tahliye supabı açılmaya başlamaktadır. Bu supapla egzoz gazının bir kısmı tahliye edilerek kompresörün basıncı düşürülmektedir. Bu olay ta ki tahrik kolunun üstündeki yayın itme gücüyle kompresörün basma basıncının dengeye gelmesine kadar sürmektedir.

Hidrolik kontrollü wastegate: Bu sistem havacılık sektöründe kullanılmakta ve prensip olarak havanın yoğunluk değişimine göre çalışmaktadır. Burada tahrik kolundaki yay tahliye supabını açmak için, hidrolik olarak kullanılan motor yağı ise basınçla birlikte supabı kapatmak için kullanılmaktadır. Tahrik mekanizmasında yağın çıkış kısmında bir tane yoğunluk kontrol eden sensor bulunmaktadır. Uçak yüksek irtifaya çıkınca havanın yoğunluğu azalmaktadır. Yoğunluk azalınca da yoğunluk kontrolörü wastegate'i kapatarak turboşarja daha fazla hava sokmaktadır.

Wastegate'in kapasitesi kullanılan valfin çapına ve hareket mekanizmasının hassasiyetine bağlıdır. Wastegate açılmaya başlandıktan sonra türbinden alınan verim düşmeye başlayacaktır. Bu da ta ki wastegate tamamen açık olduğu durumdaki türbin verimine kadar devam edecektir. Aşağıdaki şekilde tipik bir wastegateli türbinin verim değişimi göstermektedir. Wastegate kullanılan bir türbinde, içeriye giren egzoz gazının yaklaşık olarak %25'i dışarıya atılabilmektedir.

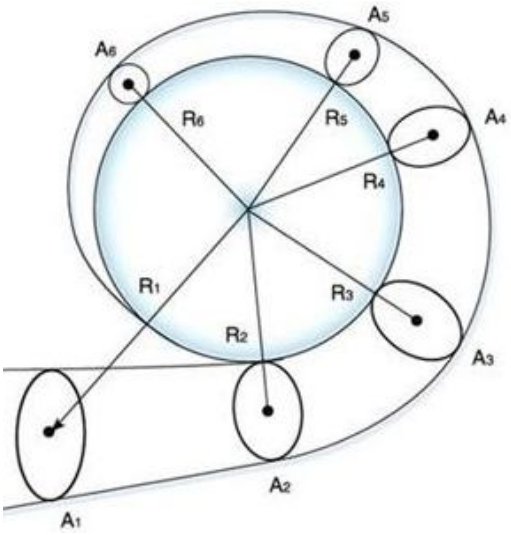


Şekil 3.27 : Wastegate'in aynı egzoz gazı miktarında genişleme oranına etkisi [9].

3.3.1.2 Değişken geometrili turboşarjlar

Türbin kısmına giren egzoz gazının miktarını değiştirerek turboşarjın düşük devirlerde daha yüksek tork değerlerini sağlaması "wastegate" teknolojisiyle gerçekleştirilebiliyordu. Fakat yüksek devirlerde gerekli torku ve gücü artırmak aynı teknoloji ile mümkün değildir. Bunu yapabilmek için değişken türbin geometrisine (variable geometry turbine – VGT) sahip turboşarjlar icat edildi.

VGT turboşarjları sabit bir türbin çark geometrisine sahiptir. Değişken olan kısmı türbin çarkı dışında, akışa yön veren hareket edebilen kanatçık mekanizmasıdır. Bunu gerçekleştirmek için farklı mekanizmalar geliştirilmiş olsa da temel prensip çarka girecek olan havanın yönlendirilerek A/R oranını değiştirmektir. Bu oran türbinin gaz giriş yolundaki herhangi bir kesitinin alanın o kesitin merkezinin türbinin merkezine olan uzaklığıdır. Bu ifadenin daha anlamlı olması için aşağıdaki resme bakmak daha faydalı olacaktır. Şekilde gösterilen her kesitin birbirine oranı sabit olmalıdır. Yani herhangi bir kesitten o turboşarjın A/R oranı elde edilebilir.



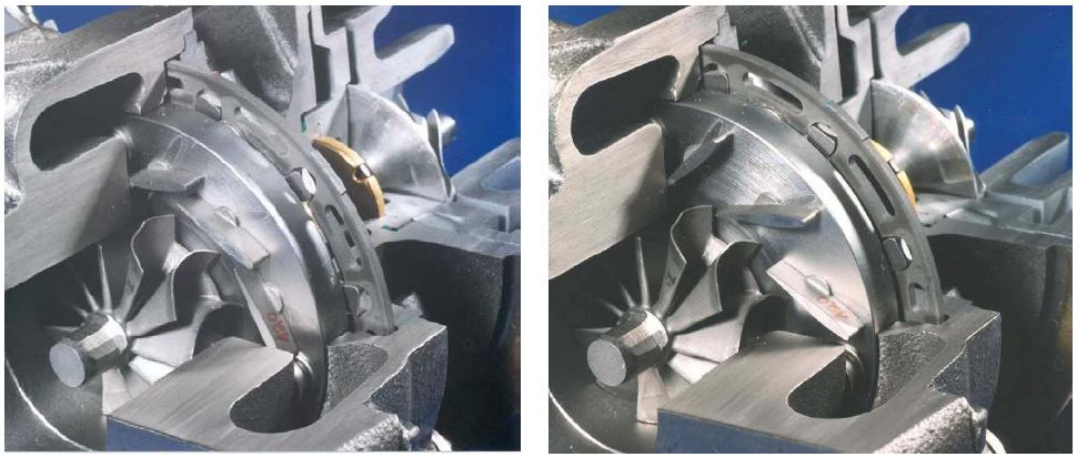
Şekil 3.28 : Türbin üzerinde A/R oranı [8].

Bir turboşarjın ihtiyacı olan A/R oranı küçük ve yüksek devirlerde oldukça farklılık göstermektedir. Düşük devirlerde yüksek güç ve tork elde edebilmek için düşük A/R oranına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu oran düştükçe türbine giren gaz daha teğetsel ve hızlanarak girmektedir. Gazın hızının artmasıyla türbin düşük devirlerdeyken bile fazla güç ve tork sağlayabilmektedir. Fakat giren havanın türbine teğetselliğinin artması türbinde oluşacak egzoz gazı geri basıncını artırmaktadır. Artan egzoz gazı da türbine sokulabilecek maksimum gaz kapasitesini düşürmektedir. Bu etki özellikle yüksek devirlerde hissedilmektedir. Çünkü yüksek devirlerde türbine sokulacak egzoz gazı artmaktadır. Bu anda geri basıncın artması motorun rahat hava almasını etkileyecektir ve motorun maksimum gücünü düşürmektedir.

Bunun tam tersi olarak da A/R oranını artırmak, türbine girecek havayı daha radyal sokmaktadır. Hava, türbine radyal girdikçe hızı düşecek ve bu da oluşabilecek geri basıncı düşük tutmaya yarayacaktır. Geri basıncın düşmesi içeriye sokulabilecek

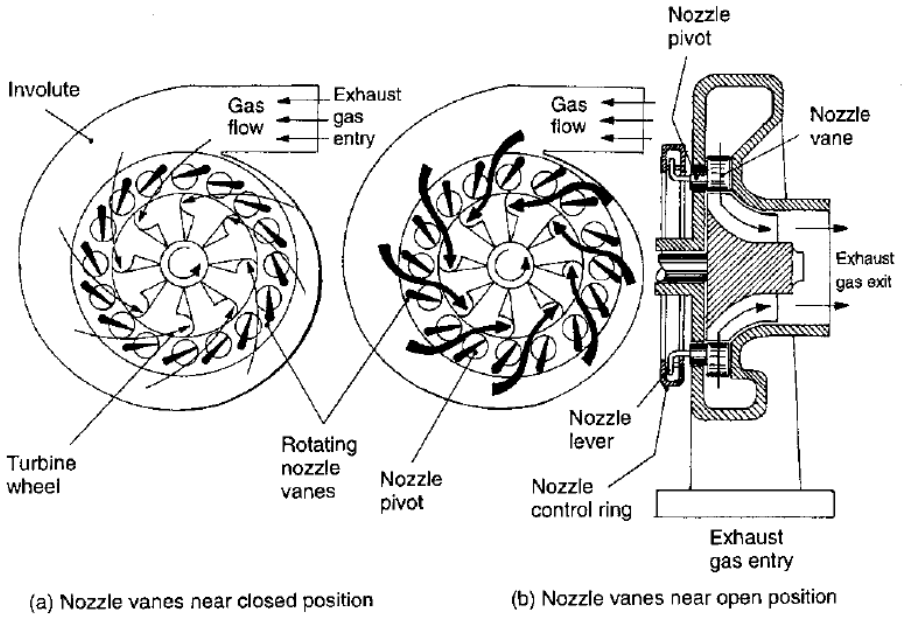
havanın kapasitesini artırmaktadır. Bu da yüksek devirlerde daha fazla güç ve tork demektir.

Turboşarj seçimi yapılırken aracın hangi amaçla kullanılacağı çok önemlidir. Düşük devirlerde kullanılacak bir cadde aracı için A/R oranını küçük seçmek, fakat performanslı kullanılacak yarış araçları için A/R oranını yüksek seçmek önemlidir. VGT turboşarjlar ile A/R oranı hassas bir şekilde kullanılan mekanizma ile değiştirilebilmektedir. Aşağıdaki şekilde hareketli kanatçık mekanizmasına sahip bir VGT turboşarjın kesit resmi gösterilmektedir.



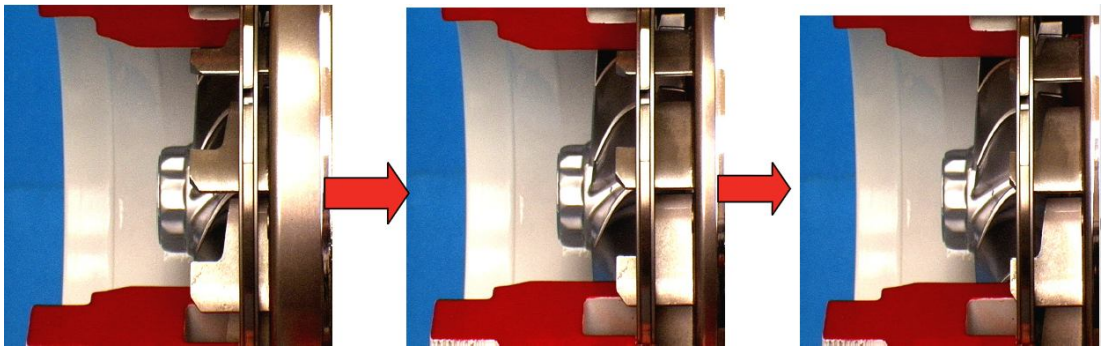
Şekil 3.29 : Hareketli kanatçık mekanizmasına sahip VGT turboşarjın kesit görüntüsü. Soldaki şekilde kanatçıklar kısılı, düşük devirde yüksek boost etkisi, sağdaki resimde kanatçıklar açılmış, yüksek devirde yüksek güç [1].

Şekilde gösterildiği gibi türbin tarafında çarktan bağımsız olarak hareket edebilen kanatçıklar bulunmaktadır. Bu kanatçıklar çark ekseni etrafında düzgün bir şekilde yerleştirilmiş olup hassas bir şekilde kontrol edilebilen bir mekanizma sayesinde hareket edebilmektedir. Şekilde sağ üst köşede gösterilen pozisyonda kanatçıklar kapatılmış olup gazın türbin çarkı kanatlarına teğetsel girmesi sağlanmaktadır. Bu pozisyondayken düşük A/R oranındaki gibi düşük devirlerde egzoz gazının türbin çarkına giriş hızı artırılmış olup, daha yüksek tork elde edilmektedir. Şekilde sağ alttaki konumda ise kanatçıklar açılmış olup havanın çarkın kanatlarına radyal yönde girmesi sağlanmaktadır. Bu pozisyonda ise yüksek A/R oranındaki gibi oluşacak egzoz gazı geri basıncı düşürülmüş çarktan geçirilebilecek havanın kapasitesi artırılarak yüksek devirlerde yüksek tork elde edilmektedir. Aşağıdaki şekilde gazın hareketi iki farklı pozisyon içinde şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.30 : VGT turboşarjın düşük ve yüksek devirlerdeki kanatçıkların hareketine göre gaz akış şekilleri [10].

Değişken türbin geometrisi çarkın etrafında dizilen kanatçıkları bir kontrol mekanizması ile hareket ettirerek sağlamak yerine kanatçıkları sabit tutup bu kanatçıkların üzerinde bir kartuşu eksenel olarak hareket ettirerek de sağlanmaktadır. Kartuşun hareketi ile birlikte türbin gömleğinin içerisindeki difüzör kısmı kısılıp açılarak A/R oranı değiştirilmektedir.

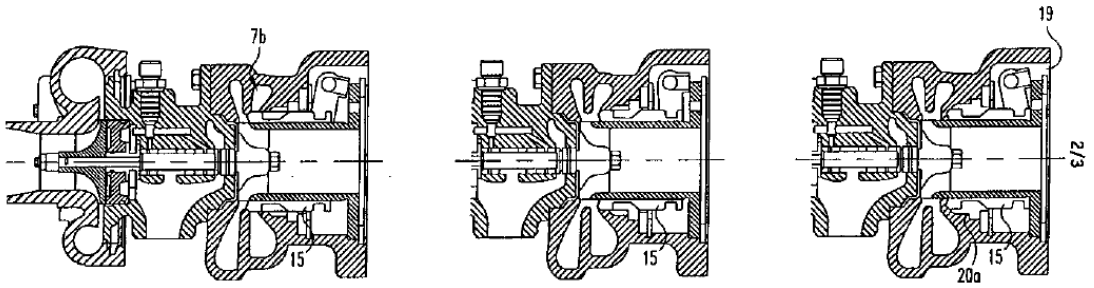


Şekil 3.31 : Kayar kartuş mekanizmasına sahip VGT turboşarjın kesit görüntüsü. Soldaki şekilde kartuş tamamen kapalı durumda, düşük devirde yüksek boost etkisi; ortadaki şekilde kartuş yarı açık, orta devirlerde; sağdaki resimde kartuş tamamen açık, yüksek devirde yüksek güç [9].

Şekilde ilk pozisyonda difüzör tamamen kapalı konumundadır. Kartuş en sağa dayanmış, gazın geçebileceği alanı mümkün oldu kadar kısmıştır. Bu durumda egzoz gazı içeriye geçebileceği en dar alandan geçip maksimum hızda çarka girmektedir. Bu durumda egzoz geri basıncı artmış olup egzoz manifoldundaki basınç da artmaktadır. Yüksek devirlere çıktıkça sabit kanatçıklar üzerinde kayan kartuş

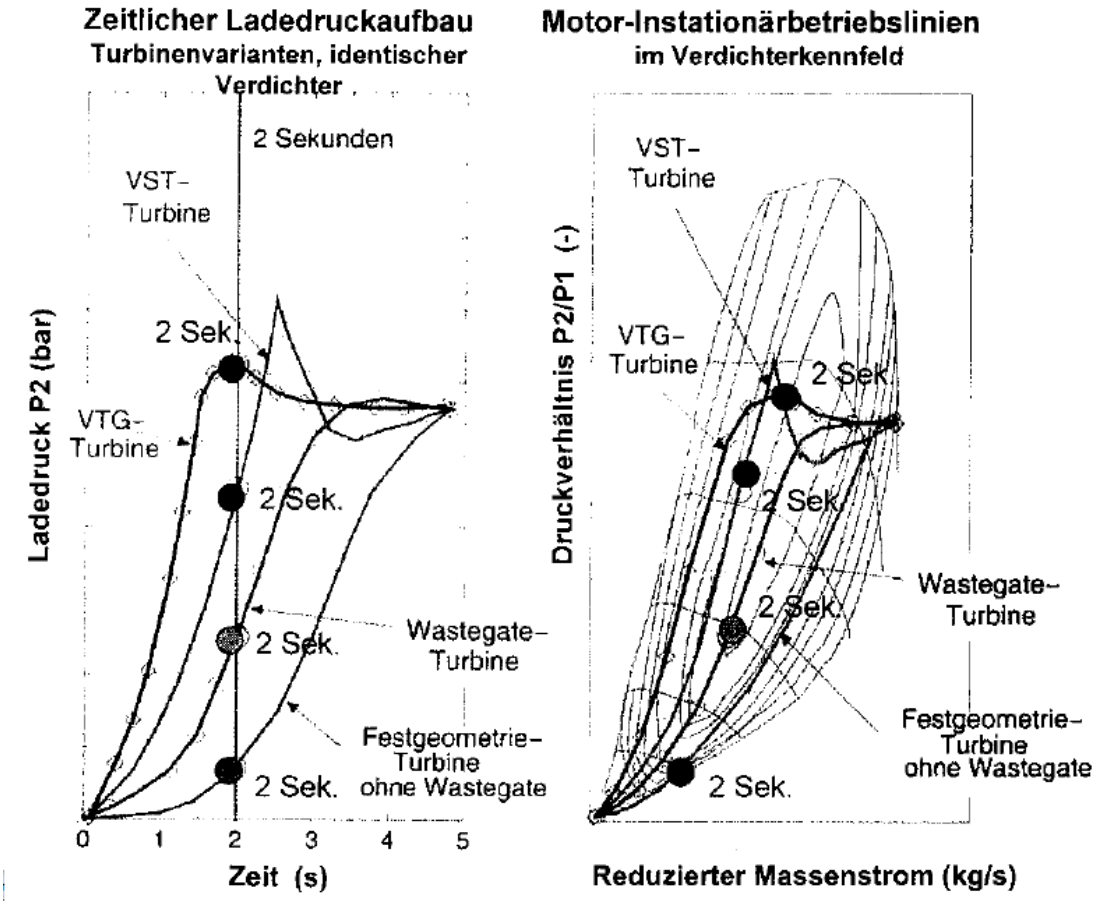
şekilde sağa doğru kayarak gazın geçebileceği difüzör kısmını genişleterek içeriye giren havanın hızını düşürmektedir. Hızla beraber egzoz geri basıncı düşerek manifolddaki basınç da azalmaktadır. En sağdaki resimde kartuş en sağa dayanmış olup difüzör tamamen açılmış, çarktaki en düşük gaz hızına ulaşılmıştır. Bu durumda egzoz geri basıncı minimumdur.

En yaygın olarak kullanılan bu sistemlere ek olarak BorgWarner firması tarafından patentlenen VST sistemi bulunmaktadır. Bu sistemde türbin gömleğinin içinde iki adet sarmal bulunmaktadır. Bu ikisinin beslemesi aynı anda egzoz manifoldundan olmakla birlikte düşük devirlerde ikincil sarmal kapatılmakta ve yüksek devirlerde açılmaya başlanmaktadır. Bu sistemde çift sarmaldan dolayı kayıp bir miktar daha fazladır ve verimi düşüktür. Buna ek olarak da fazla gazı tahliye etmek amacıyla bir adet "wastegate" yerleştirilmiştir.



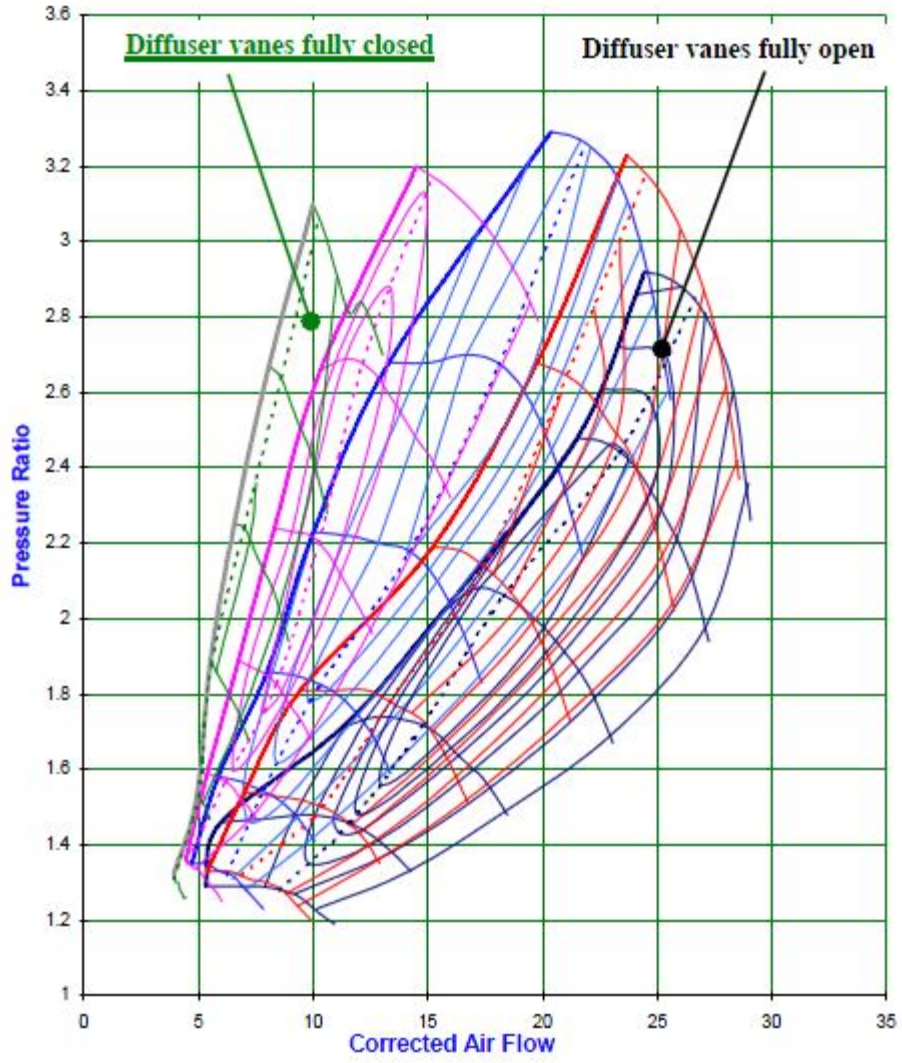
Şekil 3.32 : VST turboşarj sisteminin kesit görüntüsü [10].

Bu sistemlerin birbiri ile kıyaslarsak hareketli kanatçık sistemi diğerlerine göre daha verimli çalışmaktadır. Çünkü kanatçıkların hareketi çok hassas bir şekilde kontrol edilerek egzoz gazı istenilen açıyla çarka sokulmakta ve istenilen turbo itkisi sağlanmaktadır. Aynı atalete sahip rotorlarla yapılan karşılaştırma testinde VGT aynı sürede daha fazla basma basıncı sağlamıştır. Aşağıdaki şekilde 2 saniye sonundaki basma basınçları ve basınç oranları gösterilmektedir.



Şekil 3.33 : Sabit ve değişken geometrili türbine sahip turboşarjların zaman-basınç grafiği ve kompresör haritasındaki çalışma karakteristiği [10].

