

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**3 LT DİZEL MOTORUN ÇİFT KADEMELİ TURBOŞARJ SİSTEMİNDEN TEK
KADEMELİ TURBOŞARJ SİSTEMİNE DÖNÜŞTÜRÜLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Veysel TEKÇE

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

MAYIS 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**3 LT DİZEL MOTORUN ÇİFT KADEMELİ TURBOŞARJ SİSTEMİNDEN TEK
KADEMELİ TURBOŞARJ SİSTEMİNE DÖNÜŞTÜRÜLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Veysel TEKÇE
503111130**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Y. Doç. Dr. Hikmet ARSLAN

MAYIS 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503111130 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Veysel TEKÇE**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**3 LT DİZEL MOTORUN ÇİFT KADEMELİ TURBOŞARJ SİSTEMİNDEN TEK KADEMELİ TURBOŞARJ SİSTEMİNE DÖNÜŞTÜRÜLMESİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Y. Doç. Dr. Hikmet ARSLAN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Y. Doç. Dr. Osman Akın KUTLAR**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Alp Tekin ERGENÇ
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **21 Nisan 2015**
Savunma Tarihi : **14 Mayıs 2015**

Çok Değerli Aileme,

ÖNSÖZ

Bu çalışma boyunca her türlü yardımda bulunan, tecrübelerini ve birikimlerini benimle paylaşıp yol gösteren saygı değer hocam Dr. Hikmet ARSLAN'a ve bütün öğretim hayatım boyunca bilgi birikimlerini sakınmayan tüm hocalarıma şükranlarımı sunarım.

Çalışmaya başladığım ilk günden itibaren bu çalışmanın sonuna gelinceye kadar desteklerini esirgemeyen,engin teknik bilgileri ile tezime katkıda bulunan Ford Otosan Turboşarj ve Egzoz Manifoldu Sistemleri Takım Lideri Sayın Ahmet ERGAN'a, çok değerli çalışma arkadaşım Yüksek Makine Mühendisi Sayın Serkan DAĞLAR'a ve Ömer EREN'e teşekkürü borç bilirim.

Sadece bu süreçte değil tüm hayatım boyunca yanımda bulunan, manen destek olan çok değerli aileme saygı, sevgi ve minnet duygularımı iletmek isterim.

Nisan 2015

Veysel Tekçe
(Makine Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	3
1.2 Literatür Araştırması	3
2. TURBOŞARJ SİSTEMİ, ÇEŞİTLERİ VE SEÇİMİ.....	7
2.1 Turboşarj Sistemi Çalışma Prensibi	8
2.2 Turboşarj Sisteminin Avantaj ve Dezavantajları	10
2.3 Turboşarj Sistemi Elemanları.....	11
2.3.1 Kompresör kısmı.....	12
2.3.2 Türbin kısmı.....	16
2.3.3 Yatak kısmı	17
2.4 Turboşarj Aerodinamik Özellikleri	19
2.5 Turboşarj Çeşitleri.....	20
2.5.1 Tek kademeli tuboşarj sistemi.....	21
2.5.1.1 Sabit geometrili tuboşarj (Fixed geometry, FG)	21
2.5.1.2 Tahliye kapaklı turboşarj (Wastgate).....	22
2.5.1.3 Değişken geometrili türbin (Variable geometry turbine, VGT).....	23
2.5.2 Çift kademeli tuboşarj sistemi.....	24
2.5.2.1 Seri bağlı turboşarj sistemi.....	24
2.5.2.2 Paralel bağlı turboşarj sistemi	26
2.6 Turboşarj Sistemi Seçim İşlemi	27
2.6.1 Analitik yöntemlerle turboşarj sistemi seçimi	28
2.6.2 Bilgisayar programları ile turboşarj sistemi seçimi	31
2.6.3 Dinamometre testleri ile doğrulama.....	33
3. 1 BOYUTLU MOTOR MODELLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI.....	35
3.1 Yeni Tasarlanan Motorun İlk Jenerasyonu	35
3.1.1 İlk sürüm motorun aşırı doldurma sistemi	38
3.1.1.1 Tek turbo modu	39
3.1.1.2 Geçiş modu	39
3.1.1.3 İkili turbo modu	40
3.2 Yeni Tasarlanan Motor İçin Turboşarj Sistemi Seçimi.....	41
3.2.1 Motor verileri ve ön seçim	41
3.2.2 Kompresör seçimi	45
3.2.3 Türbin seçimi	49

3.3 Bir Boyutlu Motor Modellerinin Karşılaştırılması.....	50
3.3.1 Yeni tasarlanan motor için GT-Power analizleri.....	51
3.3.2 İlk sürüm ile yeni tasarlanan motor modellerinin karşılaştırılması.....	52
4. DİNAMOMETRE TESTLERİ İLE DOĞRULAMA	55
4.1 Dinamometre Yapısı.....	55
4.2 Motorun Hazırlanması.....	56
4.3 Motor Testleri.....	58
4.4 Test Sonuçları.....	59
5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	63
KAYNAKLAR.....	67
EKLER.....	69
ÖZGEÇMİŞ.....	81

KISALTMALAR

AF	: Air Flow
AR	: Area Radius
BSFC	: Best Spesific Fuel Consumption
CAC	: Charged Air Cooler
CAE	: Computer Aided Engineering
EGR	: Exhaust Gas Recirculation
ESC	: European Stationary Cycle
ETC	: European Transient Cycle
FF	: Free Floating
FG	: Fixed Geometry
FTP	: Federal Test Procedure
HP	: High Pressure
LP	: Low Pressure
SUV	: Sport Utility Vehicle
TDI	: Turbo Diesel Injection
VGT	: Variable Geometry Turbine
WD	: Wheel Drive
WG	: Wastegate
WHSC	: World Harmonized Stationary Cycle
WHTC	: World Harmonized Transient Cycle

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : İki kademeli aşırı doldurma sistemlerinin karşılaştırılması [15].....	27
Çizelge 3.1 : İlk jenerasyon motorun teknik verileri	37
Çizelge 3.2 : Birinci sürüm motorun turboşarj sistemi özellikleri.....	38
Çizelge 3.3 : Tasarlanacak motorun hedef güç ve tork değerleri	42
Çizelge 3.4 : Temel motor verileri.....	43
Çizelge 3.5 : Turboşarj sistemini etkileyen sınır değerler	44
Çizelge 3.6 : Beş farklı nokta için hesaplanan motor verileri.....	44
Çizelge 3.7 : Önerilen kompresörlerin tasarım özellikleri.....	45

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Alfred Buchi'nin aldığı turboşarj sistemi patent şeması [17].	2
Şekil 1.2 : 2014 ve 2019 yılları itibariyle dünya üzerinde turboşarjlı araç kullanım oranlarının karşılaştırılması [6].	5
Şekil 1.3 : Rulmanlı yatak ile kaymalı yatak sürtünme kayıp karşılaştırılması [7].	6
Şekil 2.1 : Turboşarj sistemi gaz giriş ve çıkış yönleri [18].	8
Şekil 2.2 : Turboşarj sistemi ve gaz akış şeması. [18].	9
Şekil 2.3 : Turboşarj patlatılmış montajı [19].	12
Şekil 2.4 : Kompresör şeması [12].	13
Şekil 2.5 : Kompresör performans karakteristikleri [12].	14
Şekil 2.6 : Kompresör karakteristiklerinin bölgeleri [12].	15
Şekil 2.7 : Radyal akışlı türbin karakteristikleri [12].	17
Şekil 2.8 : Su soğutmalı turboşarj gövdesi [13].	18
Şekil 2.9 : Turboşarjda kullanılan kaymalı yatak ve rulmanlı yatak [14].	19
Şekil 2.10 : Kompresör ve türbin salyangozu A-R oranı [20].	20
Şekil 2.11 : Honeywell firmasının portföyündeki turboşarjlar [21].	21
Şekil 2.12 : Sabit geometrili turboşarjın kesit resmi.	22
Şekil 2.13 : Tahliye kapaklı turboşarj.	22
Şekil 2.14 : Türbin kanatçıklarının kapalı (a) ve açık (b) konumları [22].	23
Şekil 2.15 : Tek kademeli ve çift kademeli sistem fiyat karşılaştırması.	24
Şekil 2.16 : Seri bağlı turboşarj sisteminin motor ile bağlantıları ve düşük/yüksek hızlarda çalışma prensibi [15].	25
Şekil 2.17 : Paralel bağlı turboşarj sisteminin motor ile bağlantıları ve düşük/yüksek hızlarda çalışma prensibi [15].	26
Şekil 2.18 : Turboşarj sistem seçim basamakları.	27
Şekil 2.19 : Aşırı doldurmalı motor sistem şeması.	29
Şekil 2.20 : 6 silindirli turboşarjlı GT-Power motor modeli	32
Şekil 2.21 : Turboşarj eşleştirmede kullanılan girdi parametre seçenekleri [4].	32
Şekil 3.1 : Dördüncü nesil Range Rover [23].	35
Şekil 3.2 : Motorun ilk jenerasyonunun tork ve güç eğrileri.	36
Şekil 3.3 : Çift turboşarj sisteminin motor üzerindeki konumları.	38
Şekil 3.4 : Tek turbo modunda çalışma sistemi	39
Şekil 3.5 : İkili turbo moduna geçiş süreci.	40
Şekil 3.6 : İkili Turbo modu.	40
Şekil 3.7 : Kompresör haritaları	41
Şekil 3.8 : Tasarlanacak motor güç ve tork eğrileri.	43
Şekil 3.9 : A(56) T46 AR056 Kompresör haritası.	46
Şekil 3.10 : A(60) T51 AR060 Kompresör haritası.	46
Şekil 3.11 : B (56) T48 AR060 Kompresör haritası.	47
Şekil 3.12 : B (60) T51 AR060 Kompresör haritası.	47
Şekil 3.13 : C (56) T57 AR 056 Kompresör haritası.	48

Şekil 3.14 : C (60) T47 AR051 Kompresör haritası	48
Şekil 3.15 : T(47) T84 AR093 Türbin Haritası	49
Şekil 3.16 : Tork eğrilerinin karşılaştırılması.	51
Şekil 3.17 : Özgül yakıt tüketim değerlerinin karşılaştırılması.	52
Şekil 3.18 : Yeni ve eski motorun tork eğrilerinin karşılaştırılması.	53
Şekil 3.19 : Yeni ve eski motorun özgül yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması.	53
Şekil 4.1 : Dinamometre test düzeneği [26]	54
Şekil 4.2 : Palet üzerine yerleştirilmiş ve enstrümente edilmiş motor	55
Şekil 4.3 : Motor torkların karşılaştırılması.	58
Şekil 4.4 : Özgül yakıt tüketim değerlerinin karşılaştırılması.	59
Şekil A.1 : Doldurma basıncı	68
Şekil A.2 : Türbin giriş basıncı	68
Şekil A.3 : Türbin giriş sıcaklığı	69
Şekil A.4 : Hava debisi	69
Şekil A.5 : Kompresör çıkış sıcaklığı	70
Şekil A.6 : Kompresör verimi	70
Şekil A.7 : Şaft hızı	71
Şekil A.8 : A T51 kompresörü ile motor çalışma noktaları	71
Şekil A.9 : B T51 kompresörü ile motor çalışma noktaları	72
Şekil A.10 : C T57 kompresörü ile motor çalışma noktaları	72
Şekil B.1 : Yeni ve eski motorun doldurma basınçlarının karşılaştırılması	73
Şekil B.2 : Yeni ve eski motorun hava debilerinin karşılaştırılması	73
Şekil B.3 : Yeni ve eski motorun kompresör verimlerinin karşılaştırılması	74
Şekil B.4 : Yeni ve eski motorun turboşarj şaft hızlarının karşılaştırılması	74
Şekil C.1 : Doldurma basınçlarının karşılaştırılması	75
Şekil C.2 : Hava debilerinin karşılaştırılması	75
Şekil C.3 : Türbin giriş basınçlarının karşılaştırılması	76
Şekil C.4 : Türbin giriş sıcaklıklarının karşılaştırılması	76
Şekil C.5 : Seçilen Turboşarjın kompresör haritası ve motor çalışma eğrisi	77
Şekil C.6 : Kompresör verimlerinin karşılaştırması	77

3 LT DİZEL MOTORUN ÇİFT KADEMELİ TURBOŞARJ SİSTEMİNDEN TEK KADEMELİ TURBOŞARJ SİSTEMİNE DÖNÜŞTÜRÜLMESİ

ÖZET

Otomotiv sektörünü zorlayan ve gelişmesine katkı sağlayan rekabet, maliyet, regülasyon, homologasyon ve müşteri kısıtlamaları her geçen gün artış göstermektedir. İşte bu yüzden içten yanmalı motorlarda gerek performans artışı gerekse yakıt tüketimini azaltmak için yapılan araştırma-geliştirme çalışmaları günümüzde de tüm hızıyla devam etmektedir. Otomotiv endüstrisi daha az yakıtle çalışan motor üzerinde çalışırken, yakıt tüketimini belirleyen önemli faktörlerden biri olan araç ağırlığını azaltma arayışlarına devam etmektedir. Otomobil üreticilerinin yakıt ekonomisini iyileştirmenin yanında emisyonu da azaltmak için araç ağırlığını düşürmelerine yardımcı olan aşırı doldurma sistemini portföylerine dahil etmişlerdir.

1925 yılında ilk defa başarılı bir şekilde içten yanmalı motora uygulanan ve %40 verim artışı sağlayan turboşarj sistemi, günümüzde binek araçların vazgeçilmez bir parçası olmuştur. Turboşarj sistemi başlı başına gelişim göstermiş ve ek üniteler ile verimleri daha yüksek seviyelere çıkarılmıştır. Motordan daha da yüksek verim alınması istendiği durumlarda ise çift kademeli turboşarj sistemleri geliştirilmiş ve motorun yanında kendisine ayrı bir yer edinmiştir.

Çift kademeli turboşarj sistemi turbo gecikmesini azaltması ve yüksek güç sağlaması gibi avantajlarının yanında dezavantajları da vardır. Karışık paket yapısına ve kontrol sistemine sahip olması, tek turboya göre maliyetinin ve basınç kayıplarının yüksek olması; aynı motor için güvenilir ve basit yapıda olan tek kademeli turboşarj sisteminin daha tercih edilir olmasına yol açmıştır.

Bu tez kapsamında çift turboşarj sistemine sahip olan motorun yeni versiyonu, motor maliyetini azaltmak için performans değerlerini koruyacak şekilde tek kademeli turboşarj sistemine dönüştürülmüştür. Ayrıca, motor performans çıkış değerlerini (tork ve güç) sabit tutarak özellikle yakıt tüketimi ve emisyon değerlerinin iyileştirilmesi amaçlanmıştır. Tezde ele alınan motorun önceki versiyonu mevcut olduğu için; silindir hacmi, güç ve tork değerleri motor eski sürümü göz önüne alınarak hedef değerler belirlenmiştir.

Bu çalışmada turboşarj sisteminin çalışma sistemine ve çeşitlerine değinerek bir motor için turboşarj sistemi nasıl seçildiği adım adım anlatılmıştır. Daha sonra analitik yöntemlerle belirlenen üç kompresör, 1D motor performans simülasyon yazılımı kullanılarak motor ile eşleşen en iyi turboşarj seçilmiştir. Yeni ve eski motorun tek boyutlu analiz sonuçları karşılaştırılarak performans değerlerindeki değişim tartışılmıştır. Müşteri profili göz önüne alınarak yapılan araştırmalara göre en çok kullanılan devir aralığında kompresör veriminin arttığı gözlemlenmiştir. Sayısal yöntemlerle belirlenen yeni turboşarj sistemi özgül yakıt tüketimini %0,9 düşürdüğü ve maliyeti %30 azalttığı müşahade edilmiş ve yapılan testler ile bu hesaplamalar doğrulanmıştır. Yeni turboşarj sisteminde su soğutmalı shaft gövdesi ve

kaymalı yatak yerine rulmanlı yatak kullanılması turbo tepki süresini ve yakıt tüketimi azaltan önemli faktörlerdir.

Tez kapsamında yapılan son çalışma ise seçilen turboşarj sisteminin dinamometre testleri ile doğrulanmasıdır. Son bölümde motor dinamometresinin yapısından, prototip motorun teste hazırlık sürecinden ve yapılan motor testlerinden bahsedilmiştir ve turboşarj seçiminin doğruluğu tartışılmıştır.

INVESTIGATION AND OPTIMIZATION OF THE ENGINE PARAMETERS WHEN SWITCHING TO SINGLE TURBOCHARGER FROM BI- TURBOCHARGER IN THE 3L V6 ENGINE

SUMMARY

Competition, cost, regulation, homologation and customer demand that cause to develop and force the automotive industry have been dramatically raised. Therefore the research and development studies on the engine performance improvement, fuel economy and weight reduction are proceed by the engineers till present time. Automotive industry searches the lightweight vehicles and aims to reduce the fuel consumption. All manufacturers have the turbocharged cars in their portfolio due to the benefit on the fuel economy and low emission levels.

Turbocharger, which was applied to the internal combustion engines in 1925 firstly and obtained 40% increase in the efficiency of the engine, is an essential part of today engine. Turbocharger system has been developed from the day it was invented and now it works more efficiently with additional unites. If more power is needed from the same volume engine, then two-stage turbocharger system, which requires a special place on the package, are available in the market. A compact charging assembly with two turbochargers enables charge pressures (absolute) up to 3.8 bar.

Parallel sequential turbocharging system was also designed for the old version of the engine in hand because of the need high power. The boosting system is combination of a primary turbocharger and a secondary turbocharger with gas flow directed to the secondary turbocharger via a valve that is integrated to its turbine housing. Working principle of the parallel sequential turbocharging system consist of 3 modes: single turbo mode, transition turbo mode and bi-turbo mode. Only right hand side primary variable geometry turbocharger spins until 2500 rpm engine speed and insufficient boost problem is eliminated from the system by providing that turbo achieves boost set point pressure all the time by varying turbo vanes according to amount of air flow. After the stated engine revolution is passed, secondary turbocharger becomes active slowly and support to primary turbocharger in order to achieve boost set pressure point. After the transition stage is passed and secondary turbocharger increased and leveled its boost pressure with primary, both of the turbochargers spins and deliver single flow to the intercooler.

Primary turbocharger (VGT) is working all the time and secondary turbocharger (FG) is only activated on at high engine speeds. Boost discontinuity is felt when mono-turbo switching to bi-turbo. Charged air streams are mixed in the intercooler at constant pressure. Before mixing, pressure must be regulated on the secondary side using compressor control and recirculation valves.

Two stage-boosting systems have also disadvantages beside its advantages like reducing turbo lag and providing more power. It is hard to package and control two stage boosting system, it has high cost and pressure loss in regards to a single

turbocharger. Therefore, more reliable and simple turbocharger was preferred for the new developed engine.

Single turbocharger system was targeted in order to reduce cost and weight mainly by preserving the engine performance of the old generation engine. The engine parameters like torque and power were kept same and improvement on the fuel consumption and emission were also aimed. The single turbocharger engine's installation space requirement is smaller than two stage boosting system with the same power output. Since there exists an old version of the engine, the geometric and performance values were based on it.

Matching study of a turbocharger is one of the most critical phases of the whole turbocharger selection process in terms of performance of part and also engine. Firstly, it is important to understand the working principle of turbocharger and types of it. For that reason that information were given beside the selection process of a turbocharger for an engine in the thesis. Three steps of turbocharger selection are simple analytic method, elimination with 1D engine performance analysis software and verification with dyno test. In addition, the vehicle application, which the engine will be applied to should be determined before beginning of matching process of turbocharger since the application of vehicle, is the main parameter that can be very crucial in the phase of generation of power and torque curves and also turbocharger matching process.

As a start of matching, basic analytical calculations were performed and elimination of the turbochargers between the portfolios of the suppliers were made. This preliminary matching process gave an idea on the frame size of the turbochargers and shortened the next step of the matching process. This provided to reduce the amount of turbocharger combinations to three, which is tried in 1D analysis. The next step is 1D analysis of engine with determined turbocharger combinations. In this stage, an engine model was prepared in engine performance simulation software, GT-Power, with the all components via library of GT-Power software. Maps of wheels that obtained from turbocharger supplier were employed to engine model and then entire model run at full load. Later, engine analysis performed for the selected compressors and turbine and the one which is more suitable for the engine has been determined. As a result of that process, all parameters like power, torques, BSFC, emission controllability, surge and choke margins, compressor outlet and turbine inlet temperature, turbocharger shaft speed were assessed with best matched turbocharger.

The purpose of the study is to determine and select a turbocharger that will provide the same even better engine performance values than the old version. Old version of the engine was also analysed in GT-Power in order to make a proper comparison. The results showed that the compressor efficiency increased in the speed range where the vehicle used by customer effectively. The cost of the turbocharger system reduced 30% and brake specific fuel consumption decreased 0,9% compared to ex-generation of the engine. It is thought that these improvements were achieved by water cooled bearing housing and ball bearing. Ball bearing systems reduce friction compared to plain bearings and improve transient performance of both the turbocharger and engine. One of the reasons getting lower fuel consumption was obtained from ball bearing due to improved turbo efficiency. It also requires lower oil flow compared to plain bearings.

Final step is the validation of the selected turbocharger system via experimental methods. The tests performed in the engine dynamometer and engine performance tests

done. It is important to correlate between the analysis results and real test results due to have competency.

All in all, the study guides to generate an efficient, cheap, durable and high performance turbocharger system for a sport utility car (SUV) which is 3L and 600 Nm.

1. GİRİŞ

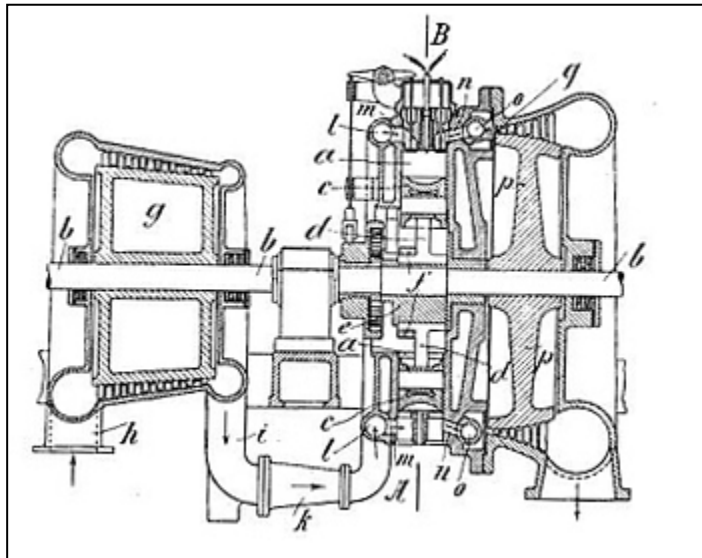
İçten yanmalı motorların icadıyla beraber bu motorlardan alınan verim ve gücünü arttırmaya yönelik çalışmalar günümüzde de devam etmektedir. Bu çalışmalardan bir tanesi; 1885 ve 1896 yıllarında Gottlieb ve Rudolf Diesel motor gücünü arttırmak ve yakıt tüketimini azaltmak için emme havasını sıkıştırmayı incelemeleridir. Emme havasını sıkıştırmak yani aşırı doldurma uygulaması ile silindir içerisine daha fazla hava alınarak, daha fazla yakıtın yanması sağlanmakta ve motor gücünde önemli bir artış elde edilmektedir.

Silindire giren havayı sıkıştırmak iki yol ile mümkün olmaktadır; bir tanesi mekanik yolla yani motor krankından alınan güçle ve diğeri de egzoz gazını kullanarak tahrik edilen bir kompresördür. Mekanik aşırı doldurma sistemine süperşarj, egzoz gazı ile aşırı doldurma sistemine turboşarj denilmektedir. Mekanik aşırı doldurma sistemi %10 verim kaybına sebep olduğu için otomotiv endüstrisinde turboşarj sistemi kadar yaygın kullanılmamaktadır.

İçten yanmalı motorlarda kullanılan yakıt enerjisinin yaklaşık üçte birinden mekanik güç elde edilirken üçte birlik kısmı da egzoz gazı ile dışarı atılmaktadır. Egzozdan faydasız olarak atılan egzoz gazı enerjisiyle bir türbin çarkı tahrik edilmektedir. Türbin tarafından aynı mile bağlanan, ayrı bir muhafaza içerisindeki kompresör taze havayı emmekte, sıkıştırmakta ve atmosfer basıncı üzerindeki basınçta silindirlere göndermektedir. Bu şekilde normal emişli bir motora göre %50'ye varan güç artışları sağlanabilmektedir. Turboşarjlı motorlarda birim güç maliyetinin daha az olması nedeniyle otomotiv endüstrisi dahil geniş uygulama alanı vardır [1].

Deniz seviyesinden yükseklerle çıkıldıkça atmosfer basıncı düştüğünden normal emişli motorun gücü de düşer. Deniz seviyesinden her 1000 m yükseğe çıktıkça, çekiş gücünün %10'u kaybolur. Turbosarj sistemine sahip motorlarda güç düşmesi söz konusu değildir. Çünkü motora alınan hava türbin tarafından devamlı basınçlı olarak temin edilmektedir.

Günümüzdeki otomobillerde vazgeçilmez hale gelen turboşarj sisteminin tarihçesi içten yanmalı motorlar kadar eskidir. 1905'te İsviçreli bilim adamı Alfred Buchi egzoz gazını kullanan ilk turboşarj ünitesinin patentini almış ve 1925 yılında turboşarj sistemini üreterek %40 oranında güç artışı sağlamıştır. Turboşarj sisteminin otomotiv endustrisine girmesi bu başarı ile başlamıştır. 1962 yılında ilk seri üretim turboşarjlı otomobil Chevrolet Corvair Monza ve onu takip eden Oldsmobile F85 Jetfire'dır. Avrupa'da seri olarak üretilen turboşarjlı otomobil BMW 2002 ise 1973 de banttan çıkmıştır. 1984 yılında turboşarj üreticisi Garrett ara soğutucu geliştirerek turboşarjın performansını arttırmıştır. Çift kademeli turboşarj sistemine sahip Porsche 959 ise 1986 yılında üretilmiştir. Fiat Croma TDI 1993 yılında değişken geometrili turboşarjla donatılmıştır. Bu turboşarj sistemi düşük motor devirlerinde turbonun verimini önemli oranda arttırıyordu [16].



Şekil 1.1 : Alfred Buchi'nin aldığı turboşarj sistemi patent şeması [17].

Turboşarj sistemindeki gelişim bütün hızıyla günümüzde devam etmekte ve sistemin dezavantajları giderilmeye çalışılmaktadır. Bu tez kapsamında yeni geliştirilen bir motordan azami performans sağlayacak bir turboşarj sistemi seçme ve seçimi doğrulama üzerinde durulacaktır. Birinci bölümde turboşarj sisteminin tarihçesinden, literatür araştırmasından ve tezin amacından bahsedilmiştir.

Çalışmanın ikinci bölümünde turboşarj sisteminin çalışma prensibi, elemanları ve çeşitleri anlatılmıştır. İlerleyen kısımlarda ise analitik yöntemlerle, bilgisayar modellemesi ile turboşarj sistemi nasıl seçildiğinin üzerinde durulmuştur.

Üçüncü bölüm, yeni geliştirilen motorun önceki versiyonunu ve motorun aşırı doldurma sistemi açıklamaktadır. Ayrıca yeni tasarlanan motor parametreleri ve hedef değerleri bu bölümde verilmektedir. Analitik hesaplamalar sonucu geriye kalan turboşarjlar tek boyutlu modelleme programı GT-Power da analiz edilerek motor için en uygun olan turboşarj belirlenmiştir. Yeni geliştirilen motor için seçilen turboşarj önceki versiyonu ile karşılaştırılarak motorda ne kadar iyileşme olduğu tartışılmıştır.

Tezin dördüncü bölümünde ise dinamometre test düzeneği, teste hazırlık süreci ve yeni geliştirilen motorun dinamometrede yapılan testleri anlatılıp tek boyutlu modelleme ile yapılan seçimin doğruluğu araştırılmıştır.

1.1 Tezin Amacı

6 silindirli 3 litre silindir hacmine sahip bir dizel motorun ilk sürümünde çift kademeli turboşarj sistemi mevcuttur. Aynı motorun yeni geliştirilen sürümünde tek kademeli değişken geometrili turboşarj sistemi kullanılarak motor performans çıkış değerlerini (tork ve güç) aynı tutarak özellikle yakıt tüketimini, emisyon, hava debisi, hava yakıt oranı, vb. değerlerinin iyileştirilmesi amaçlanmaktadır.