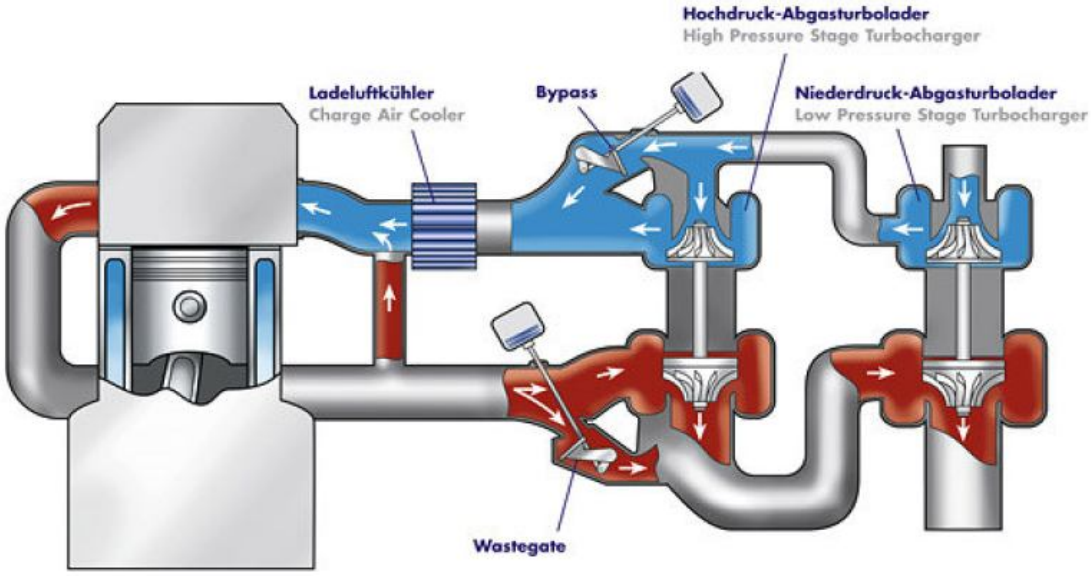
VGT turboşarjının kompresör kısmında çalışma haritasını incelersek, kanatçıklar tamamen açık olduğu kısmında daha büyük çaplı bir kompresör çarkı gibi haritanın x-ekseninde sağ tarafa ötelendiği gözlenmektedir. Kanatçıklar tamamen kısık olduğu durumda ise harita sol tarafa ötelenmiş ve küçük çaptaki bir kompresör gibi davranmaktadır. Bu durumda düşük devirlerde surge riskini azaltmakta, yüksek devirlerde ise choke ihtimalini önlemektedir.



Şekil 3.34 : VGT'nin kanatçıkların pozisyonuna göre kompresör haritası üzerindeki etkisi [9].

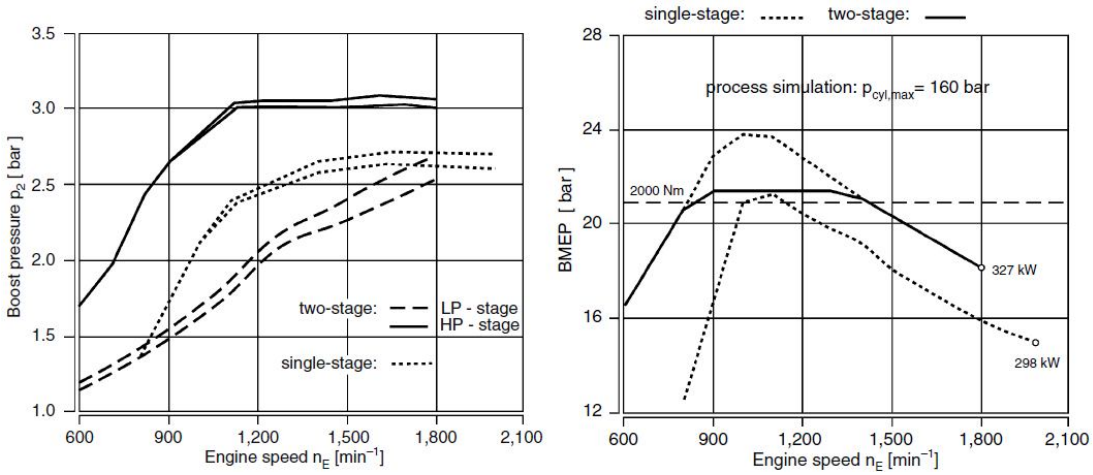
3.3.2 Çift kademeli turboşarj sistemi

Çift turboşarj kullanma ihtiyacı aynı hacim motordan daha fazla güç gereksinimi olduğu zamanlarda ortaya çıkmaktadır. VGT turboşarj ile birlikte hem küçük hem de büyük turboşarj özellikleri kullanılabilse de mekanik sınırlamalardan dolayı istenilen maksimum güç elde edilememektedir. Hacim başına düşen gücü artırabilmek amacıyla çift beslemeli seri bağlı turboşarj sistemleri kullanılmaktadır. Aşağıdaki şekilde hem şematik olarak hem de motor üstünde montaj edilmiş hali gösterilmektedir.



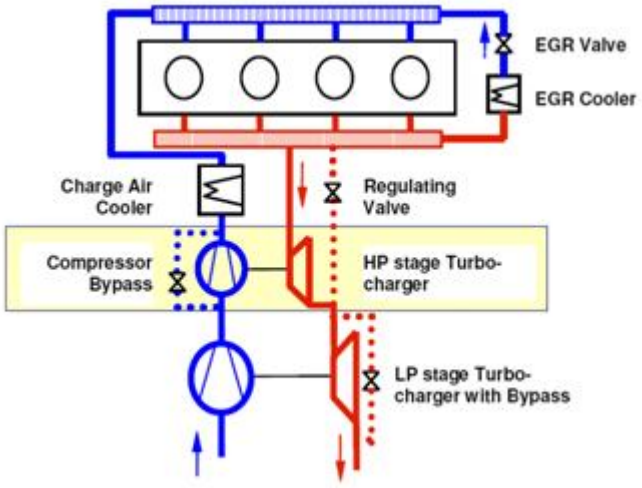
Şekil 3.35 : Çift kademeli turboşarj sisteminin şematik gösterimi [1].

Çift turboşarj sisteminde biri yüksek basınçlı diğeri düşük basınçlı çalışan iki farklı turboşarj bulunmaktadır. Bunlar birbirine seri olarak bağlanmış olup ilk geliştirme evrelerinde bu iki sistem arada herhangi bir kontrol valfi olmadan birbirine bağlanmış ve bu sebepten ötürü ilk gaz akışından itibaren iki turboşarj da devrede bulunmaktaydı. Bu sebepten ötürü turboşarjın tepki süresi oldukça yüksek olup, kısa süreli geçişlerde fazla itkiye ihtiyaç olmayan havacılık endüstrisinde tercih edilmekteydi. Fakat kontrol mekanizmaların geliştirilmesiyle düşük motor devirlerinde diğerine oranla daha küçük olan yüksek basınç (high pressure – HP) türbini, yüksek devirlerde ise bir geçiş valfi sayesinde daha büyük olan düşük basınç türbini devreye alınmaktadır. Bu kontrol valfi sayesinde sistemin ihtiyacına göre hem düşük devirlerde hem de yüksek devirlerde istenilen turboşarj itki basıncı motora sağlanmaktadır. Aşağıdaki şekilde tek kademeli ve çift kademeli sistemlerin kompresör basınçları ve motorların BMEP değerleri karşılaştırılmaktadır.



Şekil 3.36 : R2S sisteminin boost basıncı ve tork eğrisine etkisinin tek kademeli sistemle karşılaştırılması [5].

Düşük devirlerde, bypass valfi tamamen kapalı olup, egzoz gazı tamamen HP türbine girmektedir. Basılan hava da tamamen yük basınç kompresöründe basılmaktadır. Bu turboşarj küçük olduğu için basma basıncı kısa sürede oluşturulmaktadır. Bu da düşük devir torkunu ve kısa süreli performansları artırmaktadır. Yüksek basınç kademesini sabit geometrili türbin yerine VGT turboşarj kullanılırsa bu özellikler daha da iyileşecektir. Egzoz gazı HP türbinden çıktıktan sonra daha büyük olan düşük basınç LP türbinine girmektedir. Burada son kez genleştirdikten sonra egzoz sistemine gitmektedir.



Şekil 3.37 : Düşük devirlerde HP turboşarj sistemde aktif halde, LP turboşarj ise pasif halde çalışmaktadır [14].

Yüksek devirlere çıktıkça egzoz gazının debisi de artmaktadır. HP türbinin kapasitesi yetmediği seviyede artık bypass valfi kontrollü bir şekilde açılarak egzoz gazının bir kısmı direkt olarak büyük turbo olan LP türbinine akıtılmaktadır. Devir arttıkça

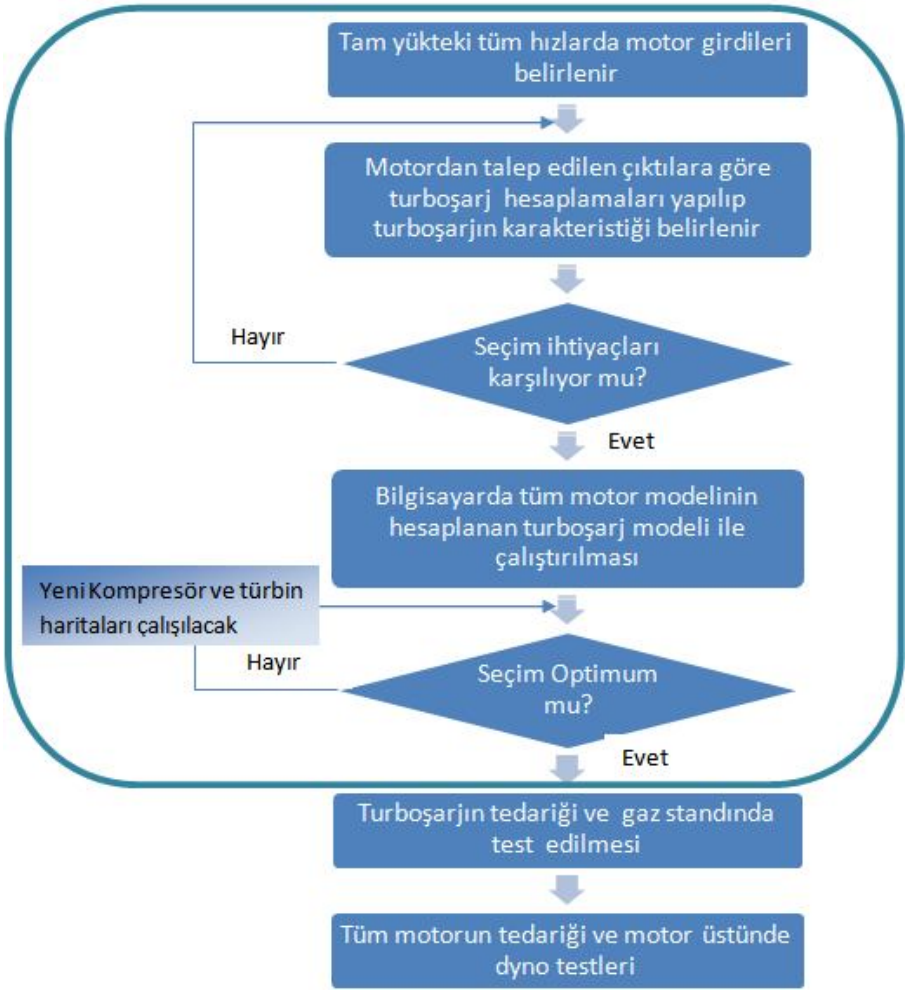
valfin açıklığı da artırılarak akıtılan gaz miktarı artırılıp ta ki HP türbin tamamen bypass edilene kadar. Bu şekilde yapılan iş tamamen LP türbine geçmekte HP kademesi sistemden çıkarılmaktadır. Bu şekilde motorun maksimum gücü artırılmaktadır.

4. TURBOŞARJ SEÇİMİ

4.1 Seçim Prosesi

Bundan önceki kısımlarda anlatılan özellikler tüm geleneksel tipteki turboşarjlarda geçerli olan özelliklerdir. Verilen genel bilgiler dâhilinde yeni bir motor modelinde kullanılacak olan iki farklı turboşarj sisteminin birbirlerine kıyasla motor çıktısı hedeflerini ne ölçüde karşılayabildikleri incelenecektir.

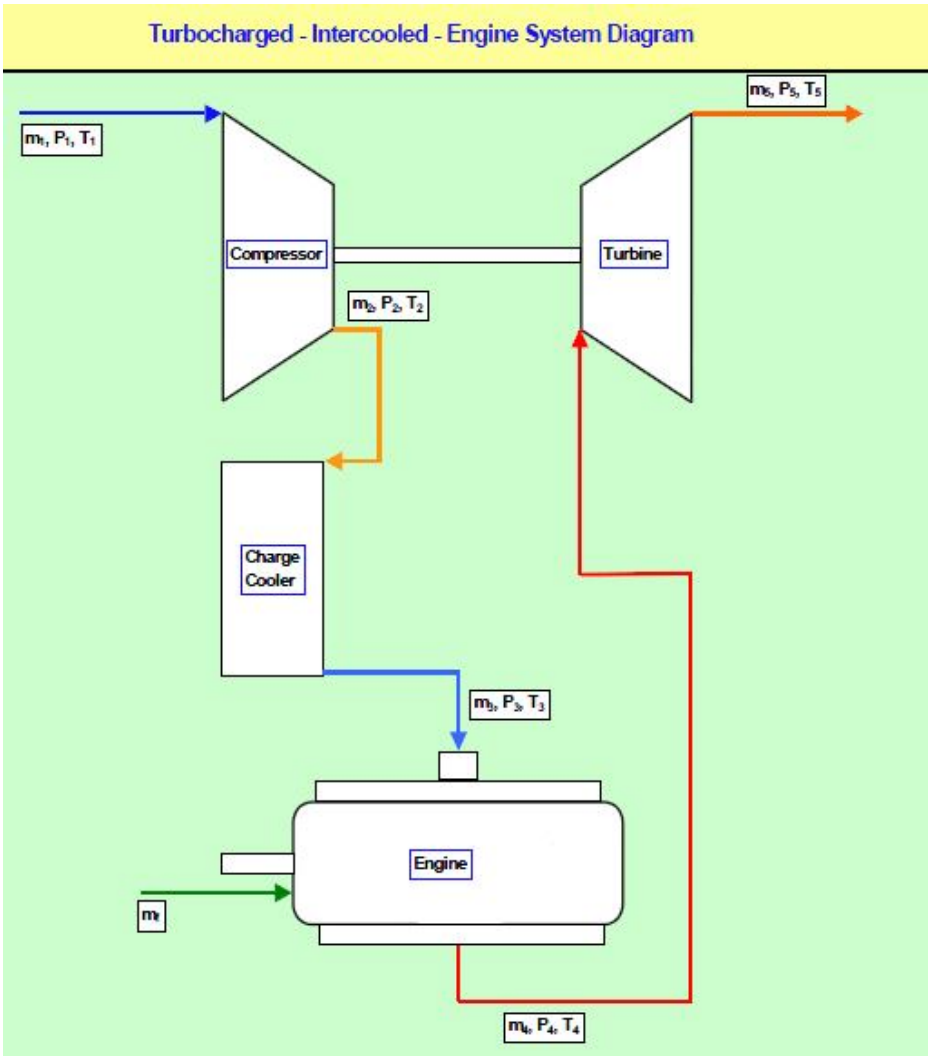
Turboşarj seçimi yaparken önemli olan belirlenen motora en uygun turboşarjı koymaktır. Bu da yapılacak olan iteratif yöntemlerle mümkündür. Geçmişten gelen bir yaklaşımla turboşarj seçimini aşağıda gösterilen 5 temel adımda özetleyebiliriz.



Şekil 4.1 : Turboşarj seçimi esnasında izlenecek basamaklar [8].

4.2 Analitik Seçim Yöntemi

Bu aşamalar bir turboşarj seçimi yaparken izlenebilecek temel aşamalardır. Bunları göz önüne alarak aşağıdaki adımlarda analitik olarak ne tür hesaplamalarla bir iterasyona başlanacağı biraz daha detaylı anlatılmıştır. Model olarak aşağıdaki şekilde gösterilen sistem temel alınmıştır.



Şekil 4.2 : Analitik yöntemde kullanılan turboşarj modelinin şematik gösterimi [8].

Yukarıda gösterilen sistem için iterasyon yapılabilecek bir motor çalışma koşulu belirlenir. Bu çalışma koşulu için boost basıncı ve akıt miktarı tahmin edilip motor ve turboşarj verimlilikleri iterasyonla hesaplanmaktadır.

1. Boost basıncı ve dolayısıyla kompresör basınç oranı (P_2/P_1) tahmin edilir.
2. Kompresör verimi (η_c) tahmin edilir ve buna göre kompresör çıkış sıcaklığı hesaplanır.

$$T_2 = T_1 + \frac{c_{pa} T_1}{\eta_c}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\left(\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}\right)} - 1\right] \quad \textbf{(4.1)}$$

3. Eşanjörün verimi tahmin edilerek emme manifoldu hava giriş sıcaklığı hesaplanır:

$$T_3 = T_2(1 - \varepsilon) + \varepsilon T_w \quad \textbf{(4.2)}$$

4. Bu sıcaklık bulunduktan sonra emme manifoldundaki havanın yoğunluğu hesaplanır:

$$\rho_3 = \frac{P_3}{R T_3} \quad \textbf{(4.3)}$$

5. Emme manifoldunun hesaplanan değerlerine bakılarak motorun volumetrik verimi tahmin edilir ve buna göre de motora gerekli olan havanın kütle debisi hesaplanır:

$$\dot{m}_a = \left(\frac{N}{2}\right)\rho_2 V_{sw} \mu_{vol} \quad \textbf{(4.4)}$$

6. Daha sonra hava-yakıt karışım oranı (AFR) tahmin edilir ve şimdiki motorları göz önüne alarak içeride ne kadarlık bir gaz sıcaklığı artışı (T_4-T_3) meydana geleceği tahmin edilir. Buna bir değer verdikten sonra T_4 belirlenmiş olur.

7. Türbin verimliliği (η_t) tahmin edilip, aşağıdaki enerji denge denkleminden türbin giriş basıncı (P_4) hesaplanır. Türbin çıkış basıncı (P_5) ise atmosfer basıncı yakın kabul edilir. (sadece biraz üstünde kabul edilebilir.).

$$T_1 c_{pa}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\left(\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}\right)} - 1\right] = T_4 c_{pa}\left[1 - \left(\frac{P_5}{P_4}\right)^{\left(\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}\right)}\right]\left(1 + \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a}\right)\eta_c \eta_t \eta_m \quad \textbf{(4.5)}$$

8. Emme manifoldu basıncının türbin giriş basıncına oranı (P_3/P_4) tahmin edilir. Burada önemli olan nokta bu oranın gaz değişimi esnasında yeterli pompalama işini gerçekleştirebiliyor olmasıdır.

9. Bundan sonra boyutsuz olan türbin kütle akış parametresi hesaplanır: $\dot{m}_e\sqrt{T_4/P_4}$. Buradaki egzoz gazı kütle debisi: $\dot{m}_e = \dot{m}_a + \dot{m}_f$'dir.

Türbin basınç oranı (P_4/P_5) ve kütle akış parametresi ($\dot{m}_e\sqrt{T_4/P_4}$) kullanılarak bu noktayı içerisinde bulundurabilen bir türbin haritası seçilir.

10. Kompresör kısmında da aynı boyutsuz kütle akış parametresi hesaplanır: $\dot{m}_a\sqrt{T_1/P_1}$. En başta belirlediğimiz kompresör basınç oranı (P_2/P_1) ve kütle akış parametresine ($\dot{m}_a\sqrt{T_1/P_1}$) göre bir kompresör haritası seçilir. Seçim esnasında hesaplama yaptığımız noktanın harita üzerinde verimlilik, surge, choke ve kompresör hız çizgilerine yakınlığına dikkat edilmelidir.
11. Seçilen haritalarda istediğimiz değerleri veren noktalardaki verim değerlerini kullanarak enerji dengesi denklemi tekrar hesaplanıp, harita üzerindeki noktalar tekrar belirlenerek birkaç adımda yakın değerler elde edilir.

Burada yapılan yaklaşım bize sadece fikir vermek için kullanılabilir. Çünkü hesaplamaların neredeyse hemen hepsi belirli kabullere dayanmaktadır. Bu sebepten ötürü elde ettiğimiz değerler bazı yaklaşımlar olarak kabul edilebilir. Bu hesaplamalar yapılırken turboşarj sisteminin basıncı sabit kabul edilmiş, türbin giriş hızı dikkate alınmamış, egzoz manifoldundaki gaz dalgalanmaları önemsenmemiştir [8].

4.3 Bilgisayar Ortamında Motorun Modellenmesi

4.3.1 Giriş

Bu tez çalışması kapsamında yeni geliştirilecek olan bir ağır ticari vasıta motoru modellenip en uygun turboşarj seçimi yapılmaya çalışılacaktır. Motor geliştirilmeden önce market araştırması yapılarak mevcut eğilimler ortaya koyulmuş, ileride piyasa tarafından talep edilecek güç ve torka sahip motorlara ait eğriler oluşturulmuştur. Modellemeye başlamadan önce belirlenen motor verileri aşağıdaki gibidir.

Tablo 4.1 : Tasarlanacak motorun hedef verileri.

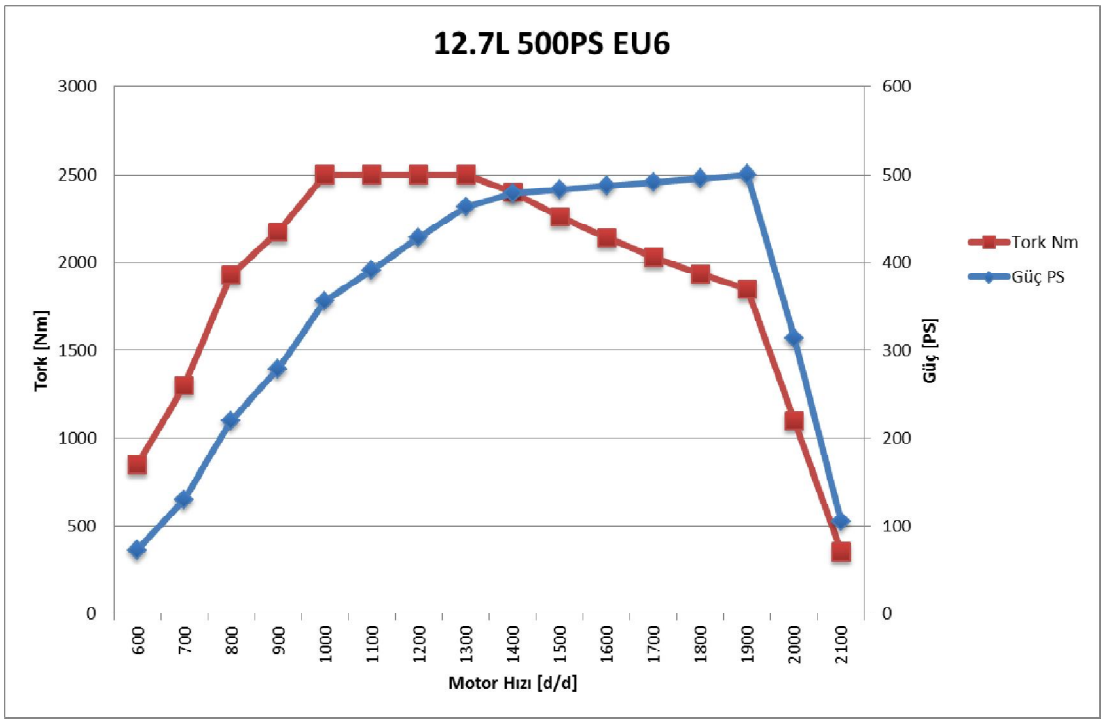
Motor Tipi	Turboşarjlı Dizel Motor
Silindir Düzeni	Sıralı 6-Silindir
Motor Hacmi [Litre]	12,7 L
Stroke/Bore [mm]	160 mm / 130 mm
Maks. Güç [PS]	500 PS @ 1400 d/d
Maks Tork @ Speed [Nm@d/d]	2500 Nm @1100 – 1400 d/d
Anma Hızı [d/d]	1900 d/d
Min. Rölanti Devri [d/d]	550 d/d

Maks. Çalışma Devri	2100 d/d
Sıkıştırma Oranı	17
Silindir Başına Valf Sayısı	4
Intercooler Tipi	Hava soğutmalı
Emisyon Normu	Euro 6
EGR Tipi	Soğutuculu-Yüksek basınçlı EGR
	EGR-Valfi : Elektrik kontrollü
Katalist/DPF	Aktif SCR, DPF
Maks. İtki Basıncı	4 bar
Maks. Hava Debisi	1692 kg/h @ Maks. Güç
Maks. EGR Debisi @ Anma Hızı [kg/sa]	400
Maks. Türbin Giriş Sıcaklığı [°C]	760 °C
Maks. Silindir Basıncı [bar]	215 bar
AFR stokiyometrik	14,33
Ortam Sıcaklığı [°C]	25°C

Buradaki datalar göz önüne alınarak belirli kabullerle güç ve tork eğrileri aşağıdaki değerlere göre belirlenmiştir.