Tek kademeli turboşarj sistemine geçişteki en büyük etkenlerden bir tanesi de maliyeti düşürmektir. Bunun yanında motor ağırlığının azalma, karmaşık motor paketinin ortadan kaldırılması, basınç kayıplarında azalma, çift kademeli turboşarj sistemine göre basit kontrol sistemi elde edilecektir.

1.2 Literatür Araştırması

İçten yanmalı motorlara turboşarj sistemi eşleme motor geliştirmek de önemli bir yere sahiptir. Çünkü hem katı emisyon kurallarını sağlamada hem de yakıt ekonomisi ve özgül gücü arttırma gibi müşteri isteklerini karşılamada etkili bir motor parçasıdır. Değişken geometrili turboşarj sistemi, çift kademeli turboşarj ve egzoz gazı ile çalışan motor (turbocompound) gibi ileri düzey aşırı doldurma sistemleri yoğun bir simülasyon ve motor dinamometresinde donanım testlerine ihtiyaç duyar. Egzoz gazı ile çalışan ağır yük motoru üzerinde yakıt ekonomisindeki potansiyeli değerlendirmek için GT-Power da simülasyonlar yapılmıştır. Nominal güç ve torkta umut vadeditici sonuçlar elde edilirken, kısmi yüklerde sonuçlar çok ümit vadeditici

değildir. Daha sonrasında ise alışılmış dışında tasarlanan motor testleri ile analiz sonuçları doğrulanmıştır. [2]

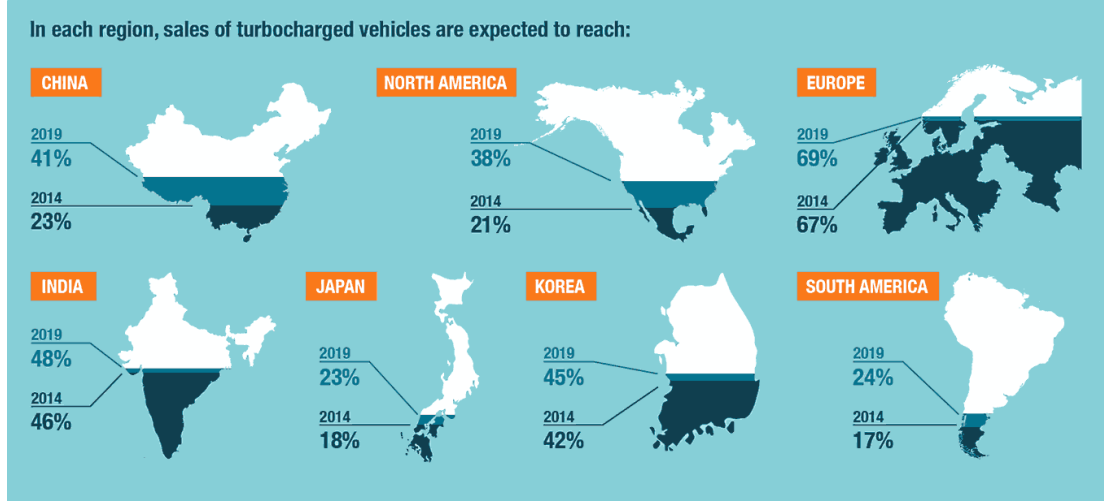
Geçtiğimiz yıllarda benzinli motorlarda hacim küçültülmesi sırasında yapılan çalışmalar geleneksel turboşarjların tasarım limitlerini açığa çıkardı. Burada dikkate alınan parametreler alt uç torku, geçici tepki ve kısmi yük verimidir. Düşük motor hızlarında yüksek ortalama efektif basıncı turboşarj tasarımcılarını yeni doldurma düzenleri üzerinde araştırma yapmaya zorlamıştır. Benzinli motorlarda kullanılan turboşarjlar gözden geçirilerek kompresör ve türbin kademesinin aerodinamik düzeni tekrar tanımlandı. Bu şekilde özellikle düşük hızlardaki toplam turbo verimi arttırabilir ve mekanik ataletin önemli oranda azaltılmasıyla da motor geçici tepkisinde ciddi anlamda iyileşme elde edilmektedir [3].

Motor ile turboşarj sistemi eşleme, bir boyutlu motor modelleme ile başarılı bir şekilde yapılabilir. Kompresör ve türbin karakteristik haritalarını kullanarak klasik yarı kararlı yaklaşım takip edilir. Bir çok durumda, turboşarjın sınırlı çalışma alanı vardır ve turboşarj performas haritalarının ekstrapolasyonu için matematiksel teknikler ticari yazılımlarla istifade edilir hale gelmiştir [4].

Turboşarj tekniği hem dizel motorlarda hem de benzinli motorlarda performansı arttırmak ve hacmi küçültmek için yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Test tesislerinde yapılan deneysel çalışmalar, motor-turboşarj eşleşimini iyileştirmek için bir çok veri sağlamaktadır. Otomotiv endüstrisinde kullanılan motorları test etmek için hazırlanan tesislerde daimi ve geçici rejimde; bütün motor sistemi veya alt sistemler (emme veya egzoz sistemleri) deneysel olarak incelenebilmektedir. Tek boyutlu modelleme ile daimi rejimdeki türbin performans haritasını tahmin etmek için numerik yöntem kullanılmaktadır. Donanım üzerinden ölçülen lineer ve açısal boyutlar tek boyutlu model üzerinde şematize edilir. Daha sonra aygıtı oluşturan parçalardaki sabit ve dönen kanallar içerisinde tek boyutlu akış denklemleri çözülür. Bütün akış kayıpları model içerisinde dikkatli bir şekilde dahil edilir. Tek boyutlu motor simülasyon modelinin doğruluğunu arttırmak için harita bazlı yaklaşım aygıt üzerindeki her bir parçayı şematize eden boru sırası ile düzeltilmiştir [5].

Gelecek 5 yıl boyunca üretilen 200 milyondan fazla aracın turboşarj sistemine sahip olacağı edilmektedir. 2019 yılı itibariyle üretilen araçların %43'ü turboşarj sistemi ile donatılması, 49 milyon turboşarjlı araç satılması, 12 milyon dolar kazanç sağlanması

düşünülmektedir. Aşağıdaki resimde 2014 yılında satılan turboşarjlı araç sayısı ve 2019 da ulaşması tahmin edilen araç sayısı bölgelere göre ayrımı görülmektedir.

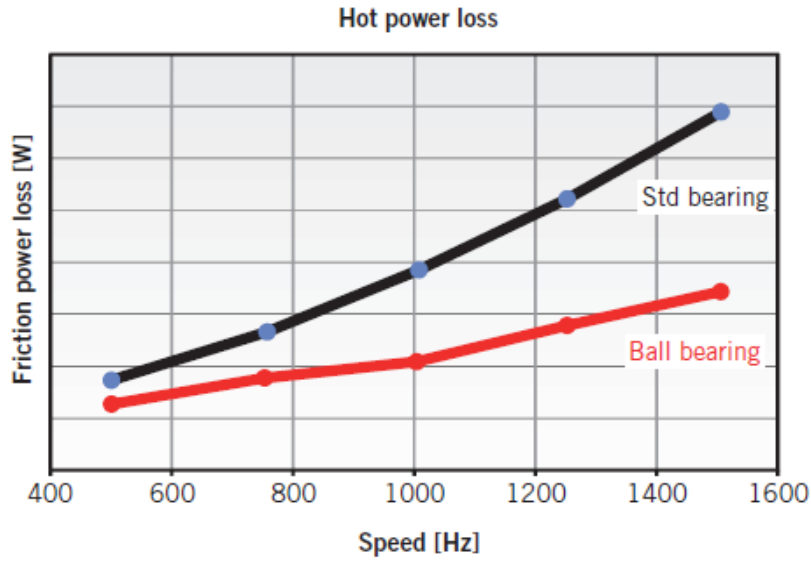


Şekil 1.2 : 2014 ve 2019 yılları itibariyle dünya üzerinde turboşarjlı araç kullanım oranlarının karşılaştırılması [6].

Dünyanın en hızlı büyüyen otomotiv marketi Çin’de 2014 yılında %23 olan turboşarjlı araç sayısı 2019 yılı itibariyle %41’e yükseleceği düşünülmektedir. Bu oran Kuzey Amerika marketi için %21’den %38’e, Avrupa marketi için %67’den %69’a, Hindistan marketi için %46’dan %48’e, Japonya marketi için %18’den %23’e yükselmesi tahmin edilmektedir [6].

Dünya üzerinde motor üreticileri eş zamanlı olarak performans iyileştirilmesi ve salınım gazlarının azaltılması isteği ile yüzleşmektedir. Bu talepleri başarmak için bir çok yol vardır ama araştırmacılar en iyi yolun verim artışı olduğunda uzlaşmaktadır. Turboşarj açısından ise son yıllara kadar yatak sistemi değişmeden aynı kalmıştır. Rotor dinamiği üzerinde son günlerdeki analitik gelişim bu alanda bir potansiyel açığa çıkarmıştır. İmalatçı portföylerinde, kaymalı yatakların yanında düşük sürtünmeli rulmanlı yataklarda turboşarj sistemine dahil edilmiştir. Aşağıdaki resimde standart yatak ile rulmanlı yatak arasındaki sürtünme kaybını gösteren grafik görülmektedir.

Rulmanlı yatak çalışma sıcaklığında sistem sürtünmeleri içinde %50 iyileşme sağlarken yakıt tüketiminde de %2,5 azalma elde edilmiştir. Aynı zamanda turbo geçikmesi olarak bilinen turboşarjın geç devreye girmesinde 1500 devirde %41, 1000 devirde %69 indirgeme sağlanmıştır. Yakıt ekonomisinin yanında NO_x salınımında %8, HC emisyonunda da %9 azalma gözlemlenmiştir [7].



Şekil 1.3 : Rulmanlı yatak ile kaymalı yatak sürtünme kayıp karşılaştırılması [7].

Tek boyutlu simulasyon araçları üzerinde değişikliğe gidilerek turboşarj optimizasyonu yapılabilmektedir. Fiktif bir kompresör haritası ile birlikte farklı boyutlardaki radyal türbin için performans haritalarını ölçeklenmesi önerilmiştir. Kompresör performans haritaları kompresör çevresel hızına bağlıdır ve özgül güçle verimde bu hız ile tahmin edilmektedir. Optimizasyonun ilk kademesinde kompresörün kararsız çalışma ve şok bölgelerine girmesinden sakınılmalıdır. Türbin ve kompresör çapında iyileştirme yapıldıktan sonra hususi kompresör seçilmiş olur. Önerilen method ile değişken geometrili türbin için dahi en iyi çözümü sunmaktadır [8].

2. TURBOŞARJ SİSTEMİ, ÇEŞİTLERİ VE SEÇİMİ

Bir motordan alınabilecek gücü arttırma yollarından biri, silindire gönderilen hava yakıt karışımının arttırılmasıdır ki bu da iki şekilde mümkün olmaktadır. Birincisi motor hacmini arttırmak ve diğeri de süperşarj/turboşarj ile silindir iç basıncını arttırmaktır. Birinci yöntem sonucunda tüketilen yakıt miktarı ve motor boyutu/ağırlığı artar, bu istenilen bir özellik değildir. İkinci yöntem ile silindire gönderilen hava miktarı arttırılarak güç artışı sağlamaktır, Denklem 2.3 bu ilişkiyi daha iyi açıklamaktadır.

$$Tork = P \times A \times L \quad (2.1)$$

$$Güç = T \times V(\text{motor hızı}) \quad (2.2)$$

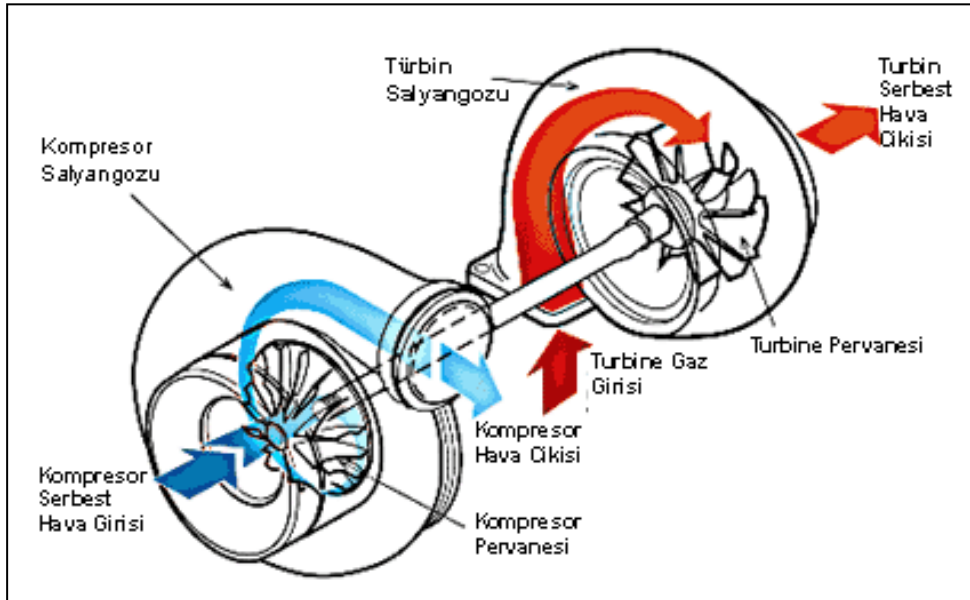
$$Güç = P \times A \times L \times V(\text{motor hızı}) \quad (2.3)$$

Sabit motor devri için güç artışı piston alanı (A) ve stroğu (L) yükseltilerek sağlanabilir ama bu da yakıt tüketiminin ve emisyon değerlerinin artmasıyla sonuçlanacaktır. Diğer taraftan süperşarj/turboşarj sistemiyle güç artışı sağlandığında yakıt tüketimi azalır, emisyon değerleri düşer. Bu aynı zamanda aynı gücü veren daha küçük hacimli motorların üretilmesi anlamına da gelmektedir [9].

İçten yanmalı motorun normal çalışma prensibinde, pistonun pozitif yer değiştirmesi sonucu silindir içine hava dolar ve bu hava sıkıştırılarak yanmada kullanılır. Silindir içine gönderilen hava miktarı ne kadar çok olursa üretilen güçte o oranda yüksek olur. Süperşarj tekniği silindir içine giren hava miktarını arttırmaya yönelik bir uygulamadır. Bu teknikte atmosferden çekilen hava bir kompresör vasıtası ile sıkıştırılır ve normal emişli bir motora göre silindir içerisine daha fazla hava verilmiş olur. Sonuç olarak silindir içerisinde mevcut olan yakıtın yakılan miktarı artar ve böylece motor hacmi büyümeden daha fazla güç sağlanmış olur. Süperşarj tekniğinde kullanılan kompresör gücünü motordan almaktadır, yani süperşarj motor tahrikiye çalışmaktadır.

2.1 Turboşarj Sistemi Çalışma Prensibi

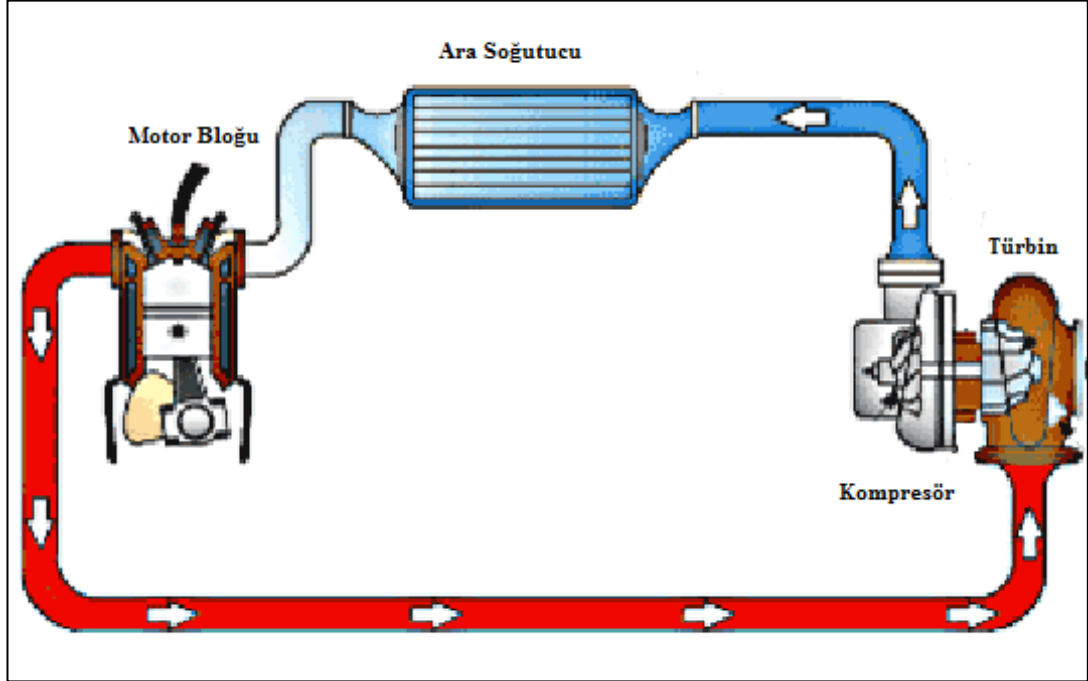
Turboşarj da aynı süperşarj gibi silindir içine gönderilen hava miktarını arttırmaya yönelik bir uygulamadır. Aralarındaki fark ise kompresörün farklı şekilde tahrik edilmesidir. Turboşarj gücünü motordan değil, egzoz gazının enerjisinden alır. Turboşarjda aynı şafta bağlı kompresör ve türbin olmak üzere iki tane çark bulunmaktadır. Egzoz tarafında bulunan türbin egzoz gazının dışarı çıkma basıncı ile dönmeye başlar ve aynı mil yardımıyla da kompresör çarkını döndürür. Şekil 2.1 de kompresör ve türbin arasındaki etkileşim, gaz giriş ve çıkış yönleri gösterilmektedir. Sonuç olarak emme tarafında bulunan kompresörden çıkan hava basınçlandırılmış ve silindir içine atmosfer basıncının üzerinde hava verilmiş olur.



Şekil 2.1 : Turboşarj sistemi gaz giriş ve çıkış yönleri [18].

Turboşarj çalışma sistemi aşağıdaki şekilde sembolize edilmiştir. Yanma odasında patlayan hava-yakıt karışımı, egzoz gazına dönüşerek egzoz supabından egzoz manifolduna doğru itilir. Manifoldu geçip türbin salyangozuna giren gazın basıncı ile türbin çarkı döner. Türbin basınçlı gazla dolduğu andan itibaren ters yöndeki kompresör çarkı da şafttan aldığı mekanik tahrikle dönmeye başlar. Dönen kompresör çarkı salyangoz girişinde emme kuvveti oluşturur. Emilen hava kompresörde sıkıştırıldıktan sonra silindir içine değil, ara soğutucuya gönderilir. Buradaki amaç kompresörde sıkışma sonucu sıcaklığı artan gazı soğutmak ve yoğunluğunu arttırmaktır. Bu sayede yanma odasında yanan gazın içerisindeki oksijen miktarı daha fazla olup yanma verimi artacaktır. Son olarak soğutucudan

ıkan gaz yanmak üzere motorun silindirine gönderilir. Yanma odasına giren basıncılı hava yakıtla birlikte ateşlenir ve çevrim tamamlanmış olur.



şekil 2.2 : Turboşarj sistemi ve gaz akış şeması [18].

Turboşarj sistemi ile motor, doğal emişli sistemden aşırı doldurmalı sisteme dönüşür ve motor performansı artar. Dolayısıyla turboşarj sisteminin motor üzerindeki en önemli katkısı performans ve yakıt tüketime olan olumlu etkisidir. Doğal emişli bir motor ile aşırı doldurmalı motor karşılaştırıldığında şu temel farklar açığa çıkar.

- Motor ağırlığı
- Yakıt tüketime
- Egzoz emisyonu
- Yüksek rakım performansı
- Gürültü

Turboşarj sistemi motorun güç yoğunluğunu arttırdığı için motor ağırlığında ciddi iyileşme görülmektedir. Aynı ge sahip doğal emişli sistemli bir motor ile aşırı doldurma sistemli bir motor arasında ciddi miktarda ağırlık farkı vardır. Mesela, 4,3 L hacme sahip 210 kg ağırlığında doğal emişli motorun verdiği performans değerleri 1,9 L hacimli 90 kg ağırlığında aşırı doldurmalı bir motor ile elde edilebilmektedir[10]. Daha küçük motor, daha az ağırlık demektir ki aracın daha az

yük taşınması anlamına gelir. Küçük motor yüzey alanları daha küçük olacağı için sürtünmeye harcanan enerji daha az olacaktır ve bu da motordan daha iyi verim almayı sağlayacaktır.

Doğal emişli motorda egzoz gazıyla dışarı atılan egzoz enerjisi, turboşarj sistemiyle sisteme kazandırılmasıyla ilave bir verim artışı sağlanır. Aşırı doldurma ile motora daha fazla hava gönderdiği için yakıtın yanması daha kolay, düzgün ve temiz olur. Bunun yanında yanma odasına gönderilen temiz havanın kütleli olarak doğal emişli sistemden daha fazla olması yanma verimini azami seviyeye çekmektedir. Yanma veriminin artması ise yakıt ekonomisine olumlu katkı sağlamaktadır. Günümüzde yakıt tüketimini azaltmaya yönelik çalışmalar yoğun bir şekilde devam etmektedir.

Yanma veriminin artmasıyla daha küçük hacimli motordan daha fazla güç elde edilmesinin yanında egzoz gazı emisyon seviyelerinin de azalmasına katkı sağlamaktadır. Egzoz emisyon değerlerinin belli standartlarda tutulmasının yasal zorunluluk haline gelmesi, motorların bu değerleri tutturabilmesi için turboşarj kullanılması en kolay yollardan birisidir. Günümüzdeki turboşarjlı dizel motorlar diğer motorlara göre %50 daha az NO_x ve CO₂ emisyonu üretir [18].

Doğal emişli motorlar yüksek rakıma çıktıklarında oksijen seviyesinin düşmesinden dolayı performans kaybına maruz kalırlar. Aşırı doldurmalı sistemde ise herhangi bir performans kaybı yaşanmaz. Çünkü hava miktarı azaldıkça egzoz gazı sıcaklığı/enerjisi artar ve türbin gücünün artmasıyla da azalan hava miktarı dengelenmiş olur. Bu şekilde turboşarj sistemi sayesinde yüksek irtifalarda güçten düşme yaşanmaz [10].

Aşırı doldurma sistemli motorların doğal emişli olanlara göre daha küçük olması motorun daha az gürültülü çalışmasına olanak sağlar. Çünkü ses kaynaklarının yüzey alanlar büyük motorlara göre daha azdır.

2.2 Turboşarj Sisteminin Avantaj ve Dezavantajları

Turboşarj sisteminin avantajları şu şekilde sıralanabilir:

- Aynı motor hacmine sahip doğal emişli motora göre daha fazla güç elde edilir, yani motorun güç-ağırlık oranı artar.
- Yakıt tüketiminin azaltılmasına yardımcı olur.

- Motordan güç almadığı için daha yüksek verime sahiptir.
- Egzoz gazından aldığı enerji ile egzoz türbini hareket ettirdiği için daha az egzoz gürültüsü meydana gelir, yani daha sessiz çalışır.
- Düşük seviyede egzoz emisyonu oluşur.
- Belli sıcaklıklarda hava motora alındığı için parçaların ömrü daha uzun olur.

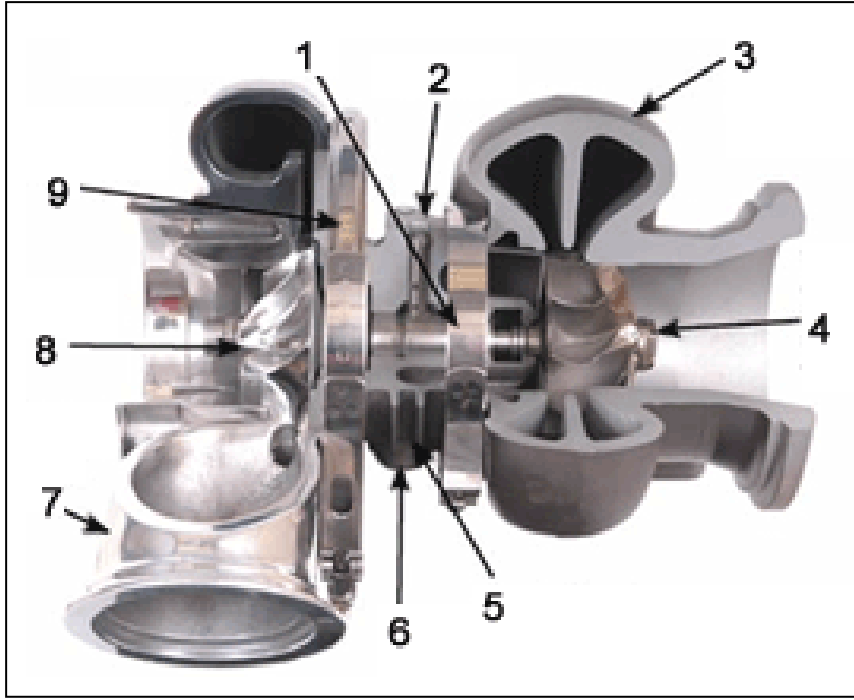
Turboşarjın avantajlarının yanında dezavantajları da bulunmaktadır. Turboşarj kullanılması durumunda açığa çıkan problem ve dezavantajlar şu şekilde açıklanabilir:

İlk sorun, turboşarjın kompresör tarafından çıkan basınçlı havanın motor isteklerine hemen cevap vermemesidir. Turboşarjın türbin kademesine gelen egzoz gazlarının enerjisi motor devrinin yanısıra yüküne de bağlı olduğundan motor ani olarak yüklenip de fazla havaya ihtiyacı olduğu zaman turboşarj aynı hızla hızlanarak gerekli havayı temin edemez.

Bir diğer sorun ise yüksek irtifada meydana gelmektedir. Dağlık bölgelerde motorlu taşıtlar irtifa değiştirilir. Bu sırada motorun emdiği havanın yoğunluğu değişmekte ve kompresör yükü azalmaktadır, sonuç olarak turbodoldurucu aşırı derecede hızlanmaktadır. Bu güçlükleri yenmek için turboşarj sistemine ek olarak çeşitli kontrol düzenekleri eklenir [11].

2.3 Turboşarj Sistemi Elemanları

Turboşarj sistemi 3 ana bölümden oluşmaktadır, bunlar kompresör kısmı, türbin kısmı ve yatak bölgesidir. Türbin kısmı, türbin çarkından ve çarkı muhafaza eden salyangozdan; kompresör kısmı da benzer şekilde kompresör çarkından ve çarkı muhafaza eden salyangozdan oluşmaktadır. Yatak kısmı ise, iki çarkın bir birine güç aktarımı sağlayan mil ve bu mili yataklama sistemini muhafaza eden bir yataklama gövdesinden oluşmaktadır. Turboşarjın şaftını yağlamak için gövde kısmına yağ besleme ve yağ drenaj boruları bağlanmıştır. Şaftı yağlamak için motor yağı kullanılmaktadır. Aşağıdaki şekilde geleneksel turboşarjın kesidi üzerinde turboşarjı oluşturan ana parçalar görülmektedir. Bu ana elemanlara ek olarak tahliye subabı, güvenlik subabı, türbin kanatçıkları, subap ve elektronik veya hidrolik kanatçık kontrol üniteleri gibi donanımlar da turboşarj sisteminde bulunabilmektedir.



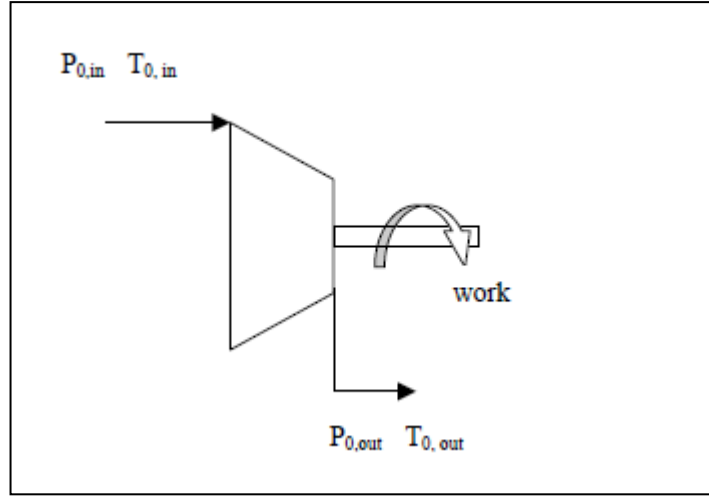
Şekil 2.3 : Turboşarj patlatılmış montajı [19].