Tablo 4.2 : Motorun çalışma devirleri aralığındaki tork ve güç değerleri

Motor Hızı [d/d]	Torque [Nm]	Power [PS]
600	850	73
700	1300	130
800	1930	220
900	2170	278
1000	2500	356
1100	2500	392
1200	2500	427
1300	2500	463
1400	2400	479
1500	2260	483
1600	2138	487
1700	2030	491
1800	1934	496
1900	1846	500
2000	1100	313
2100	350	105
2200	0	0



Şekil 4.3 : Turboşarj seçimi yapılacak motorun tork ve güç eğrisi

Bu karşılaştırmayı yaparken 1-boyutlu analizler yapmamıza imkân veren GT-Power programı kullanılmıştır. Temel olarak bir motor modeli oluşturulmuş, bu model oluşturulurken parçaların özellikleri hedef değerler olarak yazılmıştır. Bu modeller referans alınarak farklı imalatçılardan sağlanan turboşarj haritaları ile birlikte istenilen hedefleri en uygun şekilde karşılayabilecek turboşarj modeli seçilmeye çalışılmıştır.

Model kurulurken en temel amaç gerçekte kullanacağımız sistemi hassas bir şekilde temsil edebiliyor olmasıdır. Bunu yapabilmek de kullanılan programın kapasitesine ve girilen değerlerin gerçeğe yakınlığına bağlıdır. Model kurulurken motordaki sınır koşulları önceden edinilmiş bilgiler referans alınarak bazı kabuller vasıtasıyla programa girilmektedir. Kurduğumuz sistem ne kadar hassas oluşturulup, ne kadar detay girilirse bu bize zamandaki kayıp olarak geri dönecektir. Bu sebepten ötürü model oluşturulurken temel hedef kurulan modelin gerçeğe ne kadar yakın olacağıdır.

4.3.2 Dizel motorun modellenmesi

GT-Power'da her motor parçası modellenebilmektedir. Kendi kütüphanesinde bulunan parçalar seçilip model haritasına eklenip, üzerlerinde kendi belirlediğimiz

değerler girilebilmektedir. Bu şekilde öncelikle bir dizel motor modelini oluşturabilecek parçalar seçilmeye başlanmaktadır.

4.3.2.1 Emme kısmı

İlk aşama olarak yanma odasına giriş koşullarını belirleyeceğiz. Emme kısmında girişteki havanın basınç ve sıcaklığın değerleri atmosfer koşulları olarak sırasıyla 1 bar ve 300K girilmiştir. Daha sonra emme giriş yolu ve emme portu değerleri girilmiştir. Giriş yolu belirlenirken, yolun giriş ve çıkış çapları ve emme manifoldundan portun girişine kadar olan yolun uzunluğu girilmektedir. Daha sonra yüzey pürüzlülükleri ve yüzey sıcaklık değeri girilmektedir. Yüzey sıcaklık değeri için 350K girilmiştir. Burada yüzey sıcaklığının atmosfer sıcaklığından fazla olması turboşarjın bastığı havanın sıcaklığının artmasından dolayıdır. Bu hava direkt olarak emmeye gelmeden önce bir soğutucudan geçirilmektedir.

Bu yolları tanımlarken hem emme hem de egzoz kısmında önemli olan kısım "discretization length" olarak sorulan 1d analizini yaparken parçanın ne kadarlık kısımlara ayrılacağını belirlemektir. GT-Power'da bu uzunluk belirlenirken emme ve egzoz için farklı katsayılar kullanılmaktadır. Benzinli motorlarda bu kabul silindir iç çapının 0,4 katı, dizel motorlarda ise silindir iç çapının 0.55 katı alınır. İkisi arasındaki fark emme ve egzoz yolluklarındaki havanın sıcaklığından kaynaklanmaktadır. Aşağıdaki kısımda biraz daha detaylı bahsedilecektir.

Emme portunu belirlerken mevcut motor olan 9.0L'den alınan akış katsayıları girilmiştir. Bu sebepten ötürü program tarafından istenen sürtünme katsayısı çarpanı ve basınç kaybı katsayısını girmeye gerek yoktur. Portun yüzey sıcaklığı 380K olarak girilmiştir.

Emme valfleri seçilirken programın kendi kütüphanesindeki valflerden kullanılmıştır. Silindir başına iki adet emme valfi kullanılmıştır [19].

4.3.2.2 Silindir kısmı

Silindir değerleri girilirken başlangıç koşulu olarak emme yolu ve emme portu için belirlenen sınır şartları tanımlanır. Daha sonraki önemli parametre "Wall Temperature Object" olarak istenilen değerdir. Bu parametre kendi altında üç farklı değere bağlanmıştır; kafa sıcaklığı, piston sıcaklığı ve silindir sıcaklığı. Bu değerleri

girebilmek için içeride patlamadan sonra oluşan egzoz gazı sıcaklıklarını bilmemiz gerekmektedir. Bunun için ise 3D CFD analizleri koşulmalıdır. Fakat bu çalışmalar henüz yapılmadığı için önceki çalışmalardan elde edinilen bilgilere dayanarak bazı öngörüler vasıtasıyla değerler girilecektir. Bir önceki nesil motoru olan 9.0L motorunda tam yükteki çalışmalarda gaz sıcaklıkları olarak 1000K mertebelerine ulaşılmaktadır. Buna dayanarak yukarıda bahsedilen değerler için kafa sıcaklığı 950K, piston sıcaklığı 900K, silindir sıcaklığı ise 850K olarak girilmiştir.

Silindir tanımlanırken önemli parametrelerden birisi ısı transferi modelidir. GT-Power ısı transferini hesaplarken Woschni ısı transferi modelini kullanmaktadır. Woschni, sabit bir tam türbülanslı akış olduğunu varsayarak ısı transferi katsayısını Nusselt sayısına oranlamıştır.

$$\alpha = \frac{Nu.\lambda}{D} \tag{4.6}$$

Nusselt sayısı yayınım ısı transfer katsayısının iletim ısı transfer katsayısına oranı olmakla birlikte bu modelde yarı ampirik olarak türetilmiş şeklini kullanırsak;

$$Nu = C.Re^{0,8}Pr^{0,4} \tag{4.7}$$

Reynolds sayısı;

$$Re = \frac{\rho w D}{\eta} \tag{4.8}$$

Prandtl Sayısı;

$$Pr = \frac{\eta}{\rho a} \tag{4.9}$$

Ve gazı da ideal gaz olarak kabul edersek;

$$\rho = \frac{p}{RT} \tag{4.10}$$

Olur. Tüm bunları Woschni katsayısı α için yerine yazarsak;

$$\alpha = CD^{-0,2}p^{0,8}w^{0,8}\frac{Pr^{0,4}\lambda}{(RT\eta)^{0,8}} \tag{4.11}$$

Elde ederiz. Bu değerlerin yaklaşık fiziksel kabullerine göre yazarsak;

$$\alpha = 127,93.D^{-0,2}p^{0,8}w^{0,8}T^{-0,53}\left[\frac{W}{m^2K}\right] \tag{4.12}$$

Burada; D, silindir iç çapı; p, silindir basıncı; w, karakteristik hız; T, silindir sıcaklığı; olup karakteristik hızı aşağıda C_1 ve C_2 katsayılarına göre yazarsak;

$$w = C_1c_m + C_2\frac{V_{swept}T_1}{p_1V_1}(p - p_0) \tag{4.13}$$

ve;

$$C_1 = \begin{cases} 6,18 + 0,417\dfrac{c_u}{c_m} : gaz\ değişimi\ sırasında \\ 2,28 + 0,308\dfrac{c_u}{c_m} : sıkıştırma - genişleme\ sırasında \end{cases} \tag{4.14}$$

$$C_2 = \begin{cases} 6,22.10^{-3}\left[\dfrac{m}{sK}\right]\ ön\ yanma\ odalı\ motorlarda \\ 3,24.10^{-3}\left[\dfrac{m}{sK}\right]\ direkt\ enjeksiyonlu\ motorlarda \end{cases} \tag{4.15}$$

Bu Woschni'nin bu yöntemi gerek GT-Power'da gerekse piyasadaki diğer ticari motor simülasyonu modellerinde kullanılmaktadır.

Daha sonra Kafa/Silindir Yüzeyi Alanı oranı ile Piston/Silindir Yüzeyi Alanı oranları girilir. Bu da ısı transferi için önemli bir değerdir. Tüm karmaşık piston başı modelinden ziyade alan oranları girmek yeterlidir. Bir diğer önemli etken ise "Radiation Multiplier" olarak belirtilen değerdir. Eğer benzinli bir motor tasarımı olsaydı radyasyonla ısı transferini önemsiz kabul edebilirdik fakat dizel motorlarda kurum parçacıklarından dolayı azımsanmayacak derecede ısıl radyasyon olmaktadır. Bu sebepten ötürü bu değer "1" olarak girilmiştir [11, 19].

4.3.2.3 Yanma modeli

Bir sonraki aşama yanma modelinin belirlenmesidir. Gt-Power'da yanma modeli olarak Wiebe modeli kullanılmaktadır.

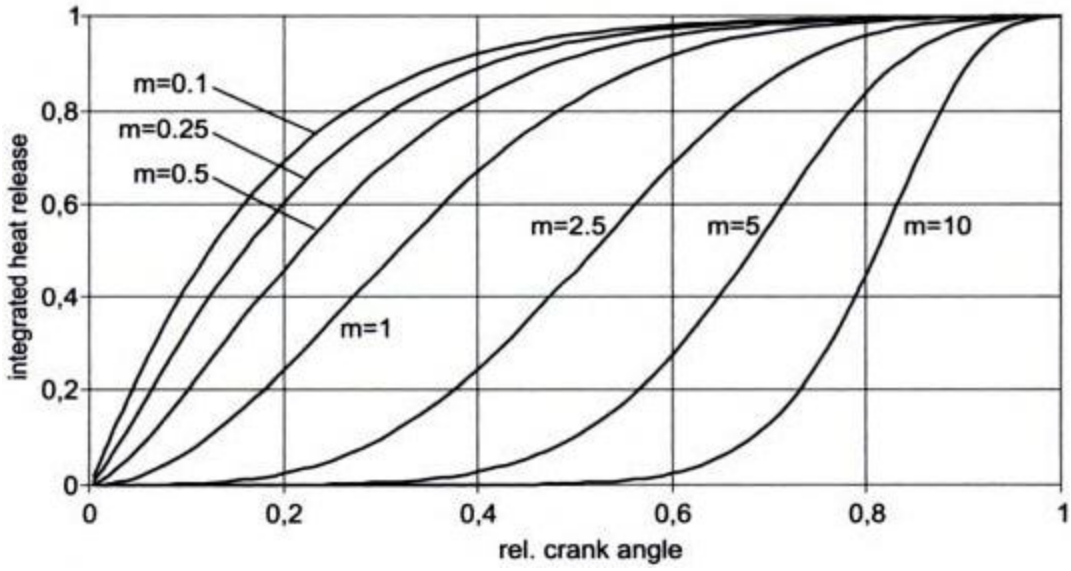
Wiebe fonksiyonu, φ krank açısı esnasında yayılan ısının yanma sonunda yayılan toplam ısıya olan oranını ifade etmektedir.

$$\frac{Q_{chem}(\varphi)}{Q_{chem,tot}} = 1 - exp\left[-a\left(\frac{\varphi - \varphi_{soc}}{\Delta\varphi_c}\right)^{m+1}\right] \quad \textbf{(4.16)}$$

Burada, yanma esnasında yayılan toplam ısı;

$$Q_{chem,tot} = m_{fuel}.LHV \quad \textbf{(4.17)}$$

ile hesaplanabilir. φc yanmanın başlangıcını, Δφc ise yanma süresini belirtmektedir. Farklı "m" değerlerine göre Wiebe fonksiyonu aşağıdaki şekilde gösterilmektedir.



Şekil 4.4 : Wiebe fonksiyonunun farklı m değerlerinde ısı transferine etkisi [19].

Yanma olayı için bir enjektör seçimi ve zamanlaması yapılmalıdır. Püskürtülen yakıt cinsi ve sıcaklığı standart değerlerde kabul edilmiştir. Hava-Yakıt oranı için hedef değer için minimum limit belirlenmiş, fakat simülasyon esnasında kontrol edilmeyip serbest bırakılmıştır [11, 19].

4.3.2.4 Egzoz kısmı

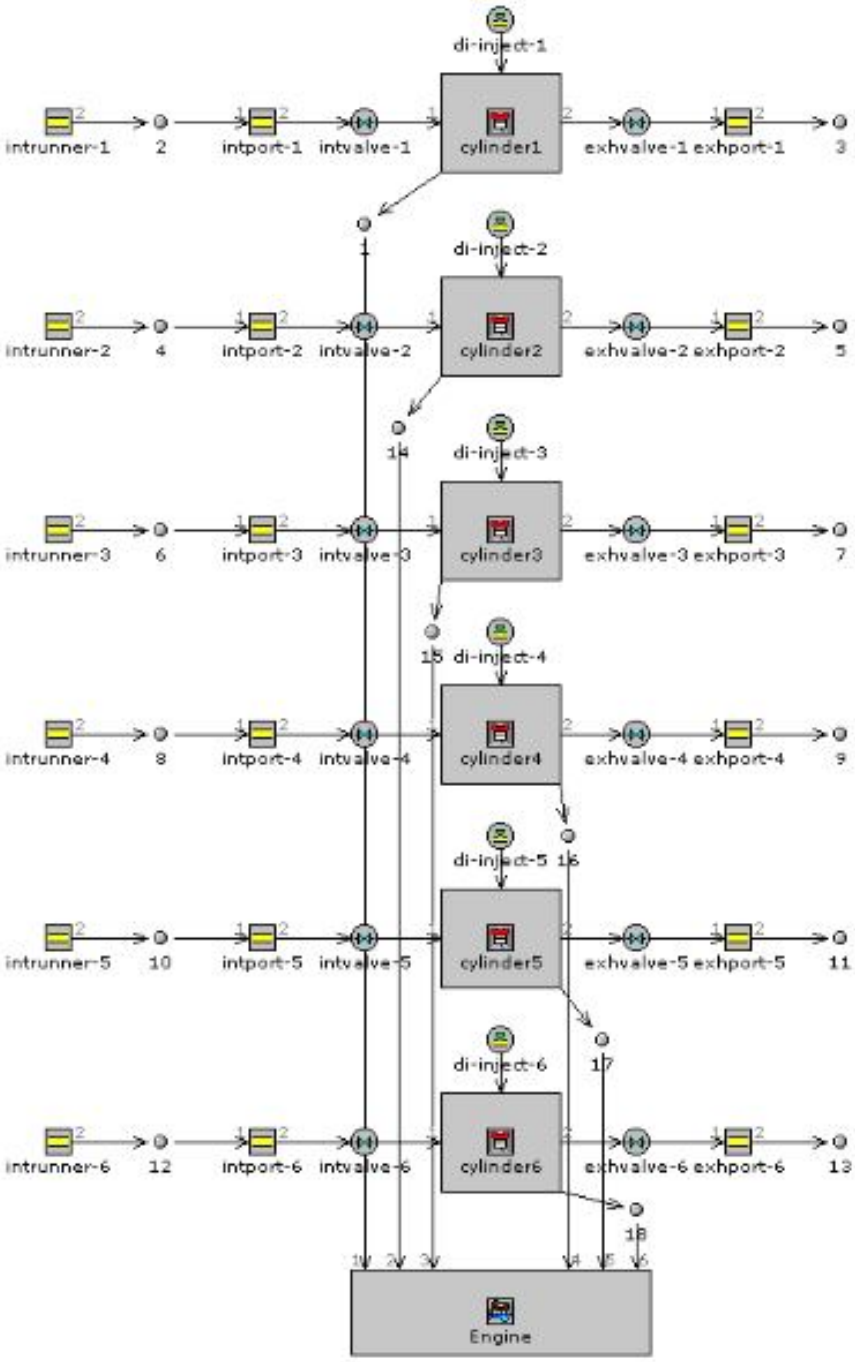
Buradaki egzoz yolu ve portu kısmını emme kısmına benzer şekilde aynı parametreleri egzoz gazlarına göre uyarlanmıştır. Egzoz gazı sıcaklıkları port çıkışında 900K mertebelerinde, egzoz yolunda ise 850K mertebelerinde olmaktadır.

4.3.2.5 Krank kısmı

En son olarak da krank dizimi modellenmiştir. Bu kısımda motorun tipi 4 zamanlı olarak seçilmiş, çalışma hızı olarak 600 d/d 'dan 2100 d/d'ya kadar bir aralık tanımlanmıştır. Silindir geometrisi değerleri olan çap ve strok ile biyel kolu uzunluğu girilmiştir. Sıkıştırma basıncı olarak 17.5 yazılmıştır.

Tüm bu modeller oluşturulup hepsi birbirleriyle ilişkilendirilmiştir. Sadece krank kısmı ayrı tutularak daha sonra eklenecektir. Tek silindir için oluşturulan bu model kopyalanıp çoğaltılarak 6 silindirli modele dönüştürülür.

Bundan sonra aşağıda "Engine" olarak gözüken krank kısmına silindirlerin hepsi sırasıyla bağlanmalıdır. Silindirlerin modelde hangi sırayla dizildikleri önemlidir. Bu sebepten krank ile bağlantısı kurulurken diziliş sırasına dikkat edilmesi gereklidir. Bu aşamada model aşağıdaki gibi gözükecektir [19].



Şekil 4.5 : Krank kısmının da modele bağlandıktan sonraki hali.

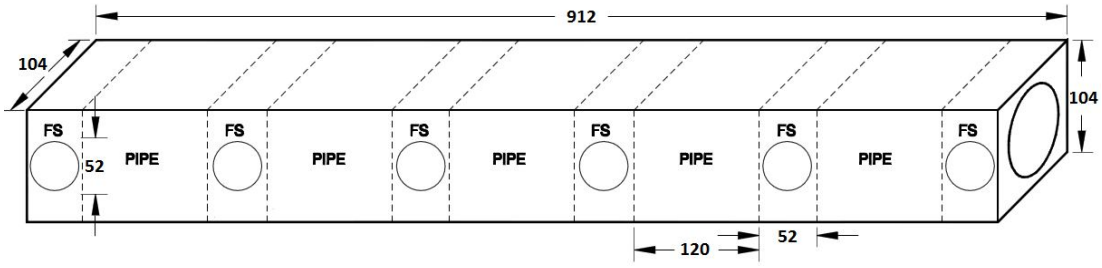
4.3.2.6 Soğutucu kısmı

Emme sistemini tekrar revize edecek olursak, kompresör tarafından basılan havayı soğutmak amacıyla bir soğutucu eklenecektir. Bir soğutucu modellemek biraz zor iş olsa da tedarikçilerden elde edilen bilgilere ışığında istenilen değerleri sağlayabilecek bir model oluşturulmuştur. Önemli olan soğutucuda ne kadarlık bir sıcaklık ve basınç düşüşü sağlanabileceğidir. Soğutucu oluşturulurken öncelikle kompresörden soğutucuya kadar olan borunun detayları işlendi daha sonra bu borunun soğutucunun

içinde yüzlerce ufak boruya ayrılmasını sağlayacak ara boru modellendi. Daha sonra soğutucunun özellikleri olan içerisindeki boru sayıları, boruların çapları ve uzunlukları, ısı iletim katsayıları, giren soğutucunun özellikleri gibi bilgiler belirlenmiştir. Daha sonra da soğutucu çıkış borusu ve manifolda giriş borusu modellenmiştir. Bir sistem olarak soğutucu da 1800kg/sa hava debisinde 10 kPa'lık basınç düşüşü öngörülmekte ve sıcaklığın 180°C'den 45°C'ye düşürüleceği öngörülmüştür [19].

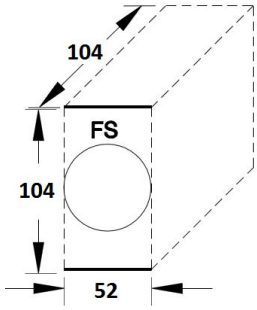
4.3.2.7 Emme manifoldu

Emme kısmında oluşturulan modeli 6 silindir için çoğaltmıştık. Şimdi bu 6 emme sistemini bir emme manifoldunda birleştirmek gerekmektedir. GT-Power'da oluşturulan modeller analizde çözümleme esnasında ayrıklaştırma işlemini uygulamaktadır. Ayrıklaştırma için ise emme manifoldlarında silindir çapının 0.4 katı bir uzunluk öngörüldüğünden emme kısmında bahsedildi. Aşağıda modelde tanımlanan emme manifoldunun temsili şekli gösterilmiştir.



Şekil 4.6 : Egzoz manifoldunun modele girilen özellikleri ve "flow split" bölegeleri [19].

Silindir içi çapı 130 mm olup ayrıklaştırma uzunluğu 52 mm olarak öngörülmüştür. Tüm bu şekilde modelde oluşturmak yerine sadece tek bir akış yolunu modelleyip değerleri onun üzerinden girmek daha rahat olmaktadır.



Şekil 4.7 : Tek bir "flow split" modeli [19].