Şekilde, 1 turboşarj şaft yatağını, 2 yağ besleme girişini, 3 türbin muhafazasını, 4 türbin çarkını, 5 yatak gövdesini, 6 yağ drenaj çıkışı, 7 kompresör muhafazasını, 8 kompresör çarkını, 9 kompresör çarkı baskı plakasını göstermektedir.

2.3.1 Kompresör kısmı

Atmosferden havayı emip basınçlandırarak motora basan kompresör üç temel parçadan oluşmaktadır. Kompresör çarkı, difüzör ve salyangoz basınç artışının gerçekleştiği bahsedilen üç temel bölgedir. Şafttan aldığı güçle çark havayı pompalar ve basınç artışı meydana gelir. Kompresör çarkından çıkan gaz difüzöre ve sonrasında salyangoza gelerek akış yavaşlatılarak basınç biraz daha yükselir. Kompresöre aksenal yönde giren hava radyal doğrultuda kompresörü terk eder. Sıkıştırma sırasında sürtünmeler dolayısıyla gaz sıcaklığı da artar. Kompresör kayıplarının %11'lik kısmı çarkta, %7'lik kısmı difüzörde ve % 4'lük kısmı ise salyangozda meydana gelir. Bu da maksimum kompresör veriminin % 78 civarında olduğu anlamına gelir [12].

Otomotiv endüstrisinde kullanılan turboşarj sisteminde yaygın olarak radyal tip kompresör bulunmaktadır. Radyal kompresörlerin haricinde pistonlu, döner kanatlı, vida ve roots tipi kompresörlerde özellikle süperşarj sistemlerinde bulunabilir. Aşağıdaki şekilde kompresörün şematik gösterimi görülmektedir.



Şekil 2.4 : Kompresör şeması [12].

Kompresör için 4 temel performans parametresi vardır, bunlar şu şekilde sıralanabilir:

- Basınç oranı
- Verim
- Debi
- Şaft hızı

Basınç oranı kompresörün çıkışındaki mutlak hava basıncının, kompresör girişindeki mutlak hava basıncına oranıdır ve aşağıdaki denklem ile tanımlanır.

$$P_{basınç\ oranı} = \frac{P_{komp\ çıkış}}{P_{komp\ giriş}} \quad (2.4)$$

Kompresör verimi, kompresörün sıkıştırma süresindeki gerçek işin isentropik koşullardaki işe oranıdır.

$$\eta_{komp} = \frac{W_{isentropik\ komp\ işi}}{W_{komp\ işi}} \quad (2.5)$$

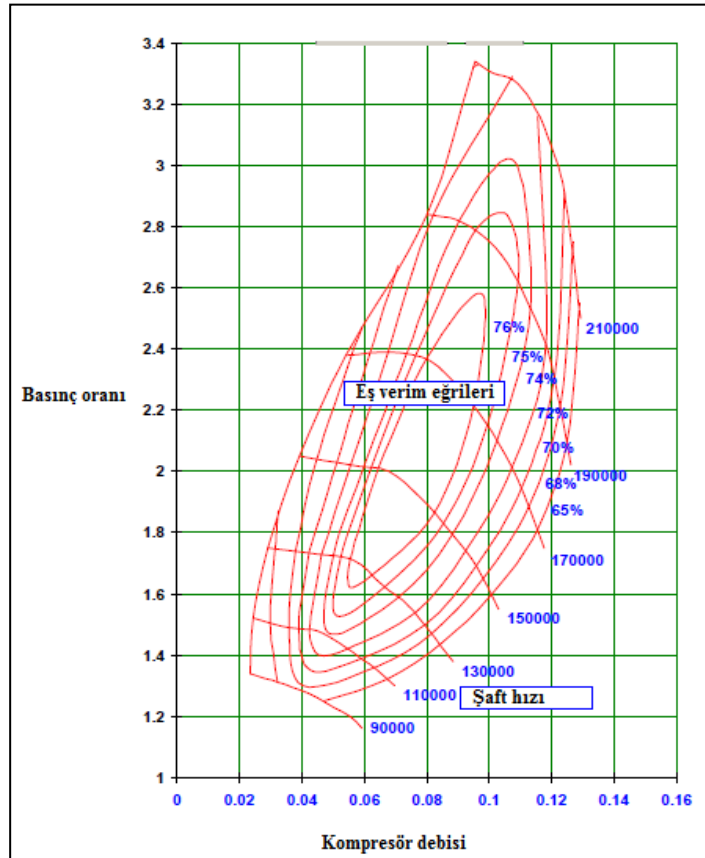
Kompresör akışı aşağıdaki denklemdeki düzeltilmiş debi ile ifade edilir, çünkü her imalatçının kabul ettiği değerler birinden diğerine değişiklik göstermektedir. İmalatçıların yayınladığı değerler arasında anlamlı bir şekilde karşılaştırma yapabilmek için kendilerine mahsus olan koşulları bilmek gerekir.

$$\dot{m}_{düzeltmiş} = \left[\frac{\dot{m}_{fiziksel} \times \sqrt{T_{0, giriş}}}{P_{0, giriş}} \right] \times \left[\frac{P_{standart}}{\sqrt{T_{standart}}} \right] \quad (2.6)$$

Kompresör şaft hızı da debisi gibi aşağıdaki denklem ile düzenlenir.

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

Yukarıda anlatılan dört parametre kompresör performans karakteristikleri anlamına gelir ve kompresör haritaları bu parametreler ile çizilir. Aşağıdaki şekilde klasik bir kompresör haritası görülmektedir.



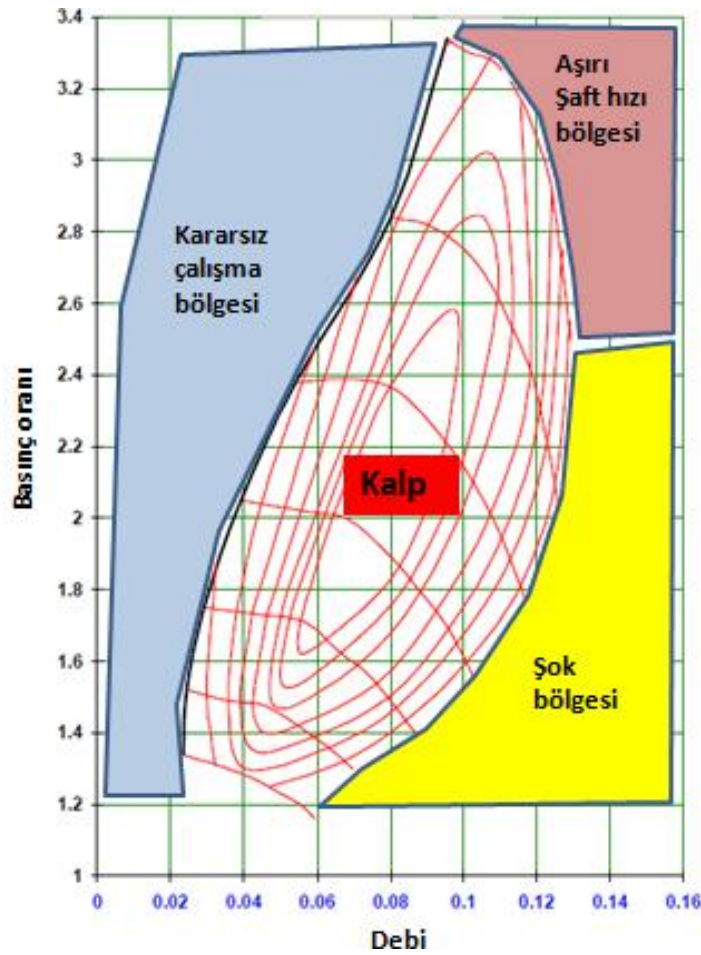
Şekil 2.5 : Kompresör performans karakteristikleri [12].

Yukarıda gösterilen kompresör haritası 4 ana bölgeye ayrılmaktadır: kalp, kararsız çalışma, şok ve aşırı hız bölgesi. Kompresör devamlı olarak kalp bölgesi diye adlandırılan alan içerisinde çalışması sağlanmalıdır.

Kalp bölgesinin sol tarafı kompresörün kararsız çalıştığı alandır ve bu alanda kompresör debisinde ve basıncında dalgalanma meydana gelir. Kompresörde

meydana gelen dalgalanmadan motor da etkilenir ve motorun kararsız çalışmasına sebep olur. Hafif bir şekilde kararsız çalışma bölgesine girip çıkmak basit manevralar ile kurtarılabilirken, ağır bir şekilde kararsız çalışma gerçekleşirse kompresör ve motor da kalıcı hasara sebep olabilir.

Kalp bölgesinin sağ tarafı şok bölgesi olarak adlandırılır ve kompresörün bu bölge içerisinde çalışmasından da uzak durulmalıdır. Bu bölgedeyken kompresör içerisindeki gaz hızı sonik hıza yaklaşır ve kompresör veriminde hızlı bir düşüş olur. Bu alanda neredeyse yatay olan sabit hız eğrileri dikey hale gelir ve çok az bir debi artışı önemli bir miktarda basınç kaybına sebep olur. Şokta çalışma kompresöre zarar verebileceğinden ve çok verimsiz olduğu için kaçınılması gereken diğer bir bölgedir.



Şekil 2.6 : Kompresör karakteristiklerinin bölgeleri [12].

Şaft hızının artmasıyla kompresör çarkının mekanik gerilmeler ve atalet yükleri de artmaktadır. Aşırı gerilmelerden dolayı kompresör çarkının açılıp patlayacağı bir üst sınır vardır. Kompresör çarkının aşırı hızdan zarar görmemesi için üst sınıra yakın çalıştırılmamalı ve belirli bir pay bırakılmalıdır.

2.3.2 Türbin kısmı

Sıcak egzoz gazının tahrikiyle çalışan türbin, egzoz manifoldu vasıtasıyla motora bağlanmaktadır. Kompresörün tam aksi, akış salyangoza radyal yönde girmekte ve eksenel doğrultuda türbini terk etmektedir. Salyangoz içerisinde gaz ilerledikçe kesit alanın daralmasıyla mutlak hızı artmaktadır. Yüksek hızla türbin çarkına çarpan ve çarkı tahrik eden egzoz gazı enerjisini aktardıktan sonra sıcaklığı ve basıncı düşerek türbini terk eder. Türbin verimi % 68-70 aralığındadır ve basınç kayıplarını azaltmaya yönelik çalışmalar devam etmektedir.

Kompresör kısmında anlatılan kompresör performans parametreleri gibi türbin performans parametreleri vardır ve bunlar da dört tanedir:

- Basınç oranı
- Verim
- Debi
- Şaft hızı

Türbinde gerçekleşen basınç genişlemesi şu formülle hesaplanır:

$$P_{\text{basınç oranı}} = \frac{P_{\text{Türbin giriş}}}{P_{\text{Türbin çıkış}}} \quad (2.8)$$

Türbin isentropik verimi gerçek türbin işinin, isentropik genişleme sırasında gazdan alınabilecek azami işe oranıdır ve şu formülle ifade edilir:

$$\eta_{\text{Türbin}} = \frac{W_{\text{Türbin işi}}}{W_{\text{isentropik türbin işi}}} \quad (2.9)$$

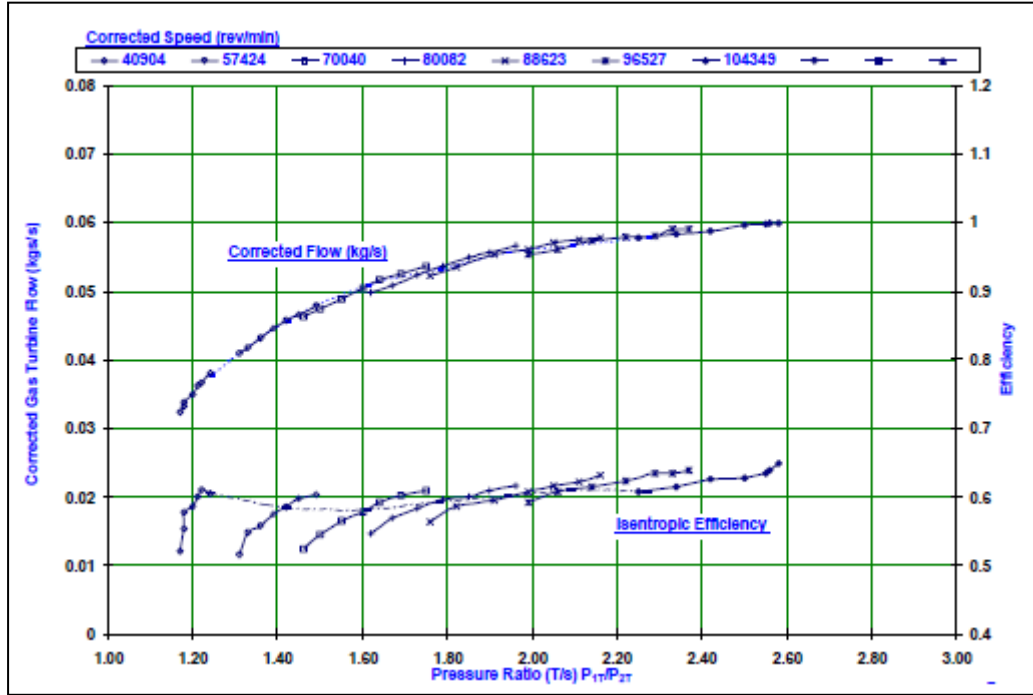
İmalatçılar arasındaki farkı ortadan kaldırmak için türbin debisi aşağıdaki formül ile düzenlenir:

$$\dot{m}_{\text{düzeltilmiş}} = \left[\frac{\dot{m}_{\text{fiziksel}} \times \sqrt{T_{0, \text{giriş}}}}{P_{0, \text{giriş}}} \right] \times \left[\frac{P_{\text{standart}}}{\sqrt{T_{\text{standart}}}} \right] \quad (2.10)$$

Türbin şaft hızı da debisi gibi aşağıdaki denklem ile düzenlenir.

$$N_{\text{düzeltilmiş}} = N_{\text{fiziksel}} \times \sqrt{\frac{T_{\text{standart}}}{T_{0, \text{giriş}}}} \quad (2.11)$$

Yukarıda sıralanan türbin performans parametreleri, genellikle performans karakteristikleri olarak sunulmaktadır. Bu karakteristiklerin formatı türbin tipine (eksenel, radyal ve karışık akışlı) bağlı olarak değişmektedir. Otomotiv endüstrisinde radyal türbinler kullanıldığından türbin karakteristiği iki set veriden oluşur: basınç oranı ile debi ve basınç oranı ile türbin verimi. Aşağıdaki şekilde klasik bir türbin haritası görülmektedir. Kompresör haritasının tersine yatay eksen basınç oranını dikey eksen debi ve verimi göstermektedir.