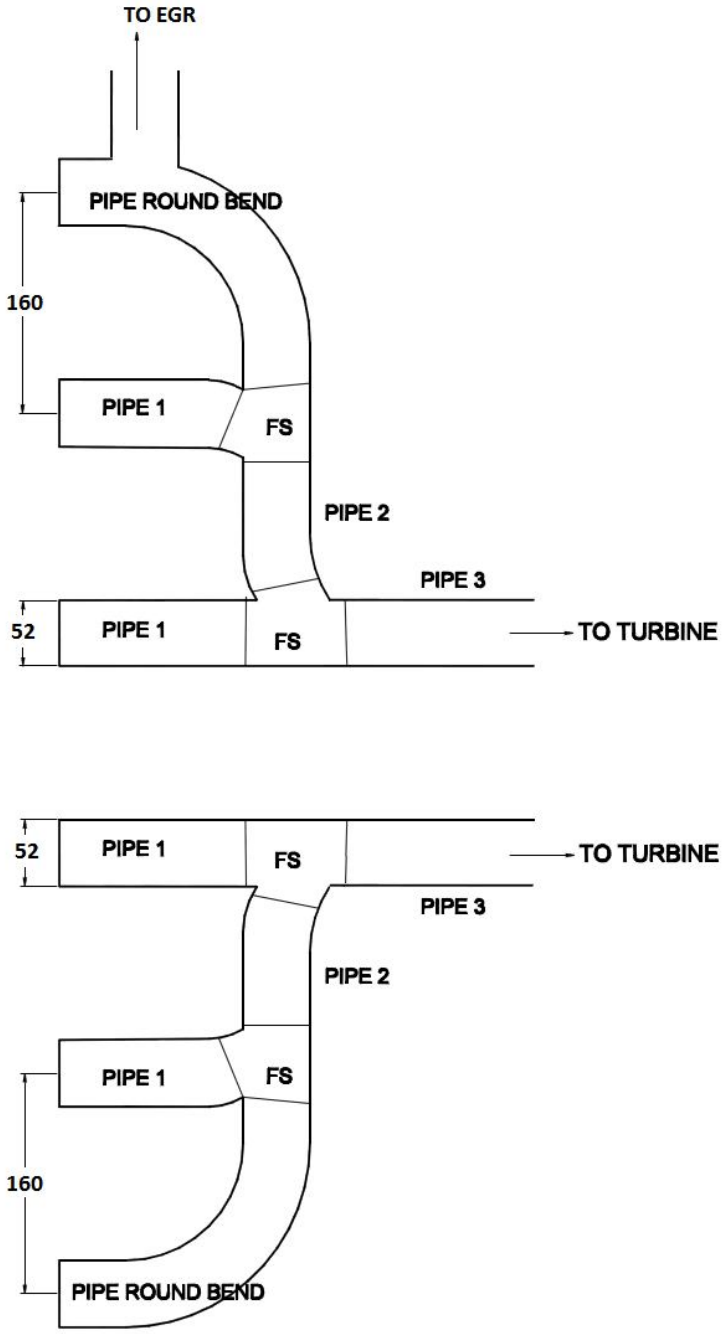
Modelde değer olarak bir akış yolunun hacmi, yüzey pürüzlülük değerleri ve yüzey sıcaklığı belirtilmektedir. Bunlara ek olarak önemli bir girdi de genişleme çapıdır. Genişleme çapı havanın porta girerken genişlediği yüzeydir. Bu da 104x104'lük bir alana sığan borunun çapıdır, yani 117,38mm'dir.

Manifold daha sonra soğutucuya bir boruyla bağlanıp, emme valfi giriş yollarına birer orifis bağlantısı ile bağlanır [13, 19].

4.3.2.8 Egzoz manifoldu

Egzoz manifoldu modellerken programın kütüphanesinde oluşturulmuş altı portlu bir egzoz manifoldu modifiye edilmiştir. Manifold oluşturulurken programda bulunan iki çeşit boru tipi kullanılmıştır; birisi düz boru, diğeri kıvrık boru. Manifoldu oluştururken boruların uzunlukları, çapları ve kıvrıklık açıları girilmiştir. Daha sonra yüzey sıcaklıkları ve yüzey pürüzlülükleri belirtilmiştir. Manifolddaki önemli değişiklik ise EGR sistemi için açılacak ekstra porttur. Bu ekstra port sistemde 1.port olarak işaretlenen egzoz portunun kenarına 90^o açıyla yerleştirilmiştir.

Sistemde her kıvrılan borunun çap, uzunluk ve açısına bağlı olarak basınç düşüşü meydana gelecektir [13,19].



Şekil 4.8 : Modele tanımlanan egzoz manifoldu modelinin bağlantı şekli.

4.3.2.9 EGR kısmı

EGR kısmında modellenmesi gereken soğutucu kısmı ve valf kısmı bulunmaktadır. Egzoz manifoldundan ayrılan egzoz gazı bağlantısı bir soğutucuya girmektedir. Kompresör çıkışındaki havanın girdiği soğutucunun modeli burada kullanılabilir. Bu soğutucunun içerisindeki hava kanallarının çapı, uzunluğu, sayısı ve ısı iletim katsayısı EGR soğutucu tedarikçisinden temin edilen bilgilere göre güncellenecektir. Burada önemli olan EGR valfinin nasıl kontrol edileceğidir. Yapılan çalışmalara göre

Eu6 emisyon seviyelerini sağlayabilecek EGR seviyesi, kullanılacak SCR, DOC, DPF sistemlerinin verimlilikleri ve etkileri göz önüne alınarak belirlenmiştir. Bu sebepten ötürü belirlenen bu değeri sağlayabilecek bir PID kontrolör yerleştirilecektir. Yani manifolddan gaz akışını sağlayan EGR portunun çıkışına % akış sağlayabilecek bir valf modellenmiştir.

EGR'ında siteme bağlanmasıyla temel motor modeli oluşturulmuştur. Bundan sonra turboşarjı motora takmak kalıyor. Aşağıdaki kısımda türbin ve kompresör haritalarının eklenmesi ve koşturulacak farklı modellerden bahsedilecektir.

4.3.3 Turboşarj modellenmesi

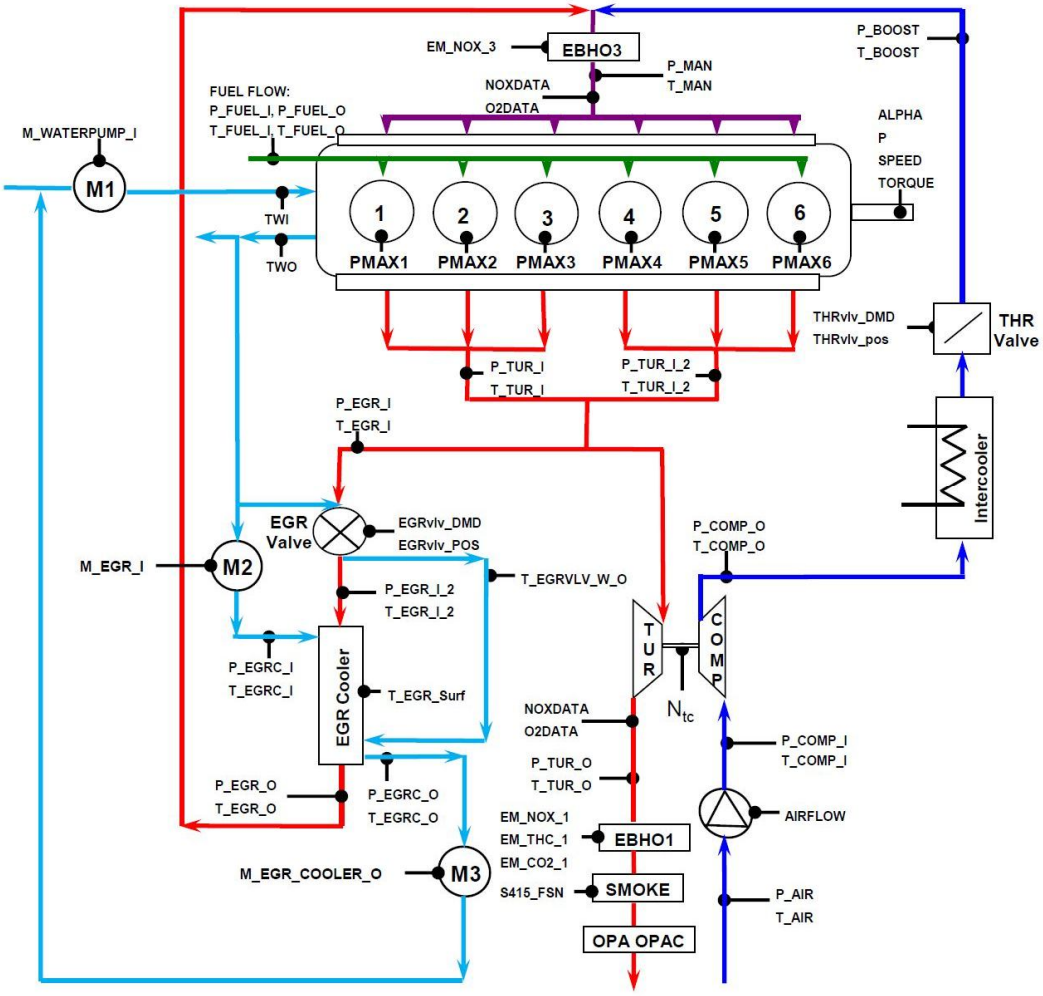
4.3.3.1 GT-Power'da turboşarj modelleme

Önce kompresör kısmı modele eklenecektir. GT-Power'ın kendi kütüphanesi içerisinden kompresör seçilerek modele bağlanır. Eklerken giriş ve çıkış basınç durumları olarak giriş için total çıkış için ise statik seçilir. Seçenekler kısmında çarpan değerleri olarak 1 girilip, tüm değerleri tedarikçilerden edindiğimiz haritalardan okuması sağlanır. Elimizdeki kompresör haritası modele yüklenir. "Rack position" olarak belirlenen yere 1 yazılır. Kullanılan modellerin hiçbirisinde değişken kompresör geometrisi bulunmadığı için burası sabittir. Daha sonra kompresörü bağlayabilmek için hava giriş borusu modellenir. Bunun için sınır şartları 1 bar ve 300K olarak girilir. Çıkışı da soğutucuya bağlanır.

Kompresörde yapılan işlemlerin aynısı türbin haritasını bağlamak için de yapılır. Sadece farklı olarak türbin çıkışı için boru modeli eklenir.

Son olarak kompresör ve türbini bağlamak amacıyla bir şaft eklenir. Ve simülasyon çalıştırılır.

Tüm modelin şematik olarak gösterimi aşağıdaki gibidir.



Şekil 4.9 : GT-Power'da modellenen tüm motor modelinde gaz akış diyagramı.

5. ANALİZ VE SONUÇLAR

5.1 Tek Kademeli Turboşarj Analizleri ve Sonuçları

5.1.1 Analiz – 1

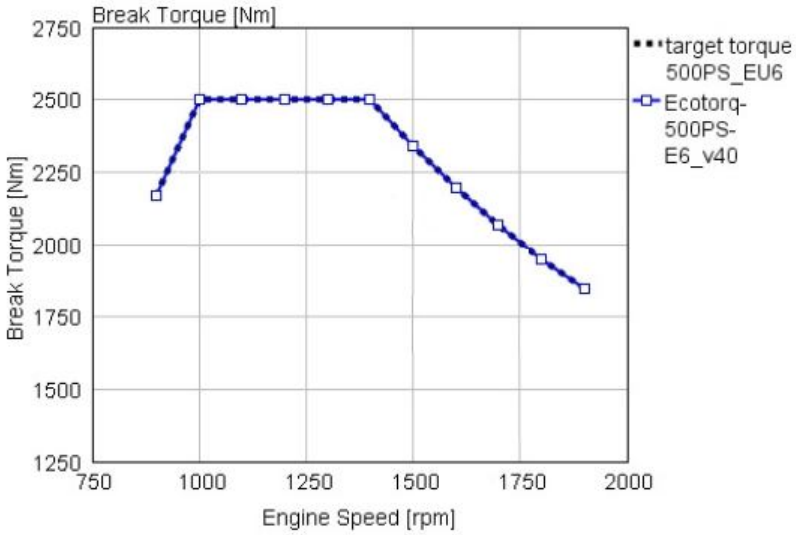
5.1.1.1 Tanım

Motorda denenecek ilk turboşarj modeli VGT turboşarjdır. Motor modeline ilk yerleştirilen VGT turboşarj detayları aşağıdaki tabloda belirtilmiştir.

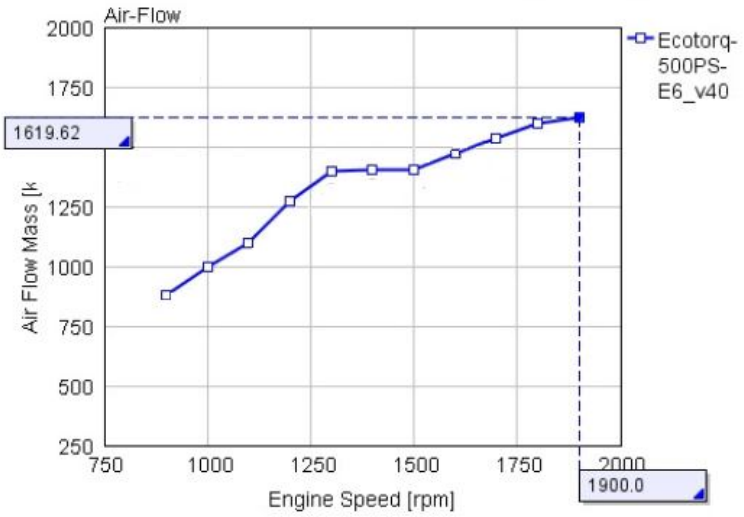
Çizelge 5.1 : Model-1'de kullanılan turboşarjın kompresör ve türbin detayları

	Çap [mm]	Trim [mm]	Total - Statik
Kompresör	83	73	S Type
Türbin	70	90	BV70 Standard Flow

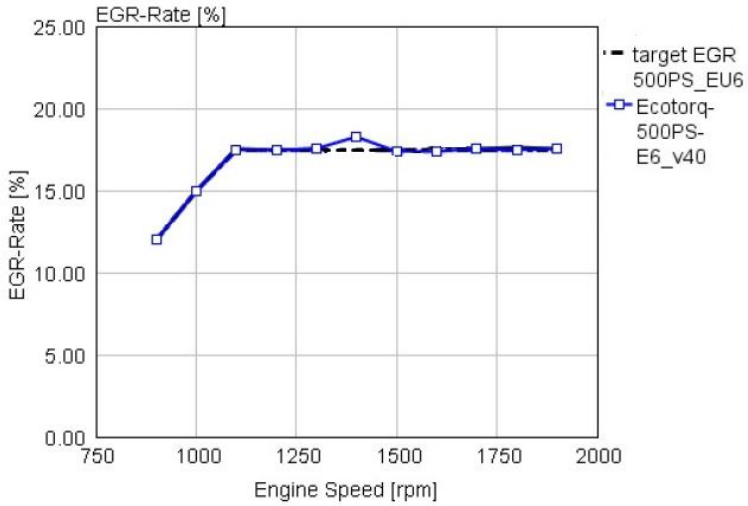
5.1.1.2 Sonuçlar



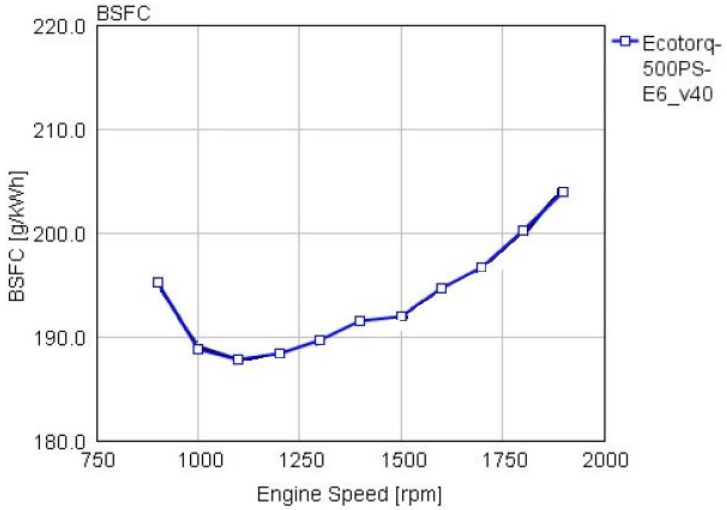
Şekil 5.1 : 1.Analiz tork eğrisi



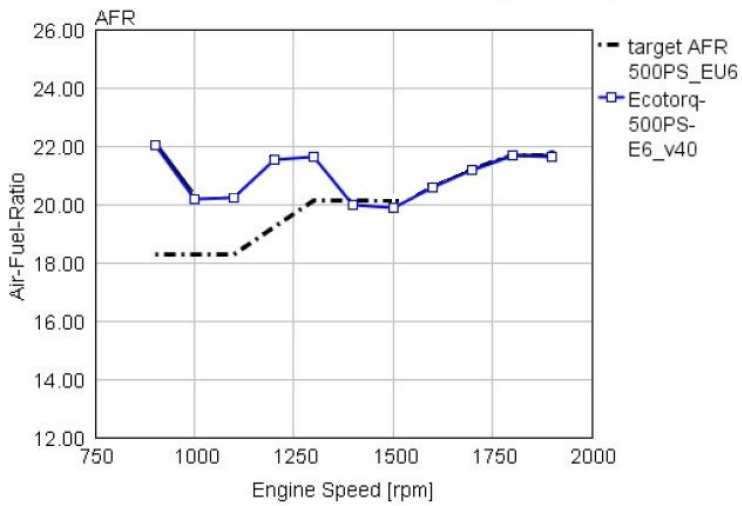
Şekil 5.2 : 1.Analiz hava debisi eğrisi



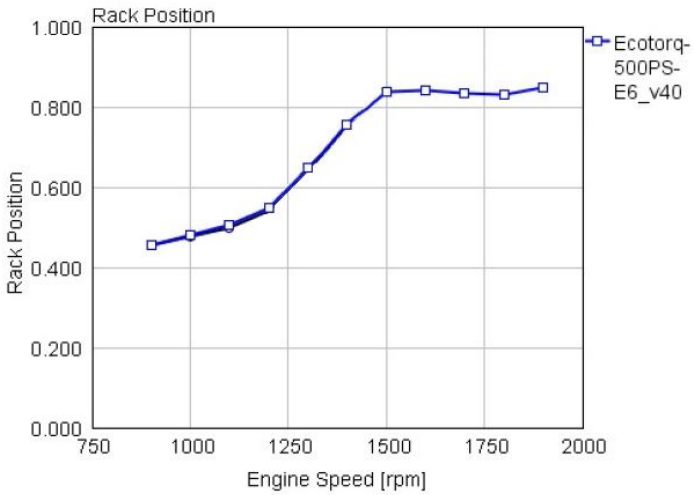
Şekil 5.3 : 1.Analiz EGR oranı eğrisi



Şekil 5.4 : 1.Analiz BSFC eğrisi



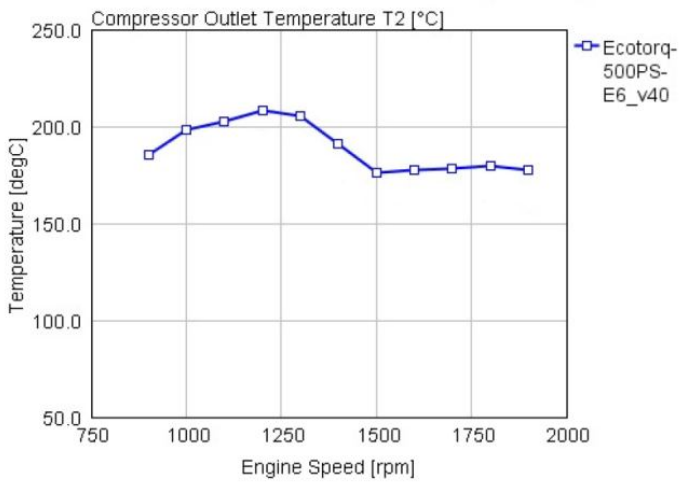
Şekil 5.5 : 1.Analiz AFR eğrisi



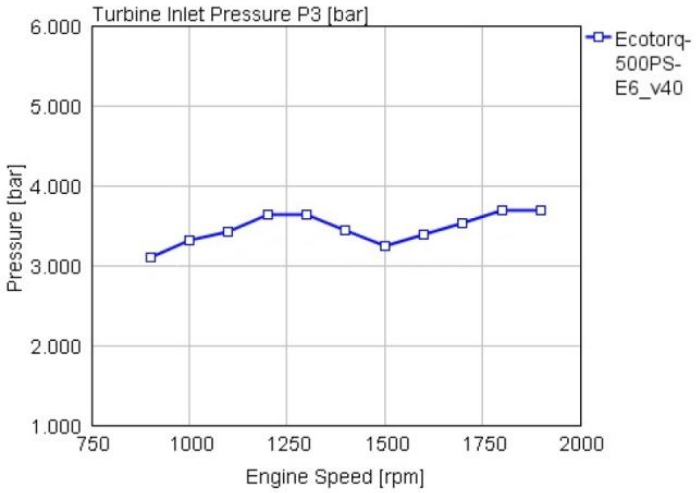
Şekil 5.6 : 1.Analiz kanatçık pozisyonu eğrisi



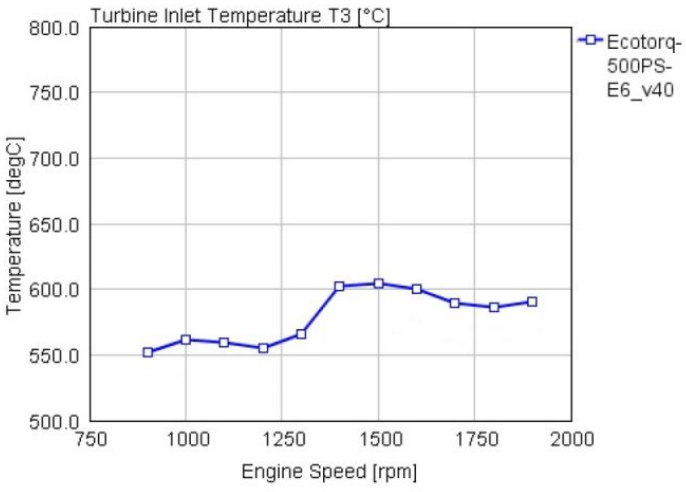
Şekil 5.7 : 1.Analiz kompresör çıkış basıncı eğrisi



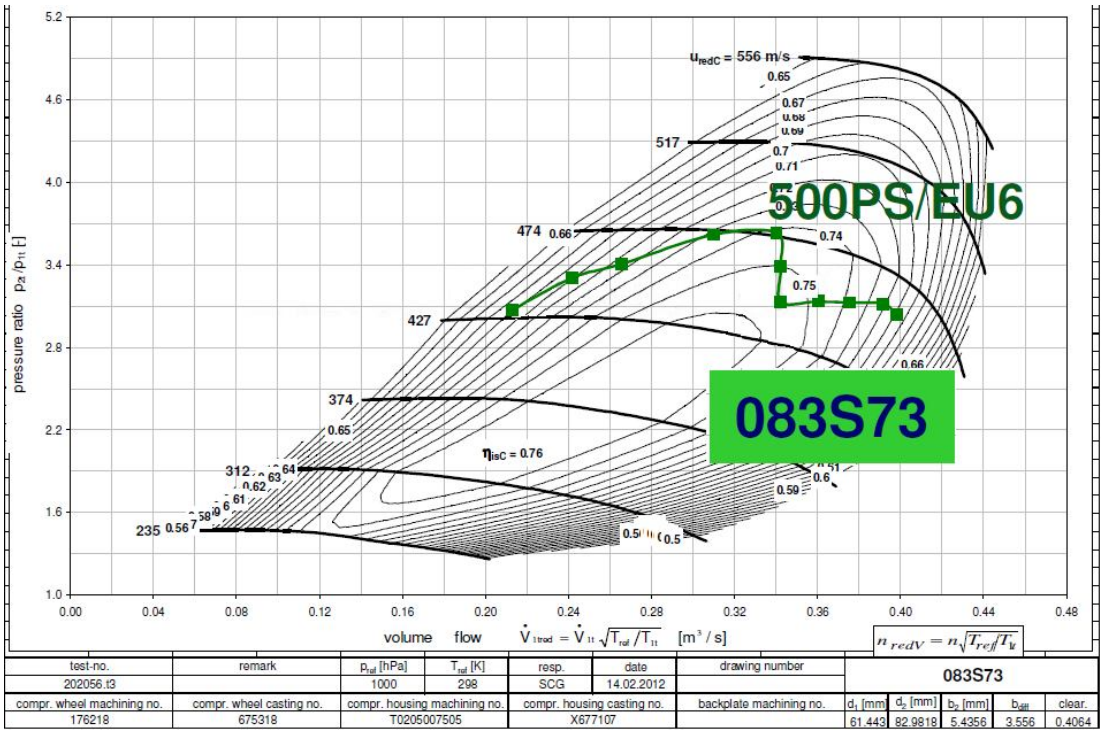
Şekil 5.8 : 1.Analiz kompresör çıkış sıcaklığı eğrisi



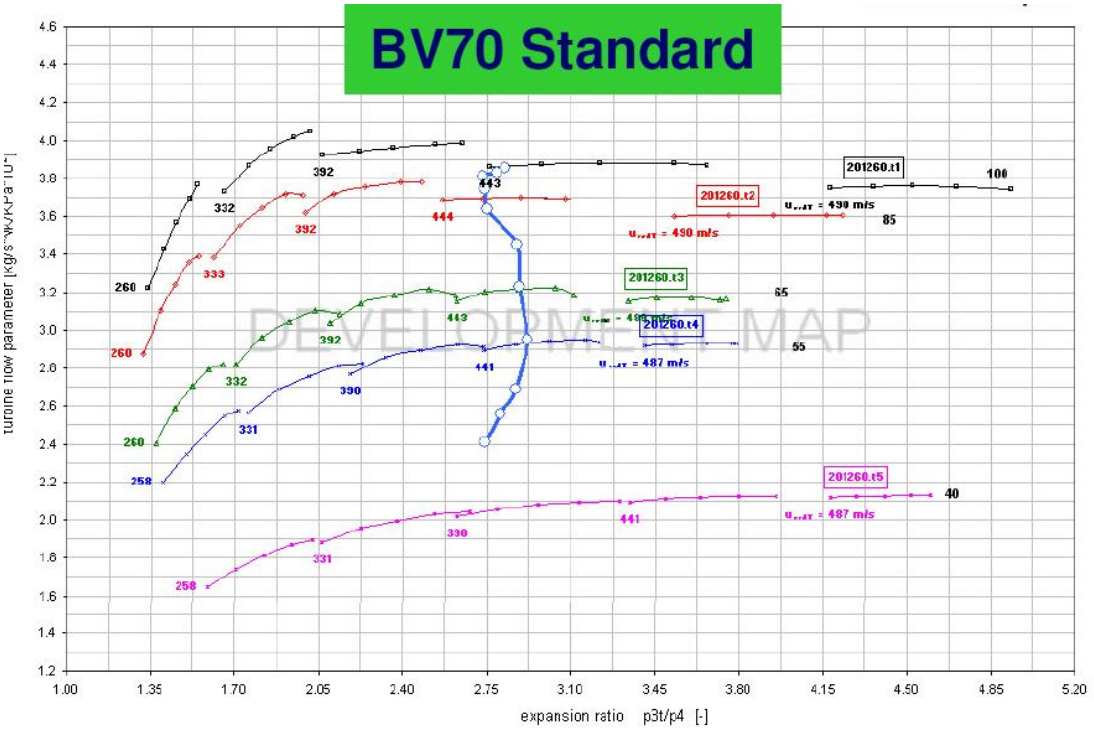
Şekil 5.9 : 1.Analiz türbin giriş basıncı eğrisi



Şekil 5.10 : 1.Analiz türbin giriş sıcaklık eğrisi



Şekil 5.11 : 1.Analiz kompresör haritası çalışma eğrisi



Şekil 5.12 : 1.Analiz türbin haritası çalışma eğrisi

Kullanılan türbin ve kompresör istenilen tork ve güç eğrilerini sağlıyor. Basılan maksimum hava 1620kg/sa @ 1900 d/d mertebesindedir. EGR'a akıtılan hava 1100 d/d'dan sonra güç kesimine kadar %17,5 oranındadır. AFR için belirlenen minimum limit tutturulmuştur. Düşük devirlerde AFR'nin yüksek olması BSFC değerlerinin

iyileşmesine fayda sağlamıştır. Dikkat edilmesi gereken noktalardan bir tanesi "rack position" olarak gösterilen grafikte kanatçıkların düşük devirlerden itibaren yarısına kadar açık olduğu gözüküyor. Bu istenilen boost etkisini yaratsa da türbinin emiş kapasitesi açısından biraz ufak olduğunu gösteriyor. Kompresör açısından ise surge ve choke limitlerine olan mesafe gayet güvenlidir. Hız limitleri açısından da üst sınıra oldukça mesafe vardır. Zaten yüksek devirler de VGT pozisyonu %85 civarında çalıştığı için, herhangi bir artış durumunda rack'i bir miktar daha açarak hızı düşürmek mümkün olabilecektir. Türbin giriş sıcaklıkları basınçları limitler dâhilinde olup kompresör bölgesinde bir miktar problem vardır. Kompresörün çıkış sıcaklığı sürekli akış için problem teşkil etmektedir. 1000 d/d -1300 d/d devir aralığında hava çıkış sıcaklığı 200^{o}C'nin üzerinde seyretmektedir. Kompresör sıcaklığının bu kadar yüksek olması kompresör girişine verilen blowby gazlarının yanarak kompresör üzerine yapışmasına sebep olmaktadır. Bu olay kompresör coking olarak isimlendirilmektedir.

Harita anlamında incelersek ise hem türbin kısmının hem de kompresör, tüm çalışma devir aralığında verim açısından çok yüksek değildir. Burada asıl hedeflenen çalışma eğrisinin kompresör haritasında "heart" olarak isimlendirilen orta bölüme kaydırılmaya çalışılmasıdır.

5.1.2 Analiz – 2

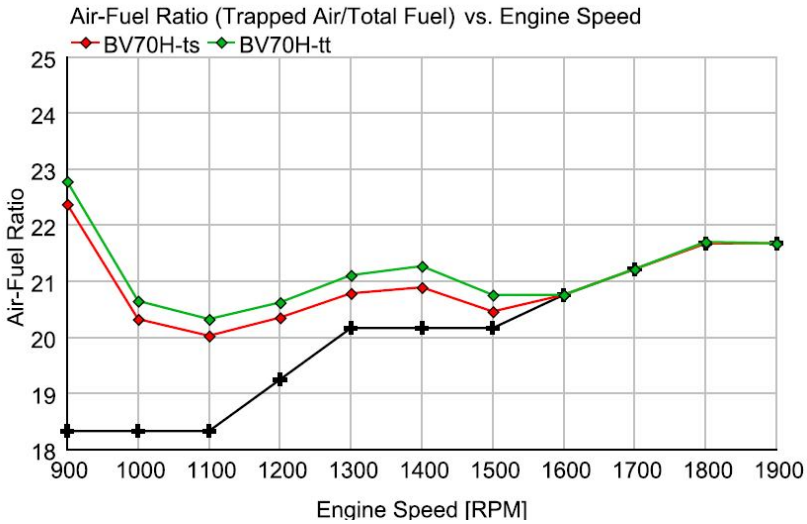
5.1.2.1 Tanım

Burada aynı turboşarjı farklı kompresör basınç değerleri ile çalıştırılır. Önceki çalışmada kompresör haritaya bağlanırken kompresör giriş basınçları olarak total çıkış basıncı olarak statik olarak yerleştirilmişti. Bu çalışmada verimliliği artırmak ve kompresör çıkış sıcaklıklarını düşürmek amacıyla giriş ve çıkış basınçlarını total olarak değiştirip karşılaştırması yapılacaktır.

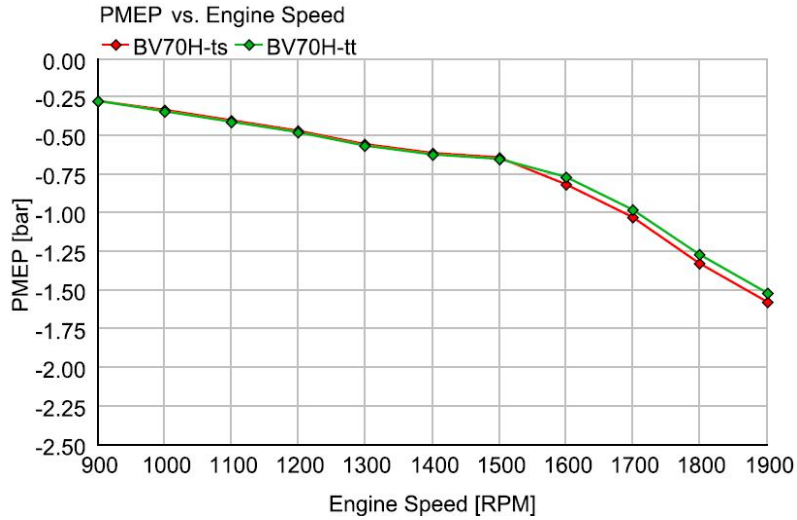
Çizelge 5.2 : Model-2'de kullanılan turboşarjın kompresör ve türbin detayları

	Çap [mm]	Trim [mm]	Total - Total
Kompresör	83	73	S Type
Türbin	70	90	BV70 Standard Flow

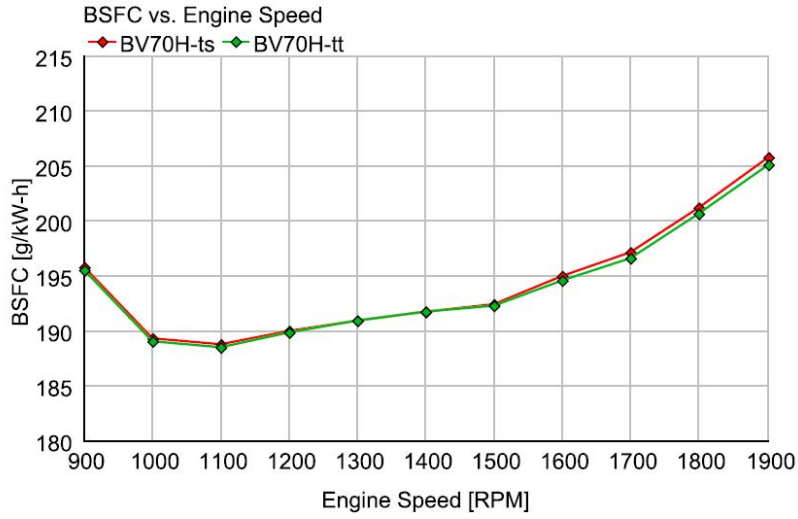
5.1.2.2 Sonuçlar



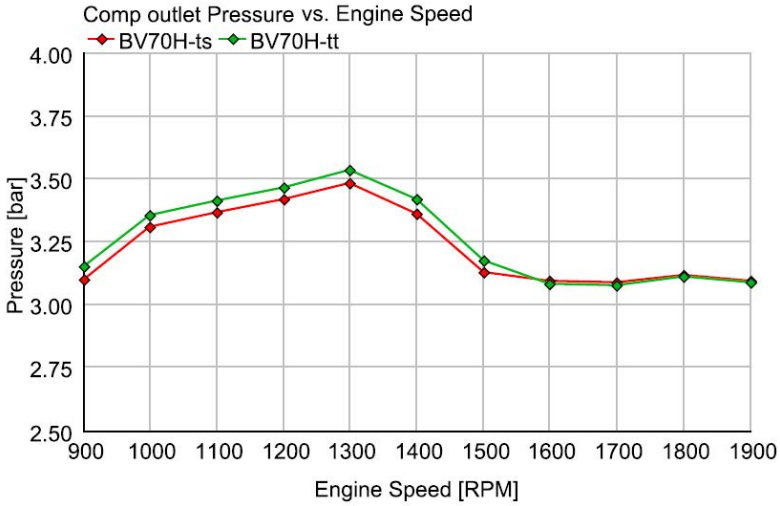
Şekil 5.13 : 2.Analiz AFR eğrisi



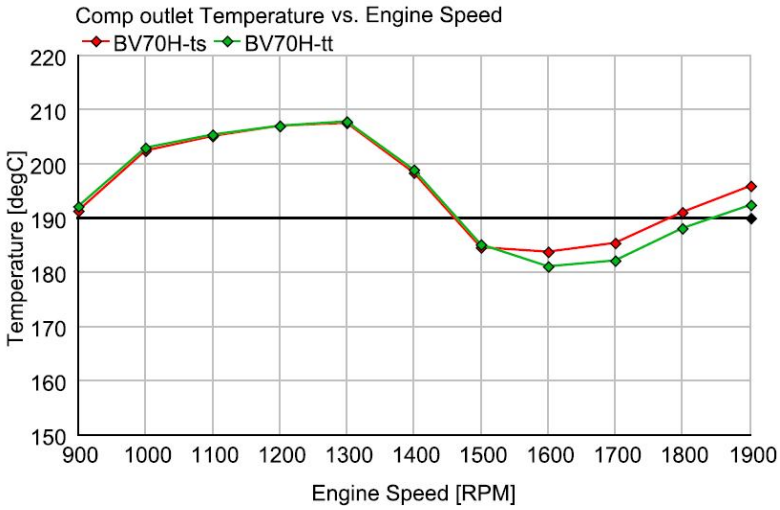
Şekil 5.14 : 2.Analiz PMEP eğrisi



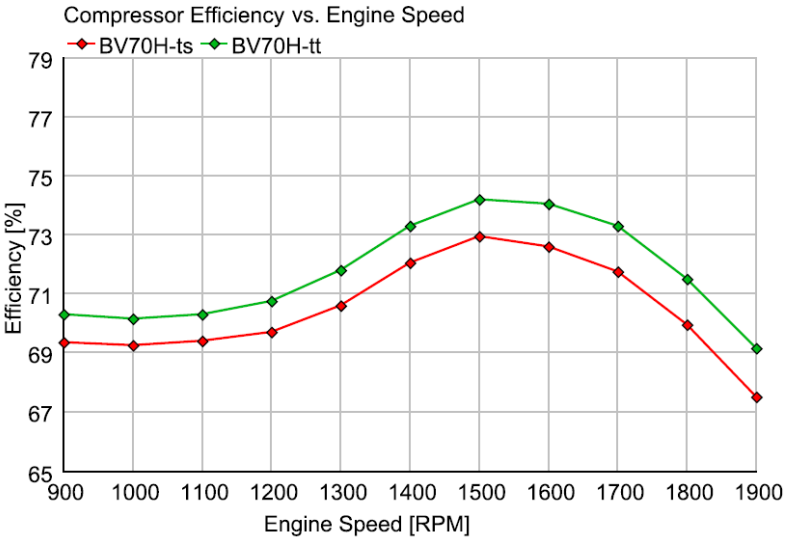
Şekil 5.15 : 2.Analiz BSFC eğrisi



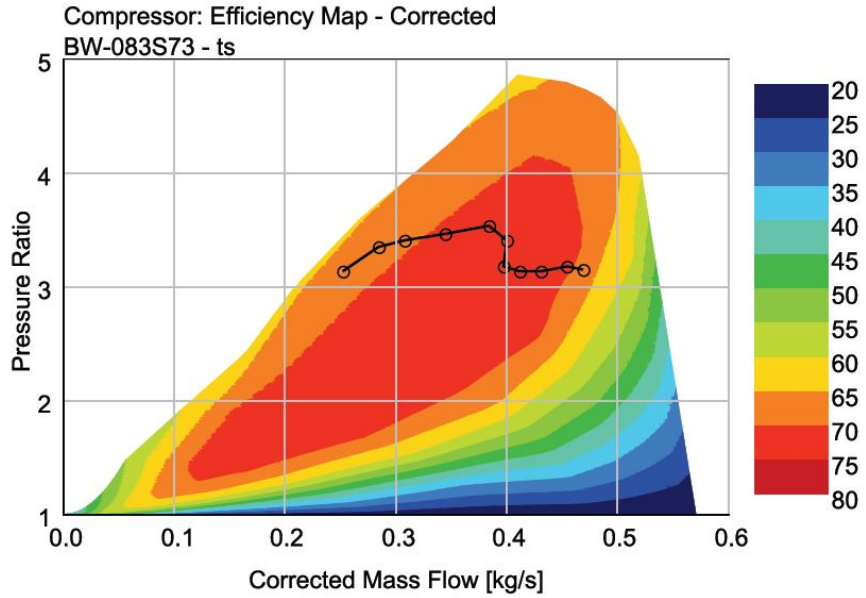
Şekil 5.16 : 2.Analiz kompresör çıkış basıncı eğrisi



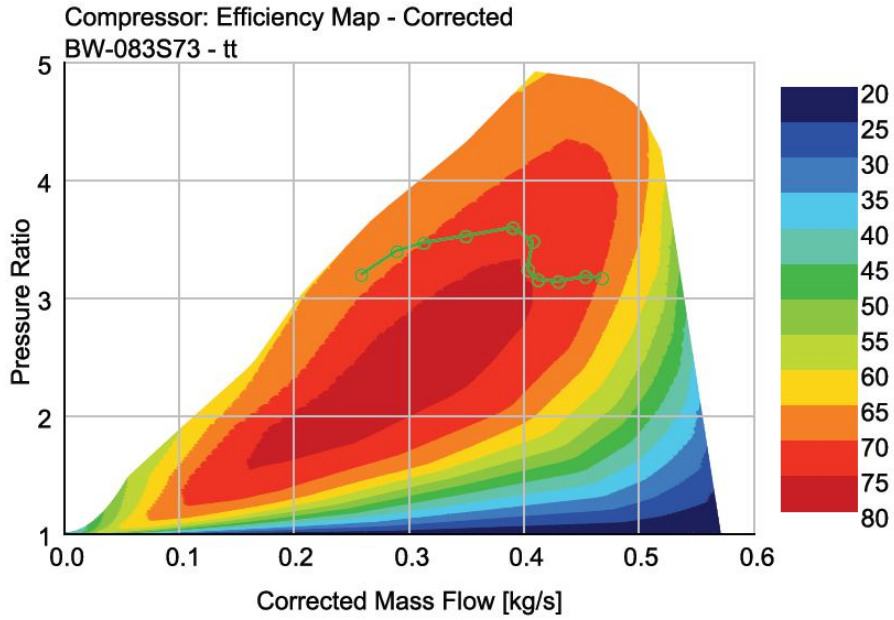
Şekil 5.17 : 2.Analiz kompresör çıkış sıcaklığı eğrisi



Şekil 5.18 : 2.Analiz kompresör verimliliği eğrisi



Şekil 5.19 : 2.Analiz kompresör haritası çalışma eğrisi (total-to-static)



Şekil 5.20 : 2.Analiz kompresör haritası çalışma eğrisi (total-to-total)

Buraya eklenen grafikler sadece sonuçlarda değişiklik gözlenen parametrelerdir. Total –to-total verimliliklerinde kompresör verimliliği yaklaşık olarak %1 artmıştır. BMEP ve FMEP aynı kalmakla birlikte PMEP yüksek devirlerde bir miktar düşmüştür. Bunların etkisi de kompresör çıkış sıcaklıklarında yüksek devirlerde 3^{o}C civarında düşüş şeklinde olmuştur.

5.1.3 Analiz – 3

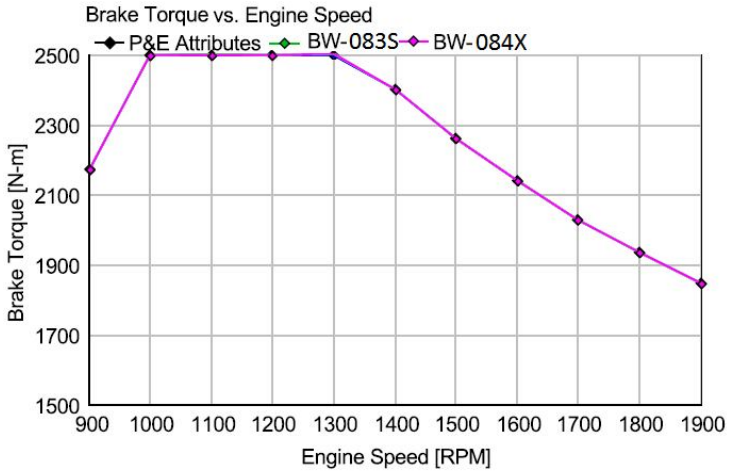
5.1.3.1 Tanım

83mm'lik kompresörü total-to-statik ve total-to-total olarak inceledikten sonra kompresör sıcaklıklarını biraz daha düşürecek ve verimliliğini artıracak 84mm'lik bir kompresör; Türbin tarafında ise daha fazla akışa izin verecek yeni bir türbin çarkı denenmiştir. Analizi koşan yeni VGT turboşarj;

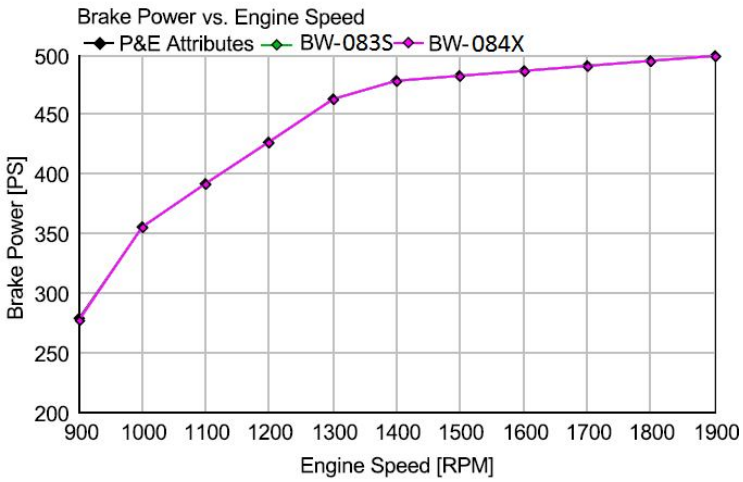
Çizelge 5.3 : Model-3'de kullanılan turboşarjın kompresör ve türbin detayları