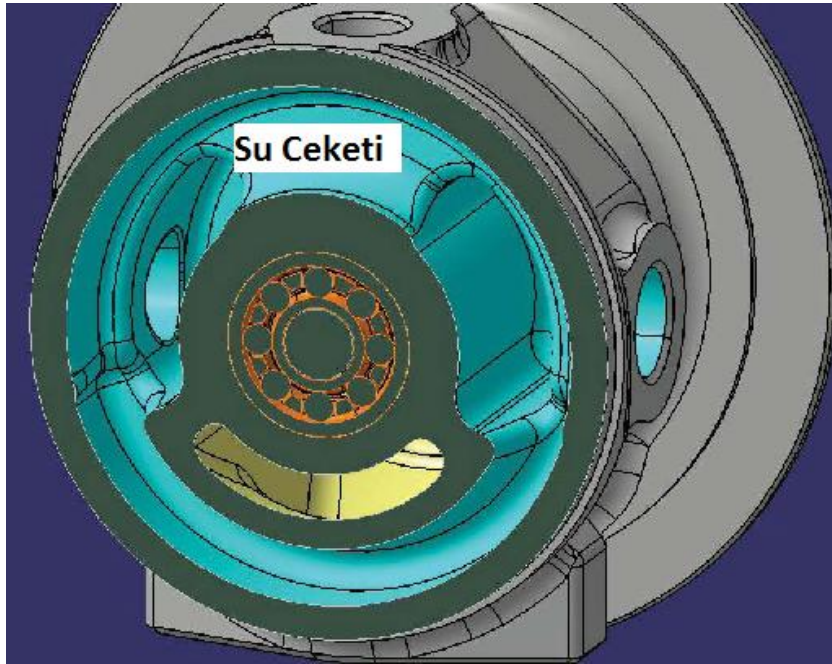
Şekil 2.7 : Radyal akışlı türbin karakteristikleri [12].

Şekil 2.7 de görülen türbin karakteristikleri sabit geometrili türbin içindir. Değişken geometrili türbin olması durumunda türbin girişindeki kanatçıklar ile debi değişeceği için sonsuz sayıda karakteristik ortaya çıkmaktadır.

2.3.3 Yatak kısmı

Turboşarjın temel yapısı Alfred Buchi zamanından beri değiştirilmemiş, mevcut yapılar geliştirilmiştir. Bu temel yapıyı oluşturan parçalardan birisi de türbin ve kompresörü birbirine bağlayan şaft ve şaftı muhafaza eden yuvadır. 300000 d/dk hızlarına kadar çıkan şaftın yataklanması ve aşırı ısınmaya karşı soğutulması gereklidir. Turboşarjlarda genellikle kaymalı yatak mevcuttur ve devamlı olarak motor yağı ile beslenmektedir. Motor yağı turboşarj yatağı içerisinde devir daim yaptığı için aynı zamanda yağlamanın yanında soğutma görevi de yapmaktadır.

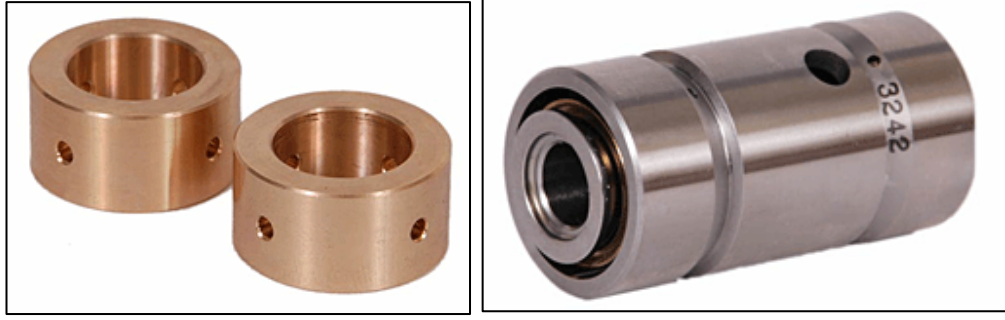
Yüksek şaft hızı sebebiyle oluşan ısı yağ döngüsü ile dışarı atılamadığı takdirde su soğutmalı gövdeler kullanılır. Bu tarz gövdelerde yağ besleme ve drenaj borularına ek olarak soğutma suyu giriş ve çıkış boruları mevcuttur. Şaftı soğutmakta kullanılan su, motor bloğunu ve silindir kafasını soğutmada kullanılan sudur ve su pompası tarafından basınçlandırılır. Su bağlantı boruları uygun bir şekilde tasarlanırsa motor çalışmayı durdurduktan sonra bile su devir daimi devam eder. Bu olaya termal sifon denilmektedir. Aşağıdaki resimde su soğutmalı rulmanlı yataklı turboşarj gövdesinin kesidi görülmektedir. Su ceketı şaft yatağını tamamen sarmaktadır ve yatak içinde oluşan ısı iletim yoluyla suya geçmektedir.



Şekil 2.8 : Su soğutmalı turboşarj gövdesi [13].

Su soğutması mekanik dayanımı artırır ve turboşarjın ömrünü uzatır. Su soğutma prensibinin ana faydası motor durdurduktan sonra ortaya çıkar. Motor kapandıktan sonra egzoz manifoldunda ve türbin yuvasında depolanan ısı şaft yatağına doğru yayılır. Eğer su tesisatı düzgün bir şekilde kurulmazsa oluşan yoğun ısı yatağa ve yağ sızdırmazlık bileziğine zarar verebilir [13].

Kaymalı yataklar uzun zamandan beri turboşarj şaftını yataklamada kullanılmaktadır. Günümüzde ise rulmanlı yatak kartujlarındaki gelişim ile turboşarjlarda kullanılmaya başlanmış ve önemli ölçüde performans artışı sağlamıştır. Aşağıdaki resimde turboşarj gövdesinde kullanılan kaymalı yatak ve rulmanlı yatak görülmektedir. Kaymalı yataktaki yağ ihtiyacı rulmanlı yatağa göre daha fazladır.



Şekil 2.9 : Turboşarjda kullanılan kaymalı yatak ve rulmanlı yatak [14].

Rulmanlı yatak kartuju tek bir gövdeden oluşmaktadır ve içerisindeki bilyalar uç kısımlarında açısız temas halindedir. Öte taraftan kaymalı yatak ise bir set radyal ve aksel yataktan oluşmaktadır. Rulmanlı yatakta temas eden yüzey miktarı daha az olduğu için şaft atalet kuvveti daha çabuk yenilir ve turboşarjın tepkisi %15 oranında daha kısa sürede gerçekleşir. Ayrıca rulmanlı yataktaki enerji tüketimi geleneksel yataklara göre yarı yarıya azalmaktadır. Bunun yanında rulmanlı yataklar daha az yağ döngüsüne ihtiyaç duyar [14].

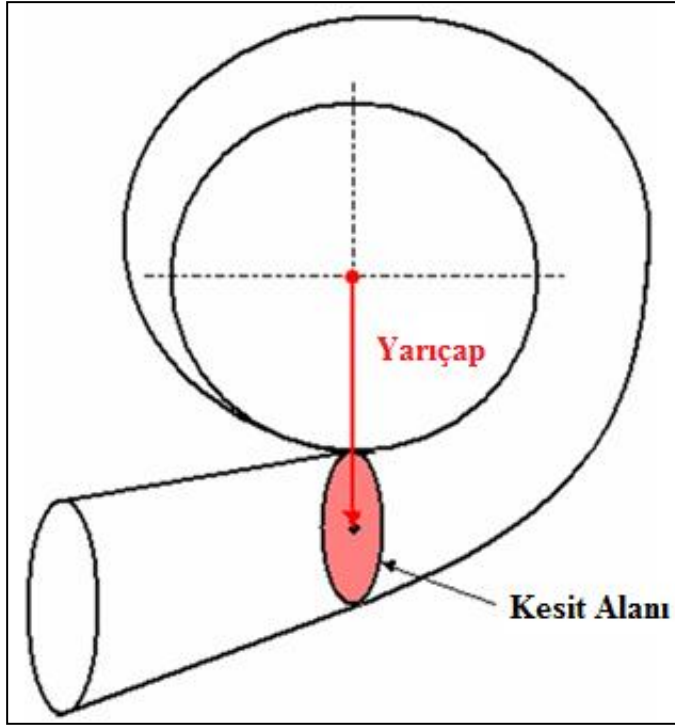
2.4 Turboşarj Aerodinamik Özellikleri

Bir turboşarj sisteminin performansını etkileyen geometrik parametreler; kanat yapısı, çark çapı, trim ve salyangoz A-R oranına bağlı olarak değişmektedir. Bu parametreler hem türbin hem de kompresör tarafı için de geçerlidir.

Turboşarj çarklarının iç ve dış çaplarının kareleri arasındaki oran çarkın trimi olarak tanımlanır. Trim miktarı arttıkça çarktan geçen gazın miktarı artar, azaldıkça da gaz miktarı azalır. Kısacası trim, çarktan geçen gazın kapasitesini ifade eder.

$$Trim = \left(\frac{D_{iç}}{D_{dış}} \right)^2 \quad (2.12)$$

A-R oranı, gaz giriş/çıkış yolundaki herhangi bir kesit alanın, o kesit merkezinin türbin/kompresör merkezine olan uzaklığına olan oranı olarak tanımlanır. Aşağıdaki şekilde görsel olarak bu oran daha iyi anlaşılmaktadır. A-R oranı kompresör ve türbin üzerinde farklı etkilere sahiptir. Kompresör üzerindeki etkisi azdır ve bu yüzden de kompresör yuvası için çok fazla A-R seçeneği yoktur. Düşük doldurma basıncı gerektiren uygulamalarda büyük A-R oranı, yüksek doldurma basınçları için ise daha küçük A-R oranına sahip salyangoz tercih edilir.

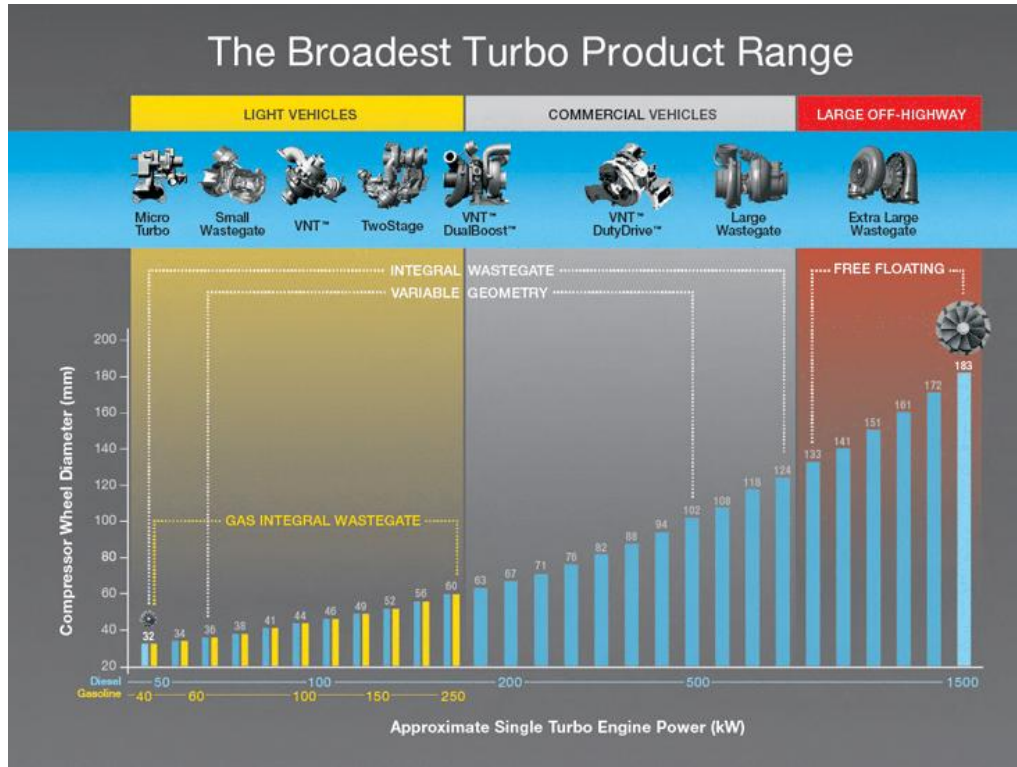


Şekil 2.10 : Kompresör ve türbin salyangozu A-R oranı [20].

A-R oranı türbin kapasitesini ayarlamakta kullanıldığı için türbin performansı A-R oranının değişiminden önemli miktarda etkilenmektedir. Küçük A-R oranına sahip salyangoz, türbin çarkının giriş hızlarını arttıracaktır. Bu düşük motor devirlerinde artan bir türbin gücü sağlar. Fakat, küçük A-R oranı yüzünden akış türbin çarkına teğetsel bir şekilde girdiğinden akış kapasitesini düşürmektedir. Egzoz geri basıncını artırma eğilimi olduğu için de azami motor gücünde de düşüşe sebep olacaktır. Büyük A-R oranı ise egzoz gazının hızını azaltacak ve doldurma basıncının daha geç oluşmasına neden olacaktır. Aynı şekilde büyük A-R oranı ile akış kanatlara radyal yönde girecek ve çarkın akış kapasitesini ve motorun yüksek hızlardaki verimini arttıracaktır [20].

2.5 Turboşarj Çeşitleri

Turboşarj imalatçıları, müşterilerine mikro turbodan ekstra büyüğe kadar geniş bir ürün çeşitliliği sunar. Honeywell firmasının portföyünde mevcut olan turboşarjların çark çapı ve bağlandıkları motor gücünü gösteren grafik Şekil 2.11 de gösterilmektedir. Firmanın ürettiği turboşarjların çark çapı 32-183 mm aralığında değişmekte ve 50-1500 kW aralığında güç üreten (tekil halde) motorda kullanılmaktadır.