	Çap [mm]	Trim [mm]	
Kompresör	84	75	X Type
Türbin	70	90	BV70 High Flow

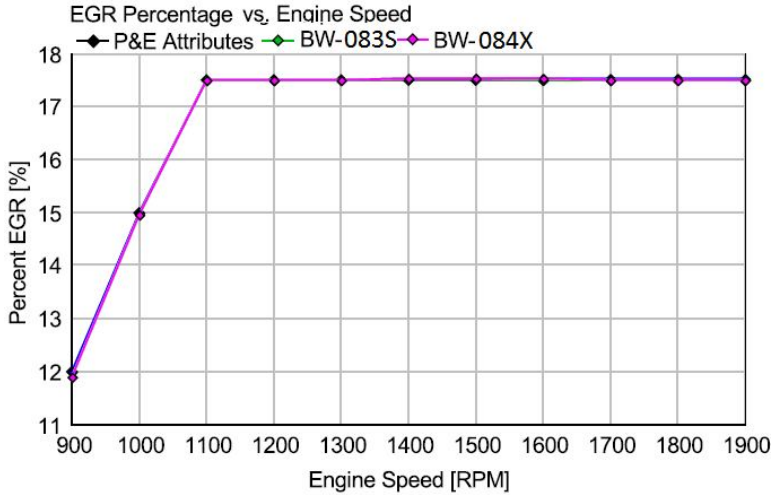
5.1.3.2 Sonuçlar



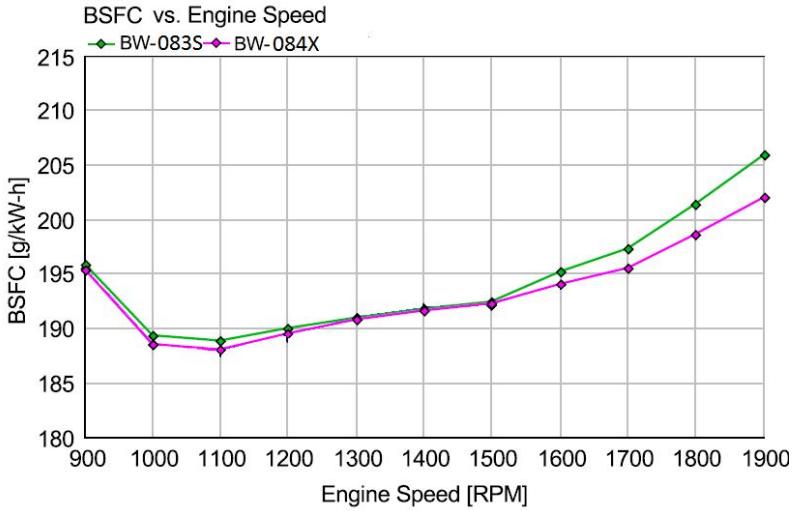
Şekil 5.21 : 3.Analiz tork eğrisi



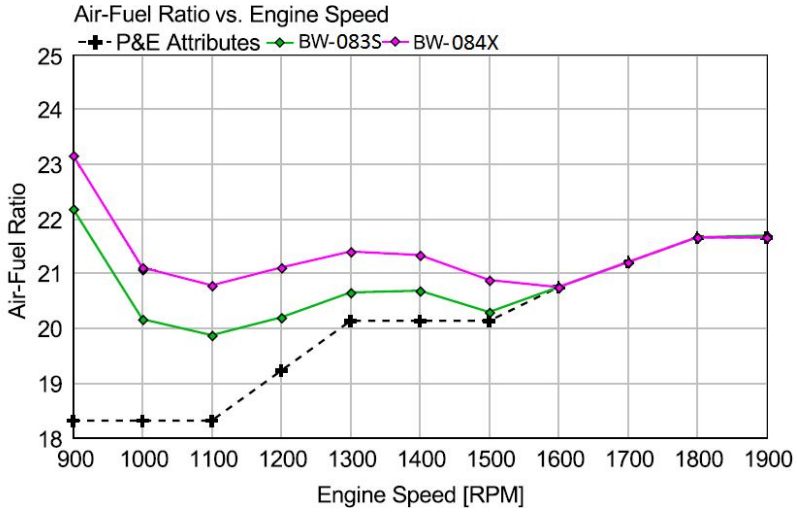
Şekil 5.22 : 3.Analiz güç eğrisi



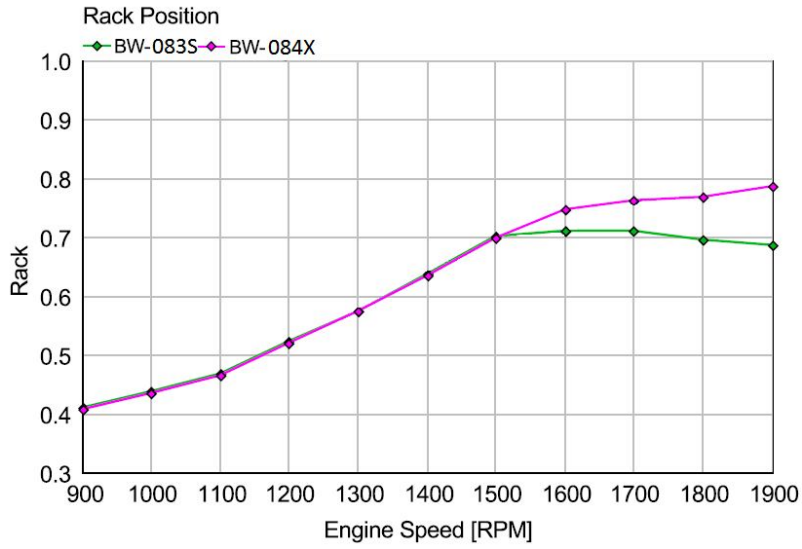
Şekil 5.23 : 3.Analiz EGR oranı eğrisi



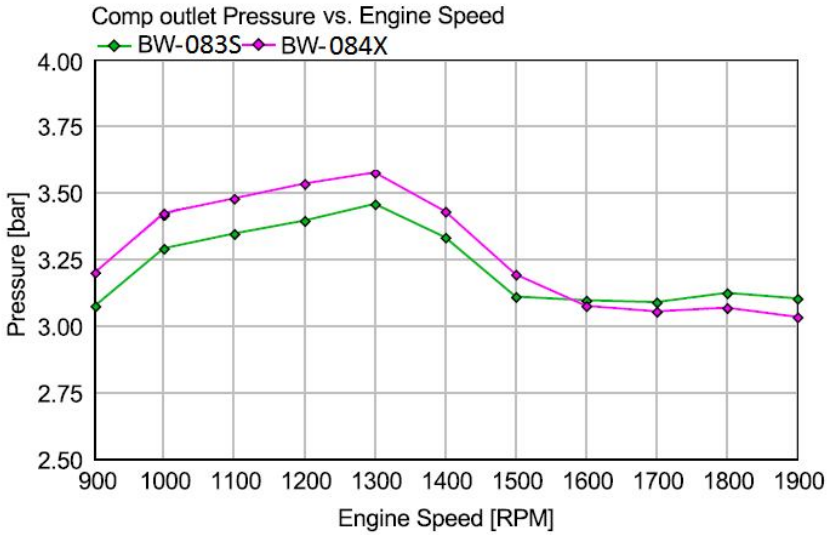
Şekil 5.24 : 3.Analiz BSFC eğrisi



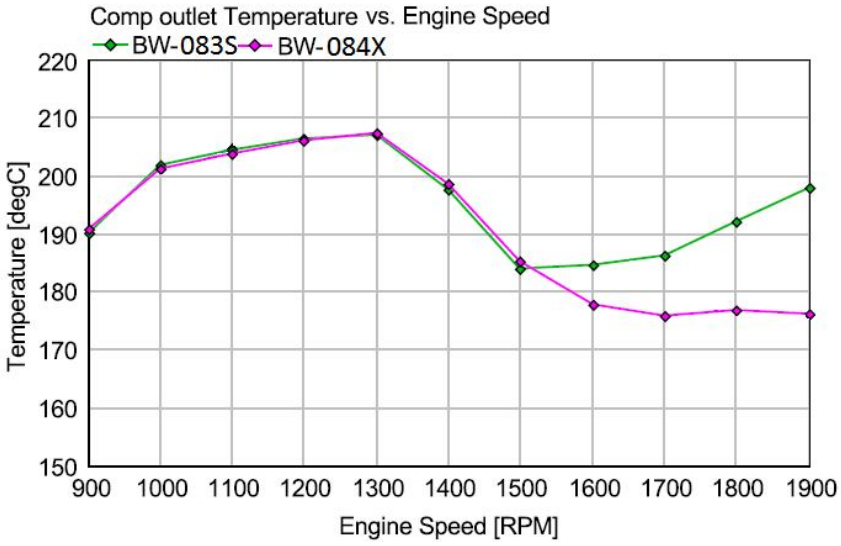
Şekil 5.25 : 3.Analiz AFR eğrisi



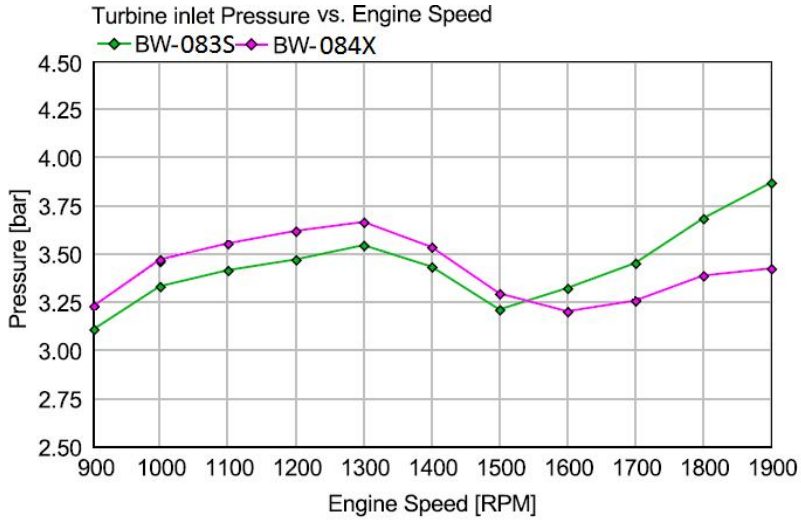
Şekil 5.26 : 3.Analiz kanatçık pozisyonu eğrisi



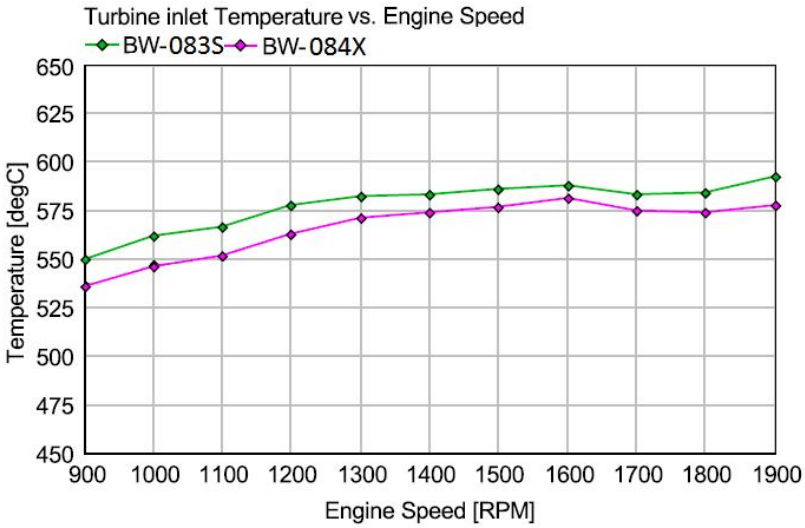
Şekil 5.27 : 3.Analiz kompresör çıkış basıncı eğrisi



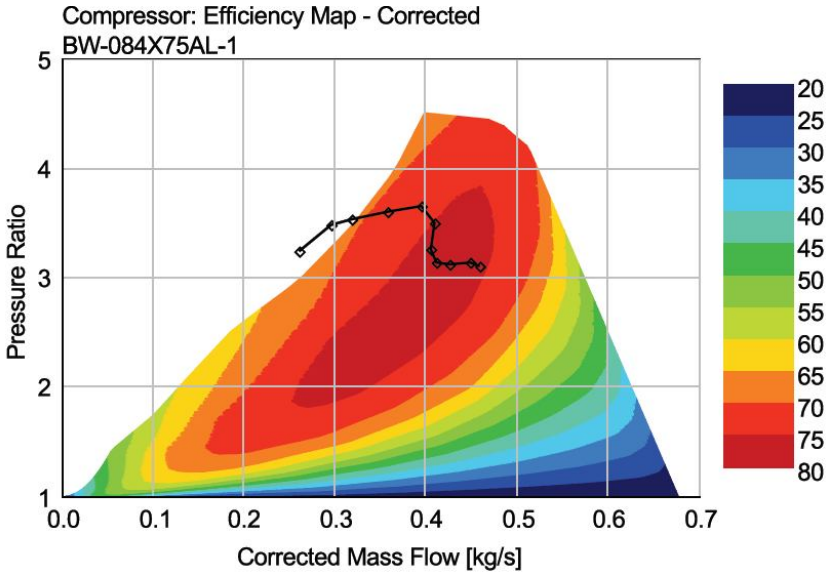
Şekil 5.28 : 3.Analiz kompresör çıkış sıcaklığı eğrisi



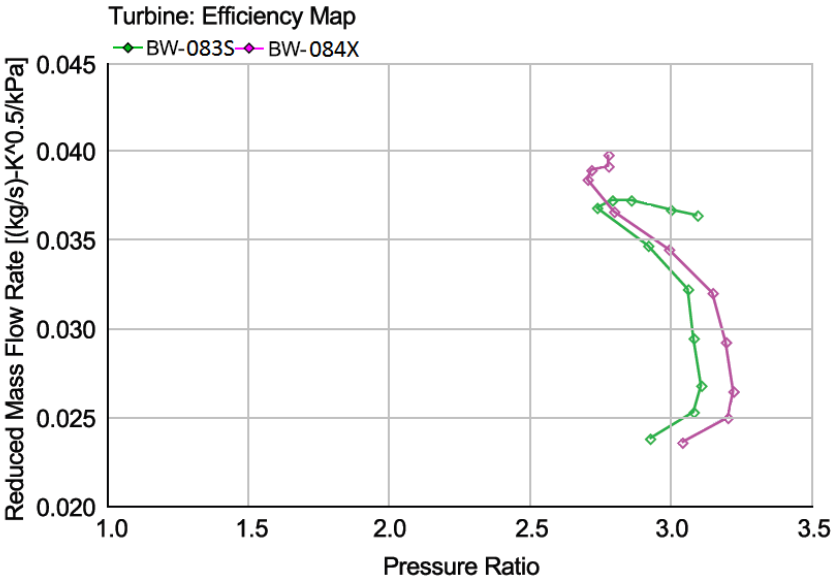
Şekil 5.29 : 3.Analiz türbin giriş basıncı eğrisi



Şekil 5.30 : 3.Analiz türbin giriş sıcaklık eğrisi



Şekil 5.31 : 3.Analiz kompresör haritası çalışma eğrisi



Şekil 5.32 : 3.Analiz türbin haritası çalışma eğrisi

Grafiklerden de anlaşılacağı gibi kompresörü büyütmek ay basınç oranında basabileceğimiz havayı artırmıştır. Bunun etkisini yüksek devirlerde kompresör çıkış sıcaklıklarının düşmesiyle görüyoruz. Kompresör özellikle yüksek devirlerde yüksek verim alanlarında çalışmakta bu da BSFC değerlerini alçak devirlerde de düşürmüş olsa da asıl etkisini yüksek devirlerde göstermektedir. Fakat burada asıl problem düşük devirlerde karşılaşılan surge problemidir. Bir sonraki çalışmada bunu önlemek amaçlı aynı çarkın daha düşük trime sahip olan varyasyonu denenecektir [12].

5.2 Çift Kademeli Turboşarj Analizleri ve Sonuçları

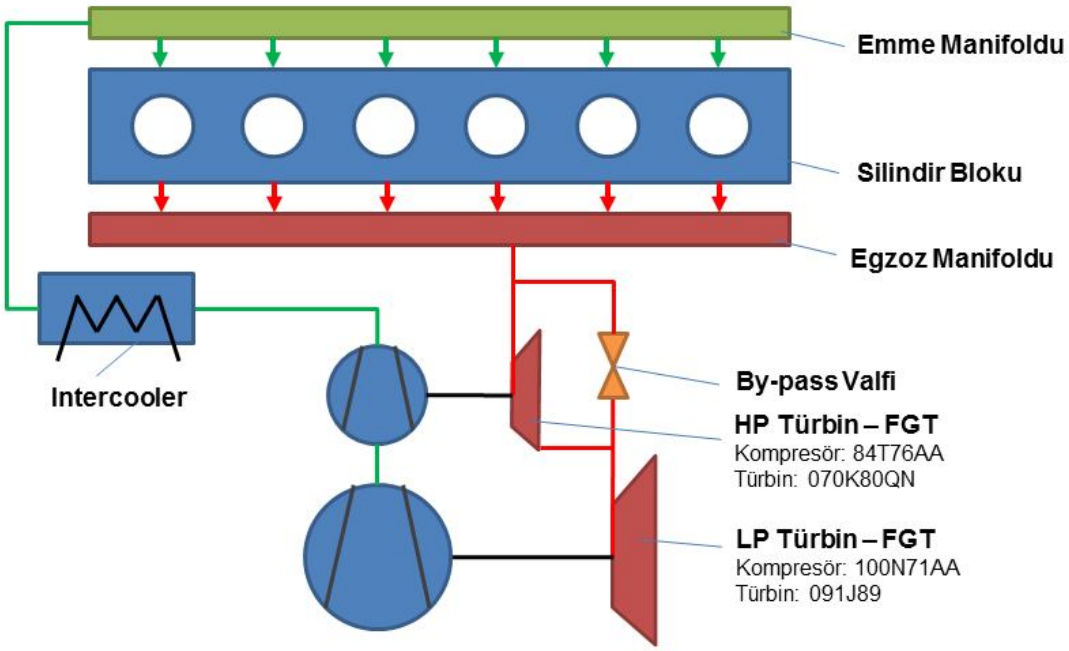
Çift kademeli model oluşturulurken, iki farklı seçenek ön plana çıkmıştır. Öncelikli olarak kullanılacak iki turboşarjın da sabit geometrili olması, daha sonraki analizlerde de ilk turboşarj (yüksek basınç turboşarjı – HP) VGT, düşük basınç turboşarj (LP) FGT olarak modellenmiştir.

5.2.1 Analiz – R2S

5.2.1.1 Tanım

Çift kademeli beslemelerde R2S (Regulated Two Stage) sistemi birbirine seri bağlanan iki turboşarjdan oluşmaktadır. Aynı hacimli bir motordan daha yüksek bir güç ve tork alabilmemiz için daha büyük bir türbin kullanmamız gerekmektedir. Böylece egzoz gazını daha fazla genleştirerek enerjisi soğurulabilinir. Fakat büyük türbinin dezavantajı düşük devirlerde gerekli gaz debisine sahip olmadığı için

istenilen tork ve güç değerlerini sağlayamamasıdır. Bunu engellemek amaçlı düşük devirlerde istenilen güç ve torku kısa sürede sağlayacak, türbin ataleti daha düşük olan küçük bir turboşarj yerleştirilip; yüksek devirlerde istenilen yüksek güç ve torku verebilecek büyük bir turboşarj birbirlerine seri olarak yerleştirilmiştir. Sistemin şematik olarak parçaları aşağıda gösterilmektedir.



Şekil 5.33 : Modeli analiz edilen R2S sisteminin şematik olarka gösterimi

Silindir blokunda yanan hava yakıt karışımı egzoz manifoldundan çıkarak yüksek basınç türbinine girmektedir. Burada havanın büyük bir kısmı genleşerek enerjisini türbin şaftını döndürmeye harcayıp düşük basınç türbinine geçmektedir. Bu kısımda bir miktar enerji düşük basınç türbinine aktarılsa da işin büyük bir kısmı ilk turboşarj olan yüksek basınç bölgesinde gerçekleştirilmektedir. Yüksek devirlerde yüksek basınç turbosu akıtılan egzoz gazı debisini karşılayamayacak kadar küçük olduğu için turboşarj aşırı hıza ulaşmadan aradaki bypass valfi açılarak egzoz gazının bir kısmı düşük basınç türbini olan daha büyük türbine akıtılmaya başlamaktadır. Bu türbin yüksek devirlere çıkıldıkça sisteme gerekli yüksek güç ve torku sağlamaktadır.

Sistem tek turboşarjlı sistemlere göre hem mekanik açıdan hem paketleme açısından hem de sistemin kontrolü açısından daha karmaşıktır. Sistemin hangi devirde birinci turboşarjdan ikinciye hava akıtmaya başlayacağını ayarlamak hem mekaniksel hem de yazılım açısından zorlayıcıdır. Bypass etmek için kullanılacak valfin yapısı hangi aralıkta ne kadar açıklıkta olması gerektiğini belirlemektedir. Yüksek basınç ve

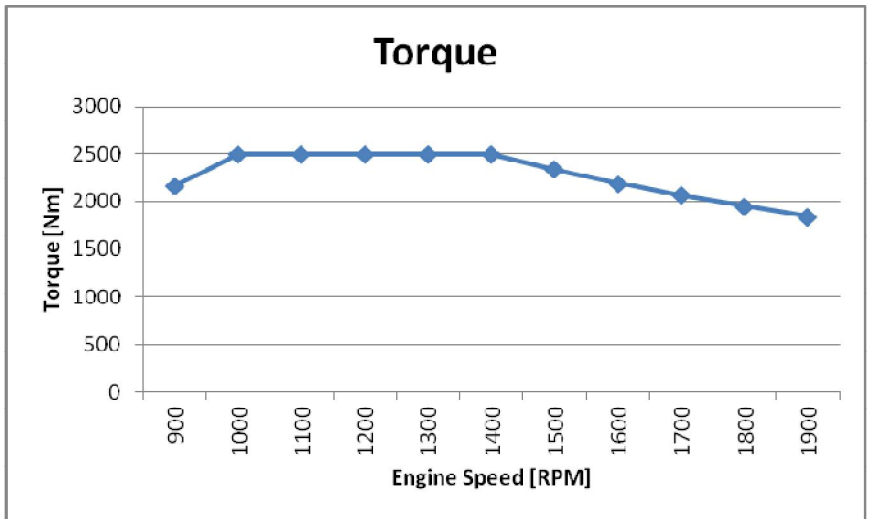
egzoz gazı hızlarında valfi istenilen değerlerde çalıştırmak gayet güçtür. Bu sebepten ötürü sistemin kalibrasyonu çok önemlidir.

Sistemde iki farklı HP ve LP turboşarj yerleştirilmiştir. HP ve LP turboşarjların özellikleri aşağıdaki tabloda gösterilmiştir.

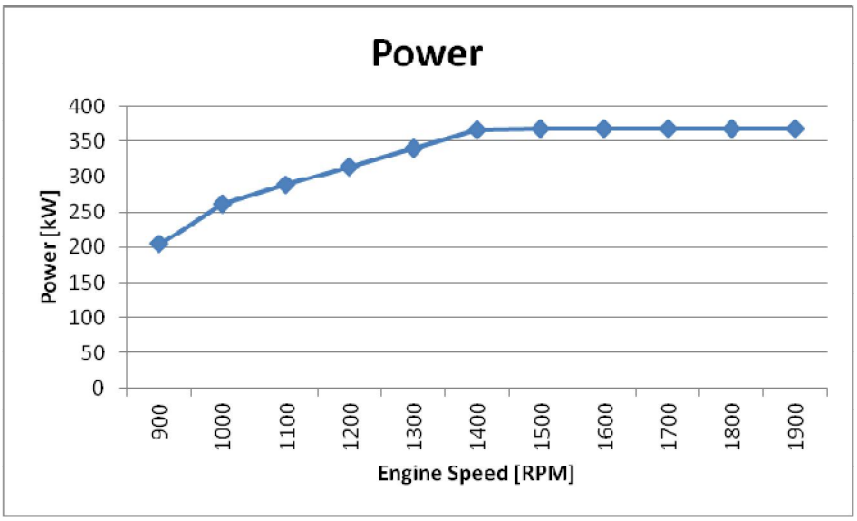
Çizelge 5.4 : R2S modelindeki turboşarjın kompresör ve türbin detayları

	Çap [mm]	Trim [mm]	
HP – Kompresör	84	76	T Type
HP – Türbin	70	80	K Type
LP – Kompresör	100	71	N Type
LP – Türbin	91	89	J Type

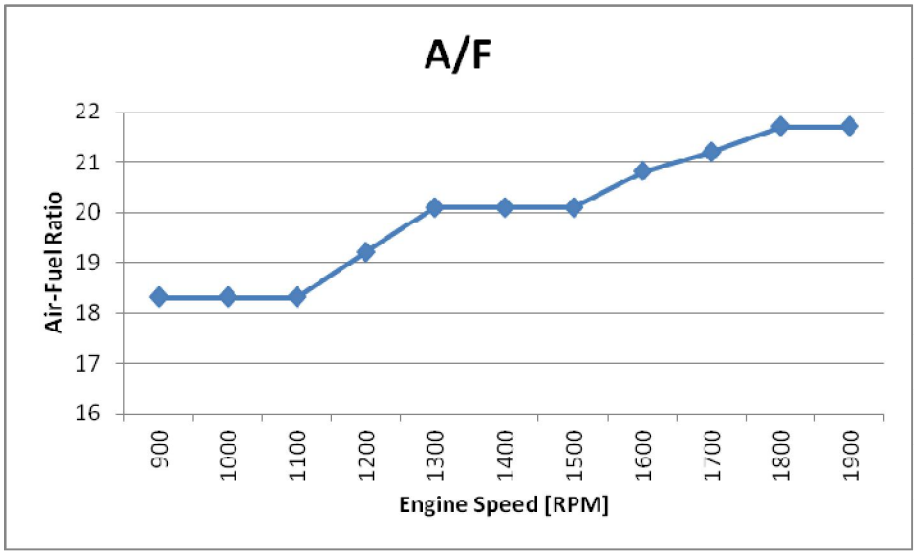
5.2.1.2 Sonuçlar



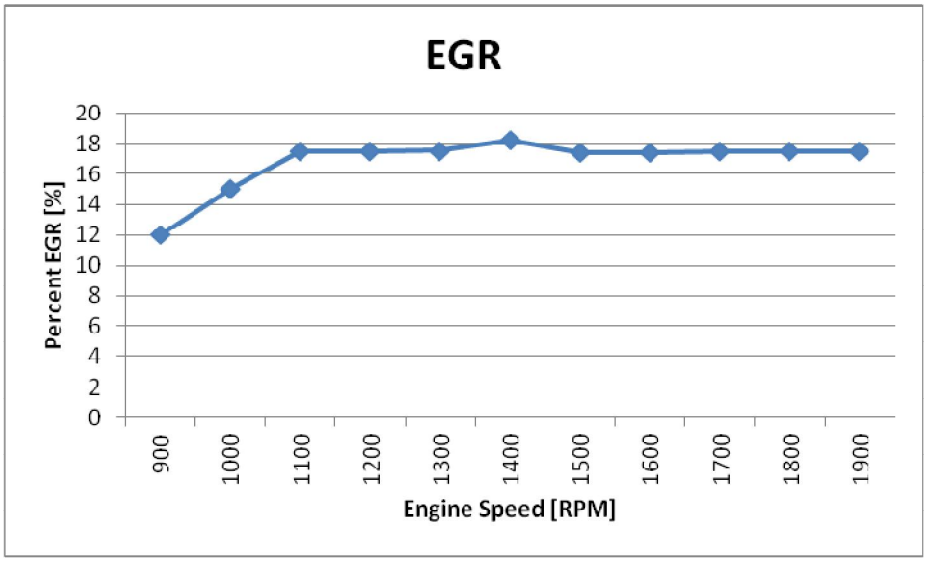
Şekil 5.34 : R2S analizinin tork eğrisi



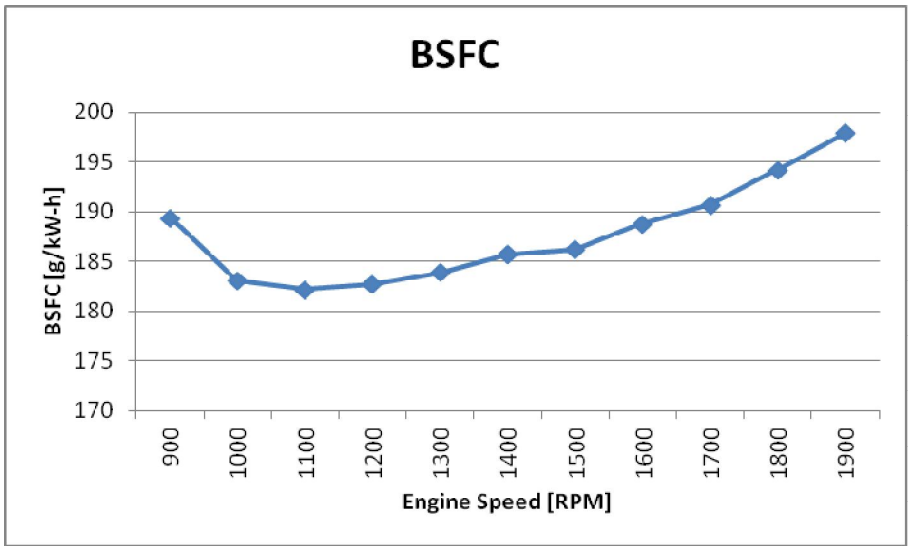
Şekil 5.35 : R2S analizinin güç eğrisi



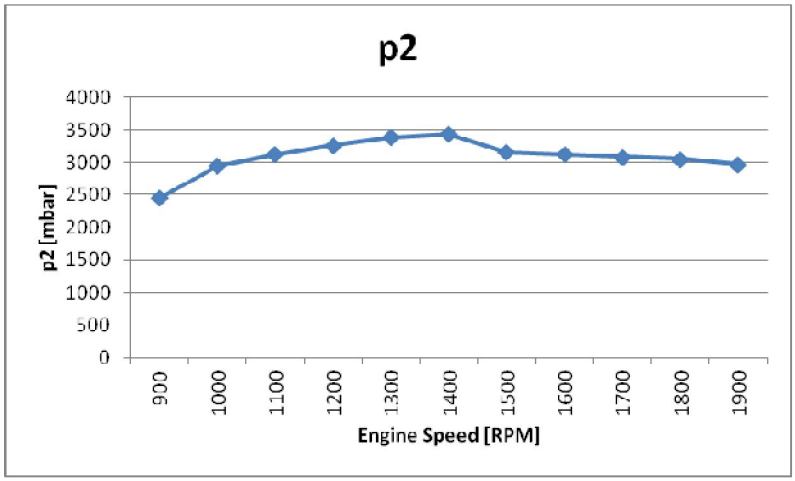
Şekil 5.36 : R2S analizinin AFR eğrisi



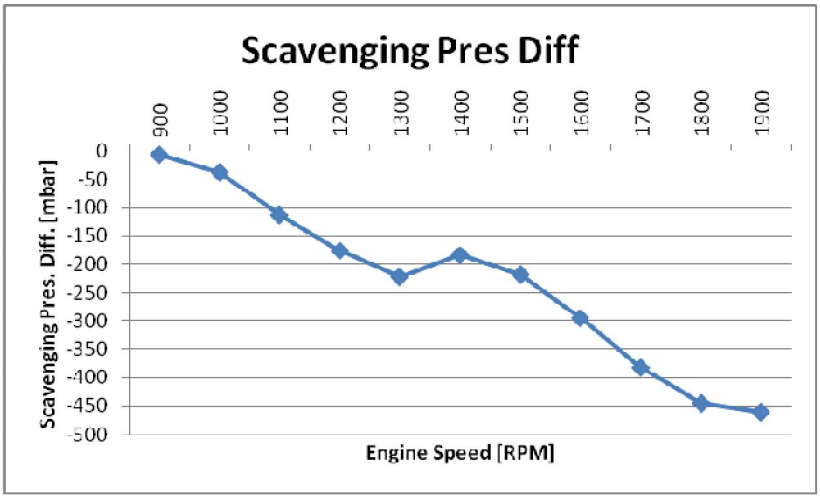
Şekil 5.37 : R2S analizinin EGR oranı eğrisi



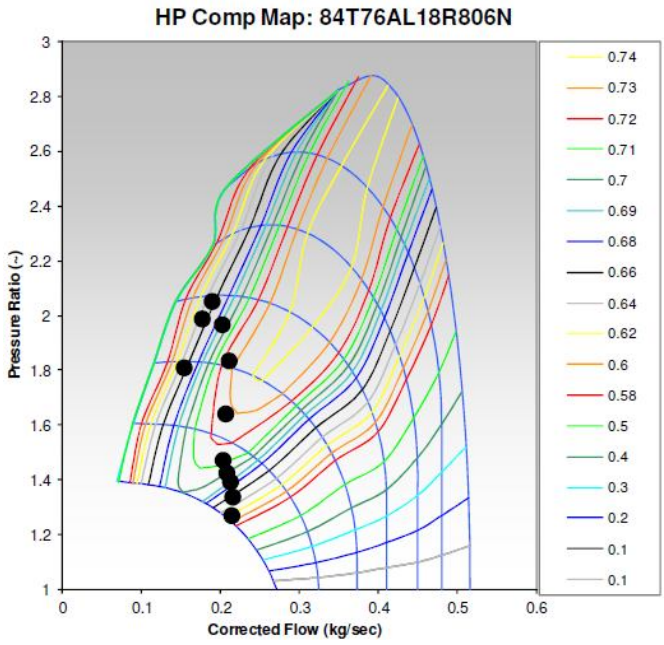
Şekil 5.38 : R2S analizinin BSFC eğrisi



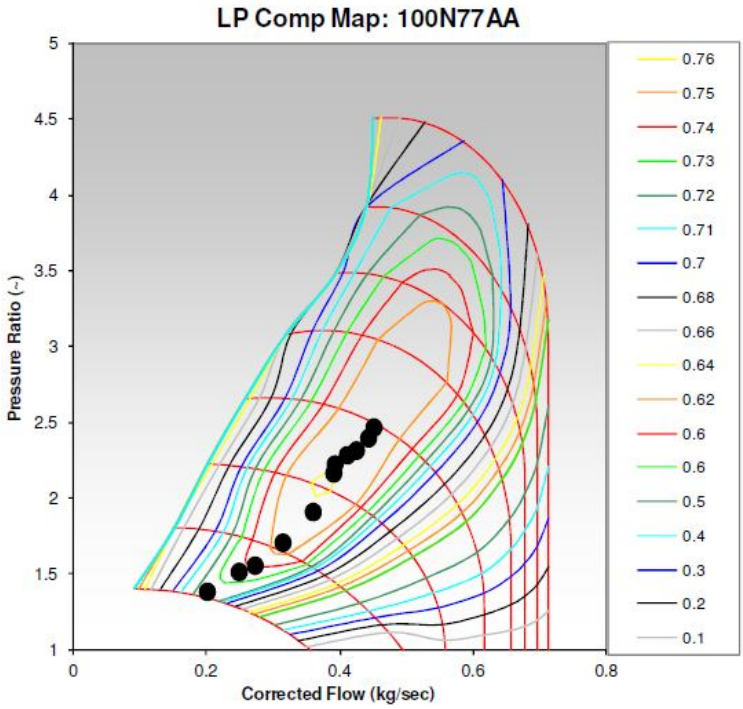
Şekil 5.39 : R2S analizinin kompresör çıkış basıncı eğrisi



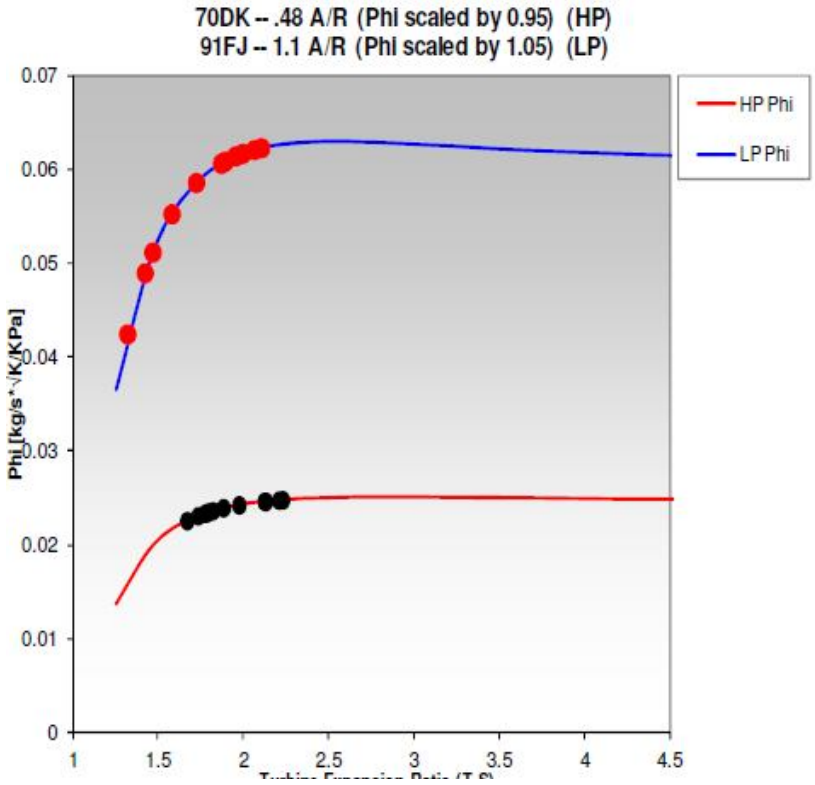
Şekil 5.40 : R2S analizinin SPD eğrisi



Şekil 5.41 : R2S analizinin HP kompresör haritası çalışma eğrisi



Şekil 5.42 : R2S analizinin LP kompresör haritası çalışma eğrisi



Şekil 5.43 : R2S analizinin türbin haritası çalışma eğrisi

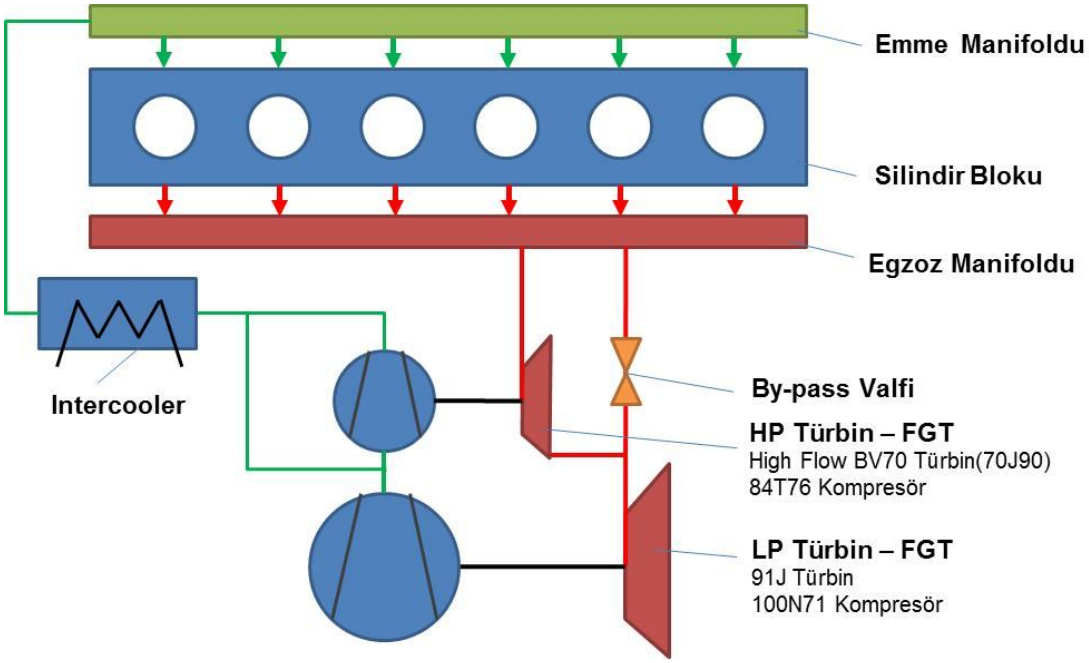
Çift kademeli sistemle birlikte egzoz geri basıncının tek kademeli sisteme göre yüksek olması EGR kapasitesini oldukça artırmaktadır. İki turboşarjın kullanılmasıyla birlikte özellikle BSFC değerlerinde ciddi bir düşüş gözlenmektedir. Tüm çalışma devirlerinde yaklaşık olarak %3'lük bir iyileştirme sağlamıştır.

Sistemde önemli olan HP ve LP turboşarjlarının kullanım devirlerini iyi kontrol edebilmektir. Bu sistemde bypass valfi motor devri 1100 d/d civarında iken açılmaya başlanmış ve HP türbin yüksek devirlere çıkıldıkça sistemden tamamen çıkarılmıştır. HP turboşarj sabit geometrili bir türbine sahip olduğu için kompresörü yüksek verimli bölgede çevirememektedir. Fakat LP kompresöre doğrudan gaz akışı sağlanmaya başladığı noktadan itibaren haritada neredeyse tüm çalışma aralıklarında yüksek verimli bölgede çalışmıştır. Bu da yakıt ekonomisi değerlerini düşürmekte faydalı olmuştur.

5.2.2 Analiz – VR2S

5.2.2.1 Tanım

VR2S sistemi normal R2S (Regulated Two Stage) sisteminde kullanılan çift kademe sisteminden farklı olarak YB turbosunu VTG kullanmaktadır. Sistemin şematik olarak parçaları aşağıda gösterilmektedir;



Şekil 5.44 : Modeli analiz edilen VR2S sisteminin şematik olarak gösterimi

Silindir bloğunun içerisinde yanan hava yakıt karışımı sıcak egzoz gazı olarak egzoz manifoldundan geçerek VTG olan yüksek basınç türbinine girmektedir. Bu türbine enerjisini aktaran egzoz gazı daha sonra alçak basınç türbininden geçerek motordan atılmak üzere egzoz sistemine iletilmektedir. Yüksek basınç türbini kompresörü çevirerek motorun ihtiyaç duyduğu fazla havayı intercoolerdan geçirerek emme manifolduna basmaktadır. Alçak basınç türbinindeki bypass valfi yüksek devirlerde

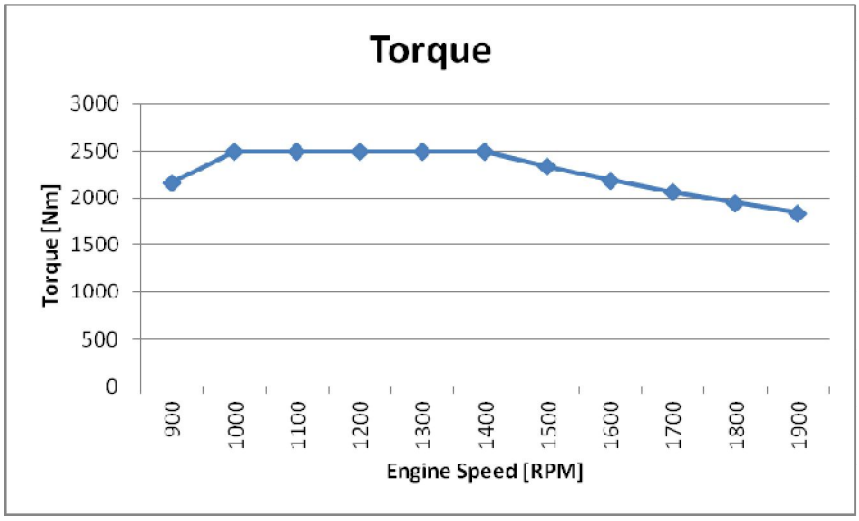
daha küçük olan yüksek basınç türbinini devreden çıkartarak egzoz gazının düşük basınç türbinine akmasını sağlamaktadır. Bu şekilde düşük devirlerde yüksek basınç türbini olarak kullanılacak VTG turboşarj, yüksek devirlerde düşük basınç türbini olarak kullanılacak sabit geometrili turboşarj geniş bir devir aralığında istenilen güç ve tork değerlerini sağlama da etkili olmaktadır.

Sistemde R2S sitemindekine benzer bir sistem kullanılmıştır. Sadece HP kısmında FGT turboşarj yerine VGT kullanılarak düşük devirlerdeki boost etkisi ve egzoz geri basıncının kontrolünün artırılması hedeflenmiştir.