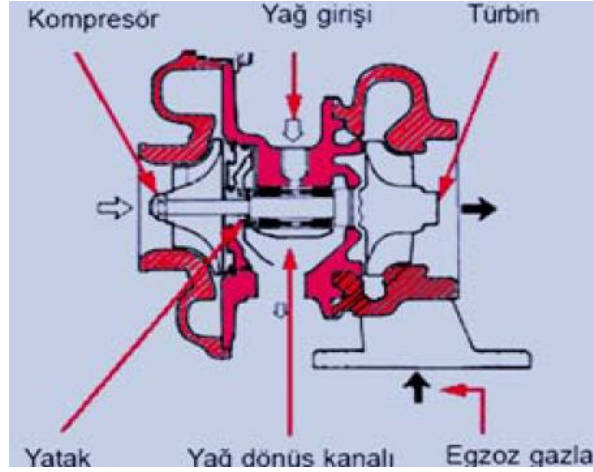
Şekil 2.11 : Honeywell firmasının portföyündeki turboşarjlar [21].

Aşırı doldurma sistemleri tek kademeli ve çift kademeli olarak iki ana sınıfa ayrılır. Tek kademeli aşırı doldurma sisteminde motora tek bir turboşarj takılmakta ve egzoz gazının tamamı bu turboşarj sisteminden geçirilerek doldurma basıncı elde edilmektedir. Tek kademeli aşırı doldurma sisteminin yetersiz kaldığı durumlarda ise çift kademeli aşırı doldurma sistemi kullanılmaktadır. Çift kademeli turboşarj sistemi paralel ve seri olmak üzere iki farklı şekilde motora bağlanmaktadır. Çift kademeli aşırı doldurma sisteminin çalışma prensibi alt bölümlerde ayrıntılı bir şekilde anlatılmıştır.

2.5.1 Tek kademeli turboşarj sistemi

2.5.1.1 Sabit geometrili turboşarj (Fixed geometry, FG)

Sabit geometrili turboşarj sistemi, yukarıda anlatıldığı üzere kompresör, türbin ve yataklama bölümlerinden oluşur ve yanma odasından çıkan bütün egzoz gazı türbinden geçmektedir. Şekil 2.12 de görülen sabit geometrili turboşarjlarda ne türbin kısmının yapısını etkileyecek mekanizmalar, ne de fazla egzoz gazını tahliye edecek subaplar bulunur. Bu durum bazen turboşarj sistemi şaftının aşırı hızlarda dönmesine ve hasar görmesine sebep olabilmektedir.

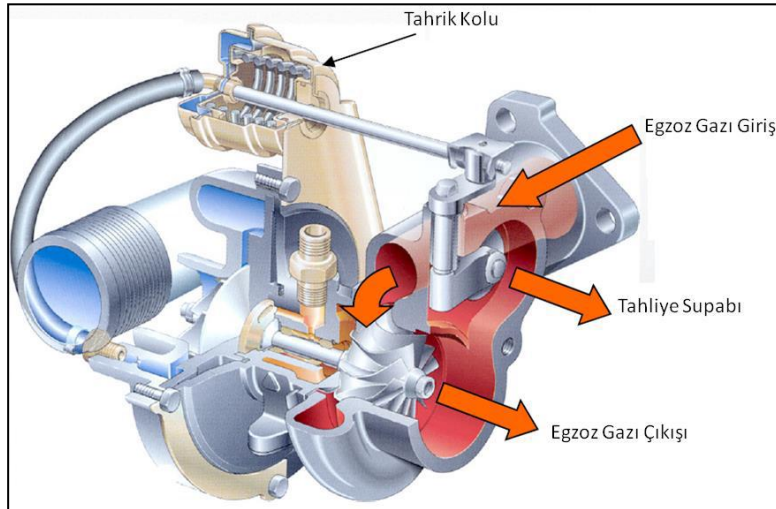


Şekil 2.12 : Sabit geometrili turboşarjın kesit resmi.

Sabit geometrili turboşarjlar sahip oldukları dezavantajları gidermek için üzerinde ek üniteler eklenmiş ve böylece diğer turboşarj çeşitleri meydana gelmiştir.

2.5.1.2 Tahliye kapaklı turboşarj (Wastgate)

Sabit geometrili turboşarjlarda bütün egzoz gazı tek türbinden geçerek atmosfere salınmaktadır. İşte bu da yüksek devirlerde şaft hızının artmasına ve mekanik sınırları zorlamasına sebep olmaktadır. Bu problemi ortadan kaldırmak için fazla basıncı türbine girmeden tahliye edebilecek bir vana ünitesi eklenmiştir. Tahliye kapaklı turboşarj da gaz akış yolları Şekil 2.13'te görülmektedir.



Şekil 2.13 : Tahliye kapaklı turboşarj.

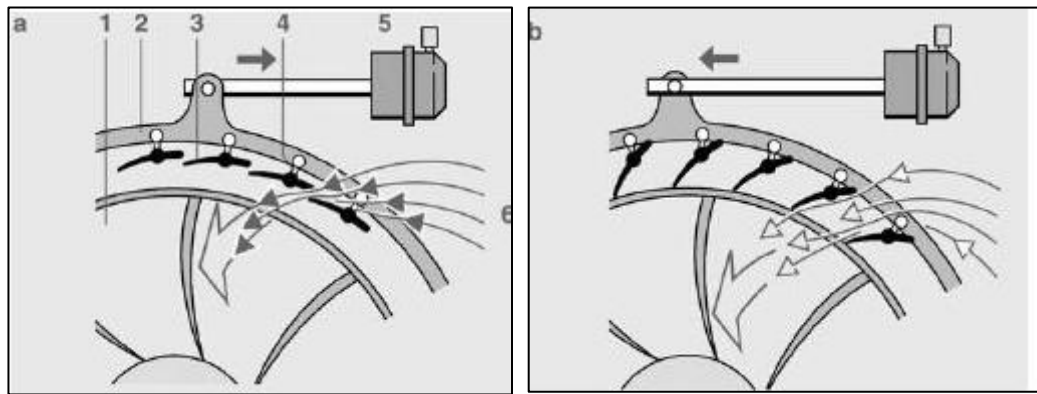
Egzoz gazının basıncı belirlenen seviyeye çıktıktan sonra tahliye kapağı açılmakta ve egzoz gazının bir kısmı türbin çarkını çevirir, geriye kalan kısmı atmosfere atılır. Tahliye kapağının ne zaman açılacağı pnömomatik veya hidrolik sistemle kontrol

edilmektedir. Pnömatik sistemde kontrol, kompresör kısmının basıncı ile sağlanmaktadır. Kompresör çıkışına bağlanan hortum ve türbin girişindeki kapağı açacak olan kol birbirine bağlıdır. Kompresör basıncı belirli bir seviyeye çıkınca hortum vasıtasıyla kol hareket ettirilir ve tahliye kapağı açılarak egzoz gazının bir kısmı tahliye edilir ve kompresör basıncı istenilen seviyede tutulur.

2.5.1.3 Değişken geometrili türbin (Variable geometry turbine, VGT)

Değişken geometrili turboşarjlar, sabit geometrili ve tahliye kapaklı turboşarjlara göre daha verimlidir. Bu tip turboşarjlarda egzoz gazının debisi türbin çarkına gelmeden önce kanakçıklar vasıtasıyla ayarlanmaktadır. Çark öncesinde kesit alanının değişmesi ile egzoz gazının basıncı istenildiği gibi ayarlanabilmektedir. Bu sayede düşük motor hızlarında ve yüksek motor hızlarında daha verimli çalışması sağlanmaktadır.

Değişken geometrili turboşarjlar, dizel motorlar için ana teknolojidir. Tahliye kapaklı turboşarja göre alt uç torkunu iyileştirdiği ve nominal gücünü arttırdığı için değişken geometrili turboşarjlar daha faydalıdır. Değişken geometrili turboşarjda, türbin kanatlarına gelen egzoz gazının hücum açısını değiştiren bir set kanatçık bulunmaktadır. Şekil 2.14'te türbin girişindeki kanatçıkların kapalı ve açık konumları görülmektedir. Düşük devirlerde bu kanatçıkların kapatılmasıyla alt uç torkunu iyileştirmek için türbin gücünü yükseltir. Yüksek devirlerde ise kanatçıkların tamamı açılarak aşırı hız ve basınçtan korunmak için türbin gücünü düşürür.



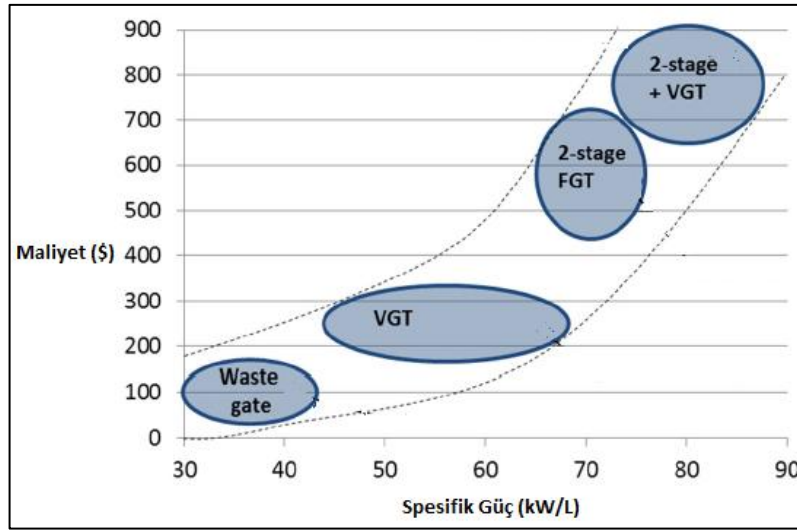
Şekil 2.14 : Türbin kanatçıklarının kapalı (a) ve açık (b) konumları [22].

Değişken geometrili turbşarj sisteminde doldurma basıncı, egzoz geri basıncı, kompresör giriş ve çıkış sıcaklıkları daima izlenmektedir. Bu değerlerdeki herhangi bir hasar araç beyinde sorun kodları oluşturur. Avrupadaki otomobillerde, türbin

kanatçıkları ve doldurma basıncı yardımcı bir motor ile kontrol edilmektedir. Amerika'daki ağır yük kamyonlarında ise bu kanatçıklar hidrolik sistemle veya pnömatik sistemle kontrol edilmektedir.

2.5.2 Çift kademeli turboşarj sistemi

Bir motorda birden fazla turboşarj sistemi kullanılması mümkündür ve günümüz motorlarının bir kısmında çift kademeli turboşarj sistemi mevcuttur. Çift kademeli turboşarj kullanma ihtiyacı aynı hacim motordan daha fazla güç gereksinimi olduğu zamanlarda ortaya çıkmaktadır. Tek kademe veya çift kademeli turboşarj sistemi kullanılması motor güç yoğunluğuna bakılarak karar verilebilir. 66 kW/L güç yoğunluğuna kadar değişken geometrili turboşarj ile kabul edilebilir alt uç torku elde edilebilir. Ancak 66 kW/L'den daha yüksek güç yoğunluğu için çift kademeli turboşarj sistemi kullanılması gerekir. Motor güç yoğunluğuna göre seri veya paralel bağlanan turboşarj sistemleriyle motordan alınan performans arttırılmaktadır. Çift kademeli sistemin getirdiği güç artışının yanında fiyat artışı bir dezavantaj olarak karşımıza çıkmaktadır. Aşağıdaki şekilde tek ve çift kademeli aşırı doldurma sistemleri fiyat karşılaştırılması görülmektedir. Çift kademeli sistemde iki adet turboşarj, bağlantı boruları ve vanalar ekstra maliyet getirmektedir.

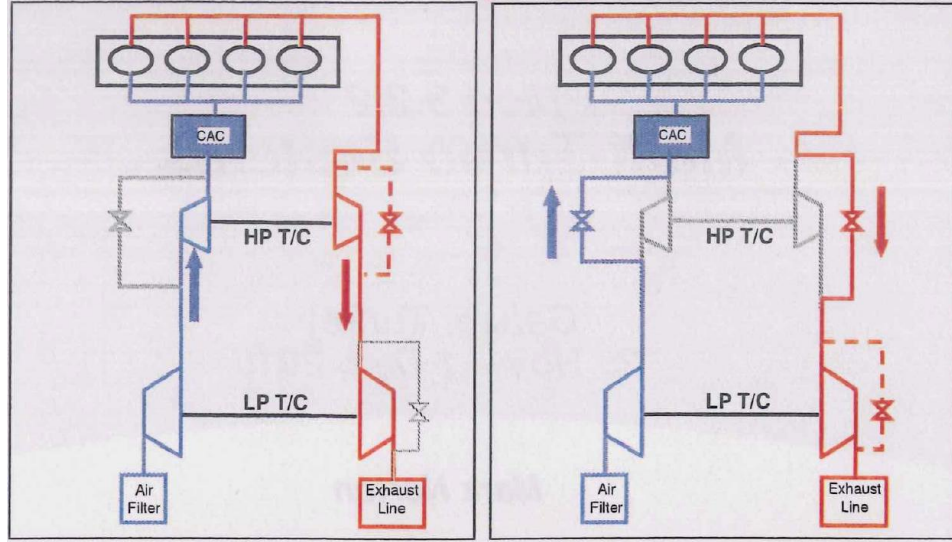


Şekil 2.15 : Tek kademeli ve çift kademeli sistem fiyat karşılaştırması.

2.5.2.1 Seri bağlı turboşarj sistemi

Genelde bir adet küçük değişken geometrili turboşarj ile nispeten daha büyük sabit geometrili/tahliye kapaklı bir turboşarjın seri bağlanmasıyla çift kademeli turboşarj sistemi oluşturulur. Küçük olan turboşarj yüksek basınç türbini ve kompresörünü,

büyük olan turboşarj ise düşük basınç türbin ve kompresörünü oluşturur. Düşük hızlarda iken her iki turboşarj da devrededir ve işin büyük bir kısmını yüksek basınç turboşarj sistemi yapar. Yüksek motor hızlarında ise küçük turboşarj devre dışı bırakılarak motor ihtiyacı olan doldurma basıncı sadece düşük basınç turboşarj sistemi tarafından sağlanır. Şekil 2.16 da seri bağlı turboşarj sisteminin çalışma prensibi şematize edilmiştir.