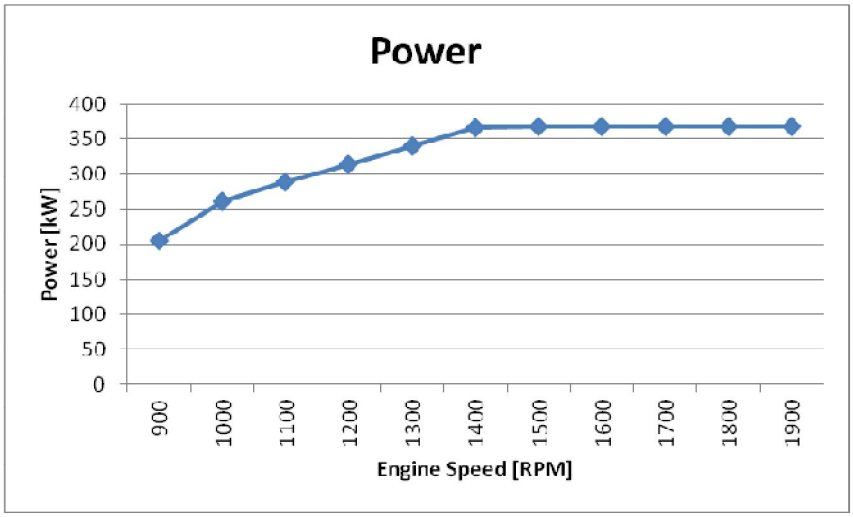
Çizelge 5.5 : VR2S modelindeki turboşarjın kompresör ve türbin detayları

	Çap [mm]	Trim [mm]	
HP – Kompresör	84	76	T Type
HP – Türbin	70	90	BV70 High Flow
LP – Kompresör	100	71	N Type

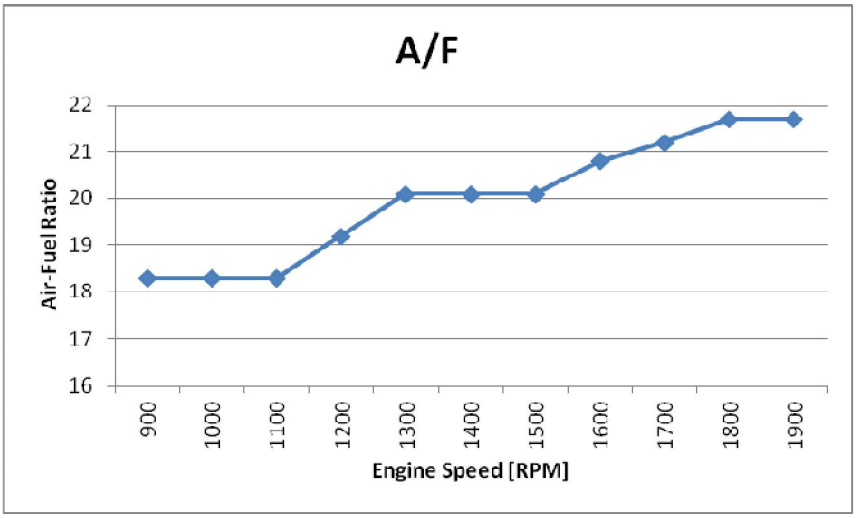
5.2.2.2 Sonuçlar



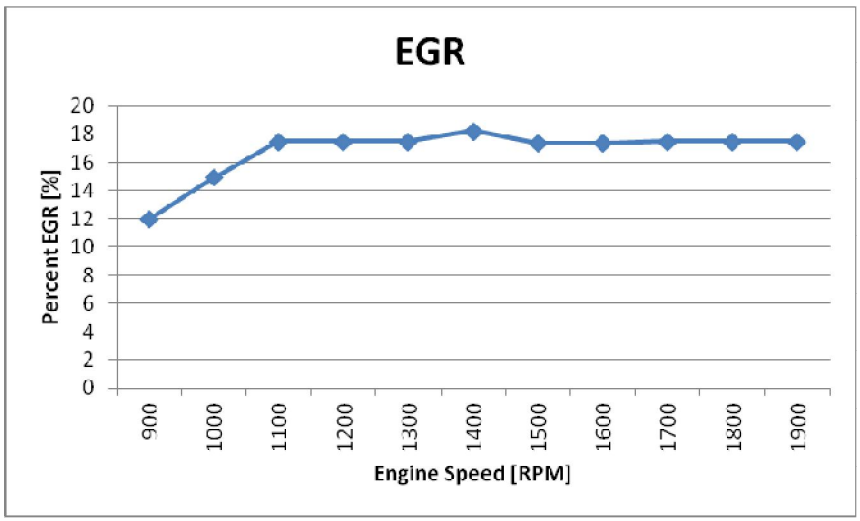
Şekil 5.45 : VR2S analizinin tork eğrisi



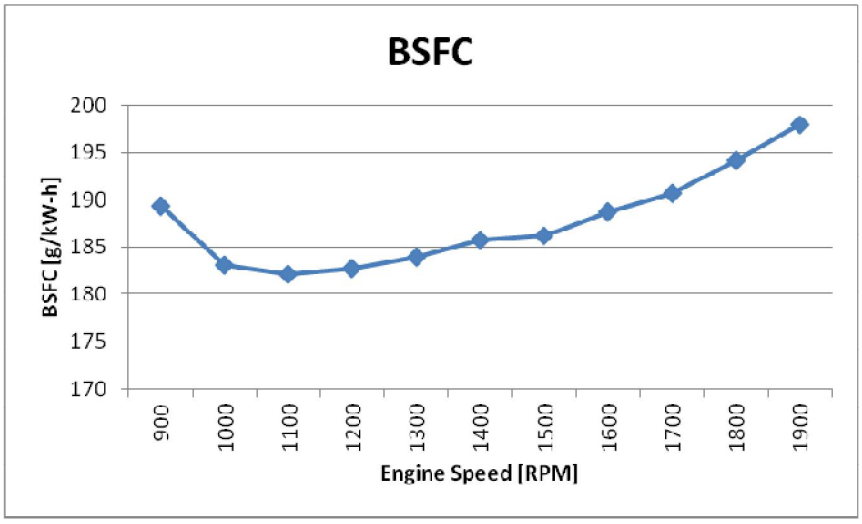
Şekil 5.46 : VR2S analizinin güç eğrisi



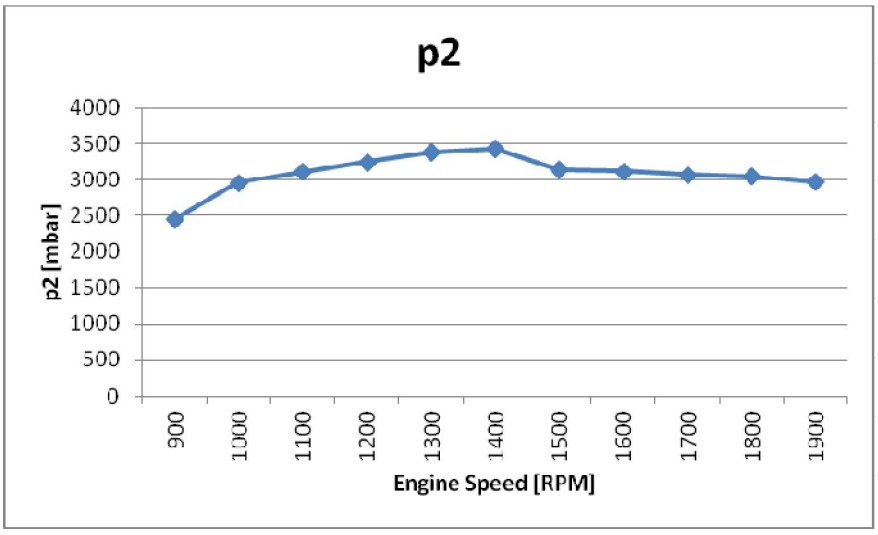
Şekil 5.47 : VR2S analizinin AFR eğrisi



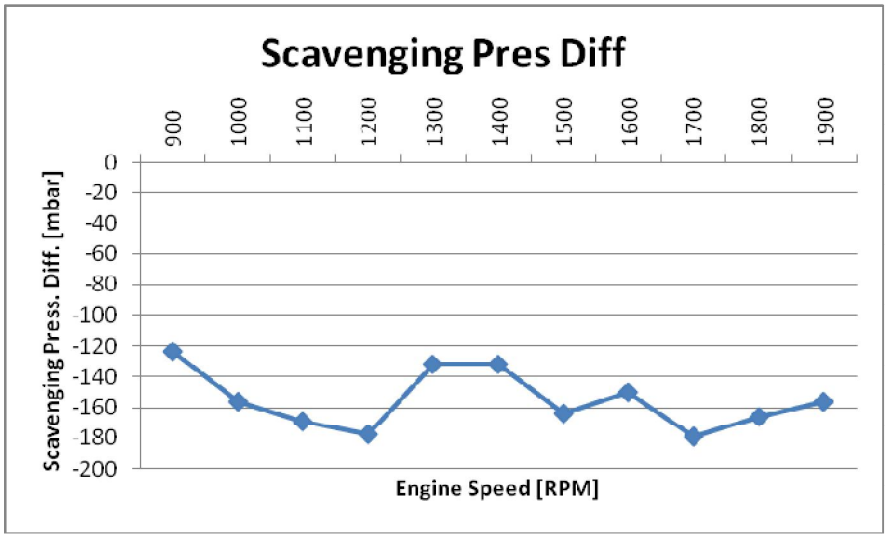
Şekil 5.48 : VR2S analizinin EGR oranı eğrisi



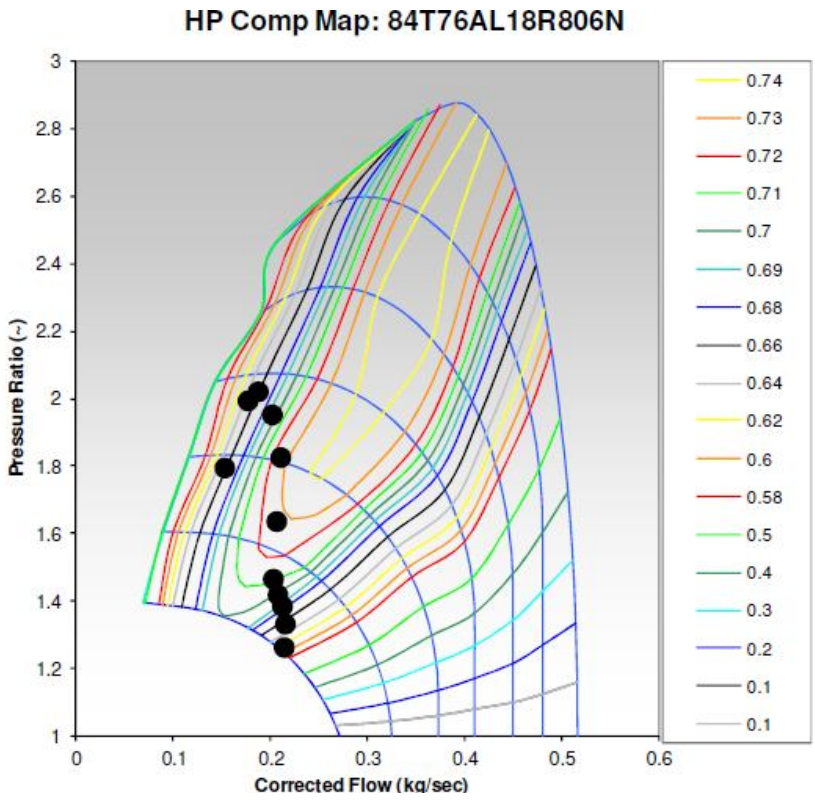
Şekil 5.49 : VR2S analizinin BSFC eğrisi



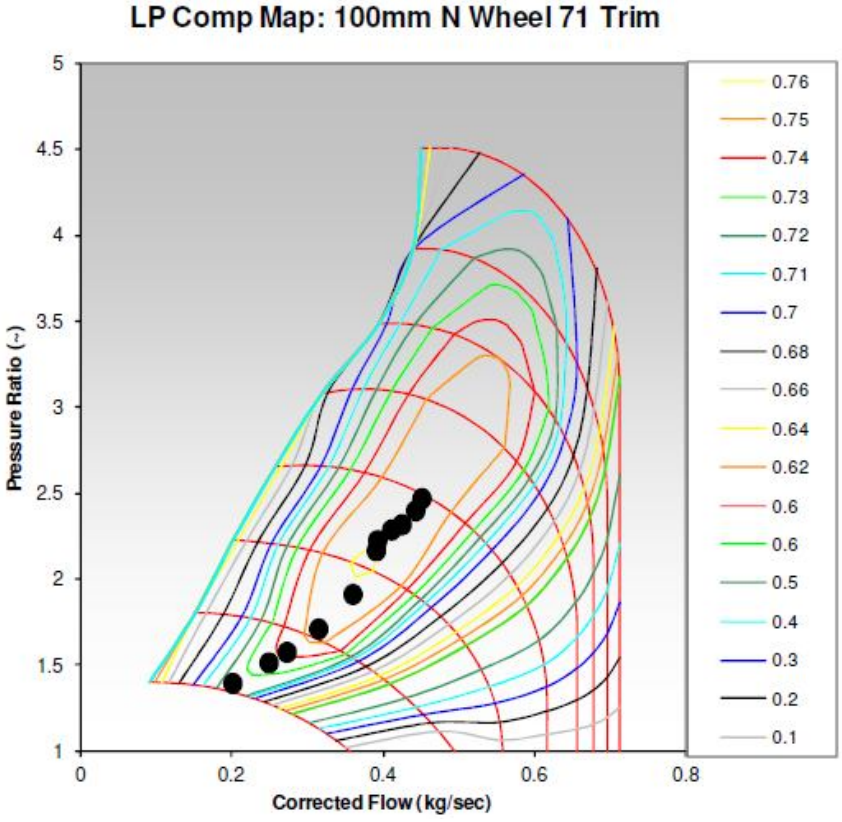
Şekil 5.50 : VR2S analizinin kompresör çıkış basıncı eğrisi



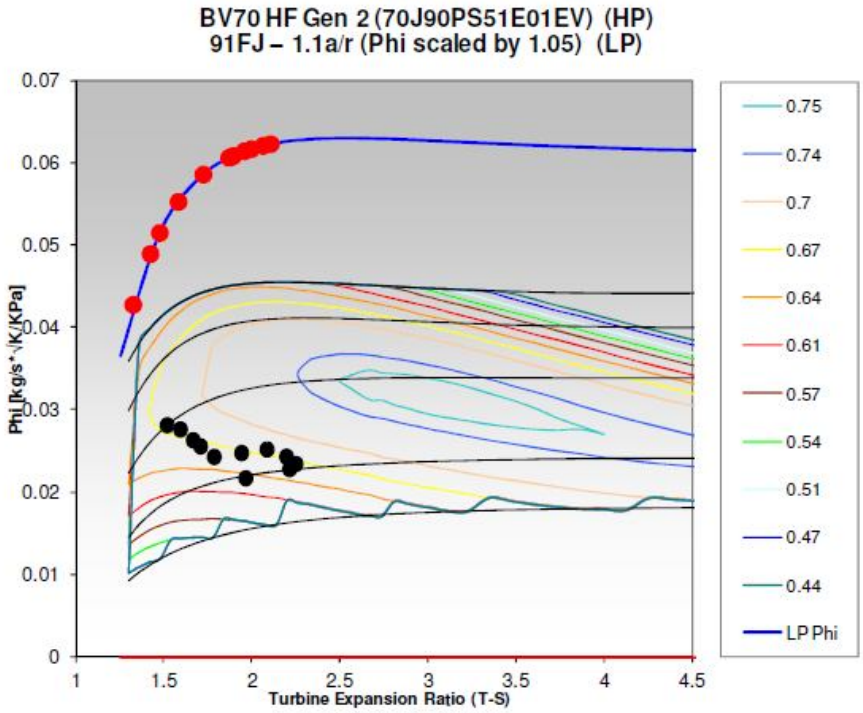
Şekil 5.51 : VR2S analizinin SPD eğrisi



Şekil 5.52 : VR2S analizinin HP kompresör haritası çalışma eğrisi



Şekil 5.53 : VR2S analizinin LP kompresör haritası çalışma eğrisi



Şekil 5.54 : VR2S analizinin türbin haritası çalışma eğrisi

VR2S sisteminde elde edilen değerler R2S sistemindeki değerlerle neredeyse aynıdır. İki sistemin arasındaki fark scavenging basıncı farkındadır. Bu da bize motor freni esnasında ihtiyaç duyulan basıncı oluşturmamıza yardımcı olacaktır. Ayrıca türbin kontrol edilebilir olduğu için düşük devirlerde yüksek verimli bölgelerde çalışması sağlanarak boost etkisini artırmaktadır.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

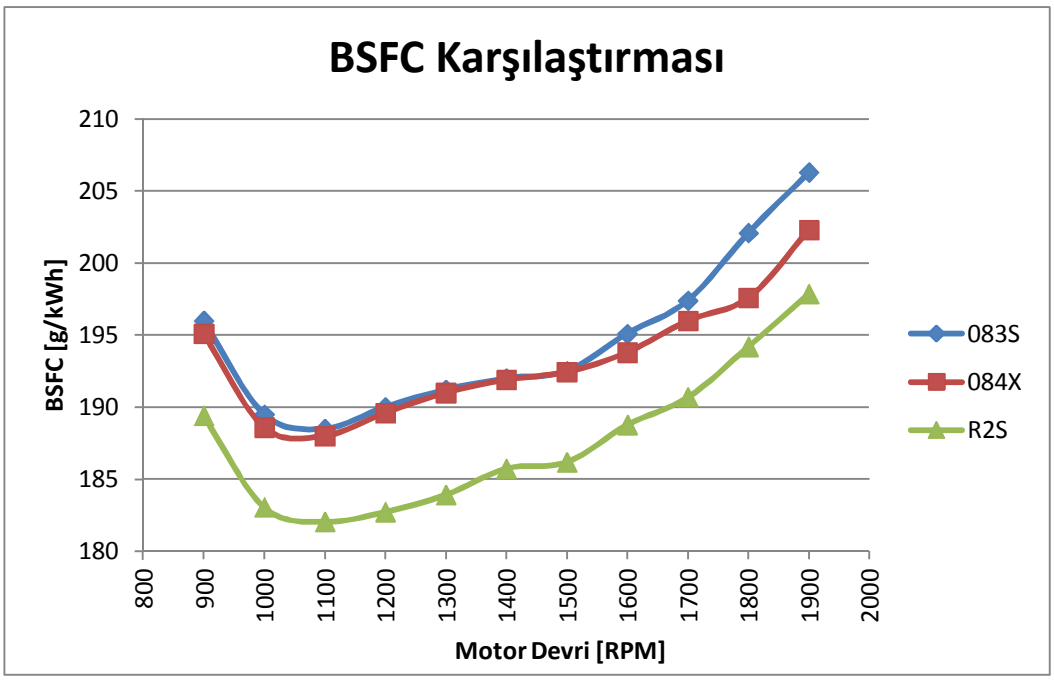
Yapılan çalışmalar sonucunda 12.7 litrelik ağır vasıta aracı motoruna uygun olabilecek turboşarjların performans analizleri yapılmıştır. İki farklı turboşarj konsepti özellikle performans değerleri üzerindeki etkileri, EGR akıtabilme kapasiteleri ve yakıt tüketimindeki etkileri açısından karşılaştırılmıştır.

Tek kademeli sistem paket açısından oldukça avantajlıdır. Araçta çok kısıtlı bir yer olsa dahi yerleştirilmesi mümkündür. Fakat çift kademe sistemde iki turboşarj kullanmak paketleme açısından yer bulma konusunda problem yaratacaktır. İki turboşarj sisteme yerleştirilse dahi bunların birbirlerine olan boru bağlantıları ve araca giriş çıkış kısımları, turboşarjlar arasındaki geçişi sağlayacak valf ve bunun kontrolünü sağlayacak elektrik bağlantıları da düşünülmelidir. Ayrıca her ikisi için yağ beslemesi ve tahliyesi de gerekecektir. Bazı sistemlerde yatak sıcaklıkları çok yüksek çıktığı takdirde ayrıca su soğutmalı yatak ceketleri de kullanılmalıdır. Bu da turboşarjın yatak kısmına su beslemesi ve tahliyesi için su hattı çekilmesini gerektirmektedir. Tek kademeli sistemde de elektrik bağlantıları, yağ giriş çıkışlar ve gerektiği takdirde su giriş çıkışları bulunacaktır ama tabiî ki çift kademeli sistemde olduğunun yarısı kadar sayıda.

Çift kademeli sistem, VGT sistemine kıyasla analiz sonuçlarına göre %3 daha iyi BSFC değeri sağlamaktadır. Bu değer uzun ömür yılına sahip ticari segmentteki bir araç için oldukça kayda değerdir. Bu değeri sağlarken de özellikle VGT turboşarja sahip çift kademeli sistemde neredeyse tüm çalışma devirlerinde sabit bir boost basıncı sağlanmaktadır. Buna ek olarak da egzoz geri basıncı hassas bir şekilde kontrol edilebilmektedir. Böylece istenilen seviyede EGR akıtma kabiliyeti kazandırmaktadır. Buna ek olarak kompresör haritalarında yüksek irtifa limitlerine oldukça uzak konumda çalışılmaktadır. Bu rakımı yüksek yerlerde kullanılacak motorlar için oldukça avantaj sağlamaktadır. Fakat sistemin karmaşıklığı ve maliyeti oldukça yüksektir. Özellikle VGT kullanılan çift kademeli sistem sadece VGT kullanılan tek kademeli sisteme kıyasla kabaca hesaplanırsa iki katına yakın bir

fiyata sahip olacaktır. Sistemin ise karmaşıklığından dolayı servis edilebilirliği oldukça düşüktür

Bundan sonraki çalışmalarda, özellikle kontrol mekanizmaları üzerine çalışılabilir. VGT turboşarjda kanatçıkların nekadar açılıp kapanacağı, bunun geri basınca etkisi vb. konular incelenebilir. İki kademeli mekanizmada da, ortadaki bypass valfinin kontrolü, hangi devir aralıklarında nekadar açılıp nekadar kapanacaktır gibi konular incelenebilir.



Şekil 6.1 : Turboşarjların yakıt performansına etkilerinin karşılaştırması

KAYNAKLAR

[1] **BorgWarner Turbo Systems.** (2011). Turbochargers, *Verlag Moderne Industrie,* Germany.

[2] **Safgönül, B., Soruşbay, C., Arslan, H.E., Ergeneman, M.** (2008). İçten Yanmalı Motorlar, *Birsen Yayınevi,* İstanbul, Türkiye.

[3] **Deniz, O.** (2008). İçten Yanmalı Motorlar Ders Notları, İstanbul, Türkiye.

[4] **Soruşbay, C.** (yb). Internal Combustion Engine Lecture Notes, İstanbul, Türkiye.

[5] **Hiereth, H. ve Prenninger, P.** (2003). Charging the Internal Combustion Engine, SpringerWienNewYork , Vienna, Austria.

[6] **Heywood, J.B.** (1988). Internal Combustion Engine Fundamentals, *McGraw-Hill*, USA.

[7] **Challen, B. ve Baranescu, R.** (1999). Diesel Engine Reference Book, *Butterworth-Heinemann*, USA.

[8] **Capon, G.C. ve Phil, M.** (2004). Turbocharging the Automotive Diesel Engine, United Kingdom.

[9] **Cummins Turbo Technologies.** (2009). Turbocharger Training, CTT Dewas, India.

[10] **Westin, F.** (2005). *Simulation of turbocharged SI-engines with focus on the turbine* (doktora tezi). Adres: kth.diva-portal.org/smash/get/diva2:7928/FULLTEXT01.

[11] **Schreiber, G.** (2005). *Untersuchung von Verbesserung spotentialen hinsichtlich Verbrauch und Drehmoment bei Ottomotoren mit Hilfe 1-dimensionaler Simulationsrechnung* (doktora tezi). Adres: kluedo.ub.uni-kl.de/files/1735/Dissertation_Schreiber.pdf.

[12] **Helvoirt, J. V.** (2007). *Centrifugal Compressor Surge Modeling and Identification for Control* (doktora tezi). Adres: alexandria.tue.nl/extra2/200711650.pdf.

[13] **Schmalzl, H. P.** (2006). *Aufladung von Pkw DI – Ottomotoren mit Abgasturboladern mit variabler Turbinengeometrie* (doktora tezi). Adres: http://www.qucosa.de/fileadmin/data/qucosa/documents/1648/1161446140522-9579.pdf.

[14] **Parlow, E., Sweetland, P. ve Rice, M.** (2010). Multi-Stage Turbocharging System Utilizing VTG Turbine Stage(s), *United States Patent* No: US 2010/0083656 tarih: 08.04.2010

[15] **<** *http://bestsyntheticoil.com/amsoil-synthetic-motor-oil-filter-info/synthetic-petroleum-motor-oil-info/2-stroke-engine-applications-lubrication/* >, alındığı tarih: 20.04.2012.

[16] **<** *http://en.wikipedia.org/wiki/Turbocharger* >, alındığı tarih: 16.04.2012

[17] < *http://www.rc-airplane-advisor.com/model-airplane-engine-cycle.html* >, alındığı tarih: 16.04.2012

[18] < *http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/basic* >, alındığı tarih: 16.04.2012

[19] **Gamma Technologies.** (2009). Engine Performance Tutorials Version 7.0, USA.

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Serkan DAĞLAR

Doğum Yeri ve Tarihi: Eskişehir / 1985

Adres: Şişli / İSTANBUL

E-Posta: serkandaglar@yahoo.com

Lisans: İstanbul Teknik Üniverstitesi / Makine Mühendisliği

Mesleki Deneyim ve Ödüller:

Ford Otosan / Development Engineer 2011 -

Mercedes Benz-Türk AŞ / Design Engineer 2009-2011