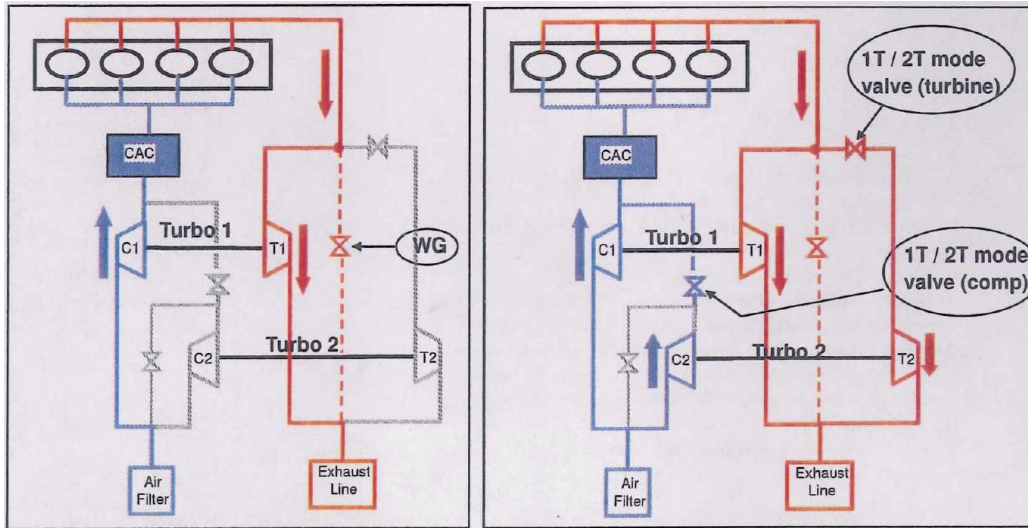


Şekil 2.16 : Seri bağlı turboşarj sisteminin motor ile bağlantıları ve düşük/yüksek hızlarda çalışma prensibi [15].

Düşük motor devirlerinde valf tamamen kapalı olup, egzoz gazı tamamen yüksek basınç türbinine girmektedir. Basılan hava da tamamen yüksek 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 kademesinde sabit geometrili türbin yerine değişken geometrili turboşarj kullanılırsa bu özellikler daha da iyileşecektir. Egzoz gazı yüksek basınç türbinden çıktıktan sonra daha büyük olan düşük basınç türbinine girmektedir. Burada son kez genişletildikten sonra egzoz sistemine gitmektedir. Yüksek devirlere çıktıkça egzoz gazının debisi de artmaktadır. Yüksek basınç türbinin kapasitesi yetmediği seviyede aradaki valf kontrollü bir şekilde açılarak egzoz gazının bir kısmı direkt olarak büyük turboşarja akıtılmaktadır. Devir arttıkça valfin açıklığı da artırılarak akıtılan gaz miktarı artırılır. Bu şekilde yapılan iş tamamen düşük basınç türbine geçmekte, yüksek basınç kademesi sistemden çıkarılmaktadır. Bu şekilde motorun tüm çalışma noktalarında maksimum gücü artırılmaktadır.

2.5.2.2 Paralel bağılı turboşarj sistemi

Paralel bağılı turboşarj sistemleri ise birden fazla turboşarjın paralel şekilde bağlanması ile meydana gelir. Turboşarj sistemlerinin paralel bağılı olduğu aşırı doldurma sistemleri genelde V-motorlarda her iki tarafa birer adet olacak şekilde tasarlanır. Buradaki turboşarj sistemleri sabit geometrili veya değişken geometrili olabilir. Paralel bağılı turboşarj sisteminde turboşarj sistemlerinden biri daima çalışırken diğeri tespit edilmiş bir motor devrinin üzerine çıkıldığında devreye girmektedir ve bu turboşarj sisteminin devreye alınması bir adet vana ile kontrol edilmektedir. Şekil 2.17 de turboşarj sistemlerinin yerleşimi ve devreye alma durumları görülmektedir. Belirlenen devrin üzerinde ikinci turboşarj sisteminin de devreye girmesiyle turboşarj sistemleri birlikte çalışır ve birlikte ürettikleri doldurma basıncı artar. Bu sayede yüksek devirlerde istenilen silindir iç basınçlarına ulaşılır.



Şekil 2.17 : Paralel bağılı turboşarj sisteminin motor ile bağlantıları ve düşük/yüksek hızlarda çalışma prensibi [15].

Aşağıdaki çizelgede paralel ve seri bağılı turboşarj sistemlerinin karşılaştırılması yapılmıştır. Çift kademeli sistemin paralel veya seri bağılı aşırı doldurma sistemi olmasına aşağıdaki çizelgedeki parametrelere bakılarak karar verilebilir. Örneğin seri ve paralel sistem ayrımı güç yoğunluğuna bakılarak yapılabilir. 70 kW/L güç yoğunluğu altındaki sistemler için paralel, bu değerin üstündeki motorlar için seri aşırı doldurma sistemi kullanılabilir. Aynı şekilde paralel bağılı turboşarj sistemini paketlemek, V düzene sahip motorlar için daha kolay olması da bir tercih sebebi olabilir. Seri bağılı iki kademeli turboşarj sistemini kontrol etmek kolayken, paralel bağılı turboşarj sistemini kontrol etmek daha zordur.

Çizelge 2.2 : İki kademeli aşırı doldurma sistemlerinin karşılaştırılması [15].

	Seri Bağlı Sistem	Paralel Bağlı Sistem
Performans	>70 kW/L	<70 kW/L
Çalışma prensibi	Düşük hızda iki turboşarj aktif Yüksek hızlarda tek turboşarj aktif	Düşük hızda tek turboşarj aktif Yüksek hızlarda iki turboşarj aktif
Turboşarj çeşidi	WG + WG VGT + WG	VGT + FF
Valfler	Türbin by-pass Kompresör by-pass	Kompresör yeniden dolaşım valfi Kompresör kapatma valfi
Geçiş	Doldurma basıncında kayıp yok Basit kontrol	Doldurma basıncında kayıp var Hassas kontrol
Sıralı motorda paketleme	Kolay	Zor
V-motorda paketleme	Zor	Kolay

2.6 Turboşarj Sistemi Seçim İşlemi

Bir motora aşırı doldurma sistemi belirleme sırasında üç temel adım vardır. Birincisi aşırı doldurma sistemini analitik yöntemlerle ve tahminlere dayandırarak belirlemek, ikincisi tek boyutlu bilgisayar yazılımları ile motorun modellenmesiyle yapılacak analizler ile seçimi tamamlamak. Üçüncü ve son adımda ise prototip motor üzerine turboşarj sistemi bağlanarak, performans testleri koşulmasıyla seçim işlemi doğrulamaktır. İster analitik yöntemle, isterse bir boyutlu yazılım programı ile aşırı doldurma sistem seçimi için Şekil 2.18'deki ana basamaklar takip edilmelidir.



Şekil 2.18 : Turboşarj sistem seçim basamakları

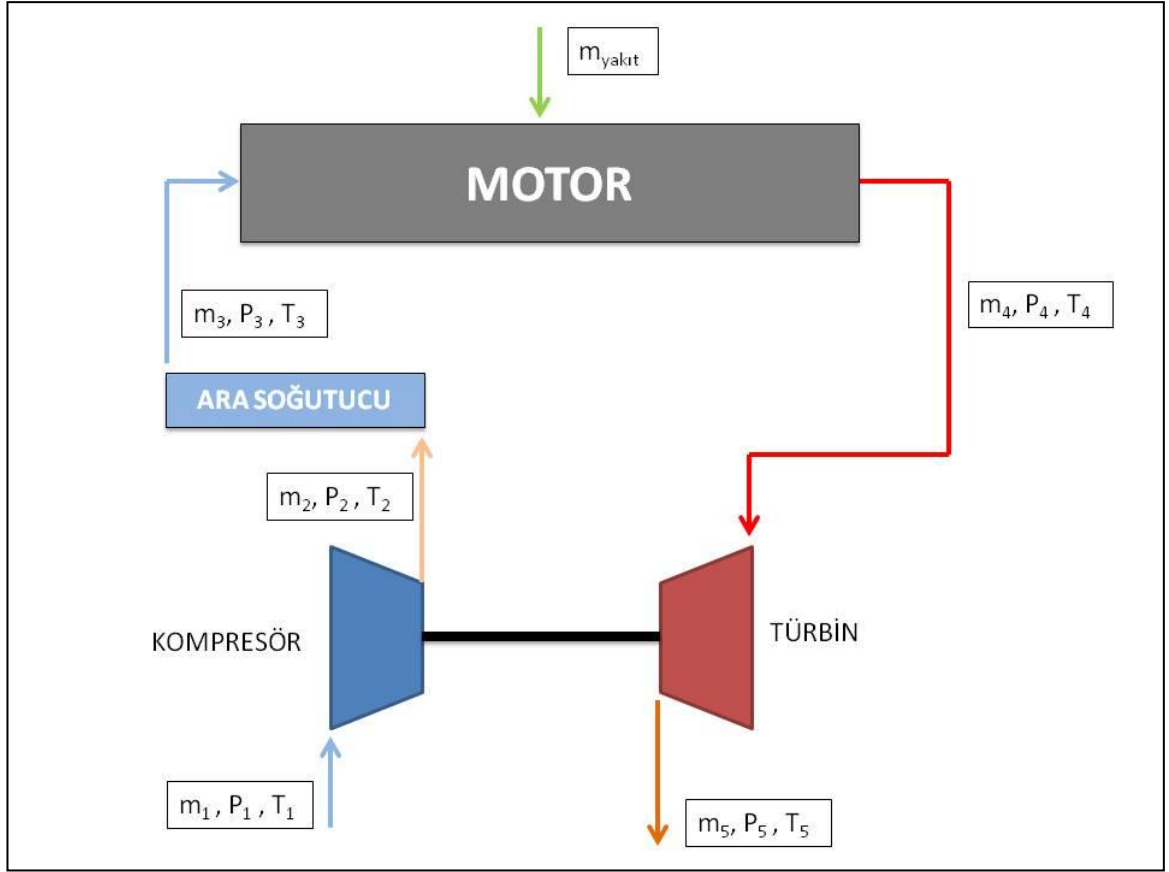
Turboşarj sistemini motor ile eşlemeden önce motor verilerinin belirlenmesi gerekir. Bu veriler geliştirilen motorun önceki jenerasyonlarından alınabileceği gibi yeni bir proje için hedef değerler de olabilir. Daha sonra motorun istenilen tork ve gücü sağlamak için ihtiyaç duyacağı hava debisi, basınç ve sıcaklıkların belirlenmesi gerekir. Bu hesaplamalar bir önceki basamakta elde edilen parametrelere göre yapılır. Aşırı doldurma sistemini motorla eşleme işlemine imalatçılardan alınan kompresör haritaları kullanılarak kompresör seçimi yapıp, hesaplanan verilerden kompresör çalışma noktalarına karar verilerek devam edilir. Aynı seçim ve hesap işlemi türbin için de yapılır ve türbin çalışma noktalarına karar verilir. En son olarak da yapılan seçimin mekanik ve termal sınırlar içerisinde kaldığı doğrulanır.

2.6.1 Analitik yöntemlerle turboşarj sistemi seçimi

Bilgisayar temelli analitik tahmin tekniklerinin gelişmesi ile turboşarj sistemi seçim maliyeti ve zamanı çok anlamlı bir şekilde azalmıştır. Bu tahmin teknikleri ısı yüklemesi ve mekanik yüklemesi gibi motor işletme parametrelerini de hesaba katarak daha hassas sonuçlar vermektedir. Turboşarj sistem seçimi yapan basit ampirik hesap programları olduğu gibi motorda gerçekleşen termodinamik çevrimleri ve akışkan dinamiğini dahi modelleyen çok yönlü programlar da mevcuttur.

Basit ampirik matematiksel modeller, motor için tasarlanan turboşarj sistemine karar vermek için sık sık kullanılırlar. Bu analitik hesaplamalar, bilgisayar programları için bir ön hazırlık oluşturur ve anlamlı bir şekilde zamandan ve maliyetten tasarruf sağlar.

Yeni geliştirilen motor tek kademeli aşırı doldurma sistemine ve ara soğutucu ünitesine sahip olacaktır. Şekil 2.19’da sabit basınçla tek kademeli aşırı doldurma yapan ve iç soğutuculu sistem şeması gösterilmektedir. Turboşarj sistemi için hesaplamalar yapılırken bakılan parametreler şu şekilde sıralanabilir; kompresör giriş sıcaklığı ve basıncı, kompresör çıkış sıcaklığı ve basıncı, ara soğutucu çıkış sıcaklığı ve basıncı, yakıt debisi ve hava yakıt oranı, türbin giriş sıcaklığı ve basıncı, türbin çıkış sıcaklığı ve basıncı. Bu parametreler kullanılarak birkaç farklı motor hızı için hesap yapılarak motor çalışma eğrisi elde edilir. İstenildiği takdirde kısmi yükler içinde aynı method kullanılarak kısmi yük eğrileri de elde edilebilir. Ancak genellikle sadece tam yük eğrisi çıkarılmaktadır. Tek kademeli turboşarj sistemi için analitik hesaplamalar şu şekildedir.



Şekil 2.19 : Aşırı doldurmalı motor sistem şeması.

Analitik hesaplamalara herhangi bir motor çalışma noktasındaki doldurma basıncı ve yakıt miktarı tahmin ederek başlanır ve motor performans parametreleri iteratif olarak aşağıdaki sıralama ile yapılır:

- a) Doldurma basıncı tahmin edilir ve kompresör sıkıştırma oranı (P_2/P_1) hesaplanır.

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_{Boost} + P_a}{P_a - P_{filtre}} \quad (2.13)$$

- b) Kompresör verimi tahmin edilir ve kompresör çıkış sıcaklığı hesaplanır.

$$T_2 = T_1 + \frac{T_1}{\eta_k} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\left(\frac{k-1}{k} \right)} - 1 \right] \quad (2.14)$$

- c) Ara soğutucu verimliliği tahmin edilerek emme manifoldu hava giriş sıcaklığı hesaplanır.

$$T_3 = T_2(1 - \varepsilon) + \varepsilon T_w \quad (2.15)$$

- d) Emme manifoldu hava giriş sıcaklığı hesaplandıktan sonra hava yoğunluğu hesaplanır.

$$\rho_3 = \frac{P_3}{RT_3} \quad (2.16)$$

- e) Motor volumetrik verimi tahmin edilerek motorun ihtiyaç duyacağı hava debisi hesaplanır.

$$\dot{m}_a = \left(\frac{N}{2}\right) \rho_2 V_{silindir} \eta_{volumetrik} \quad (2.17)$$

- f) Hesaba başlanılan motor çalışma noktası için hava-yakıt oranı ve motordaki hava sıcaklık artışı ($T_4 - T_3$) tahmin edilerek, türbin giriş sıcaklığı (T_4) elde edilir.
- g) Türbin verimi tahmin edilerek kompresör-türbin enerji dengesinden türbin egzoz giriş basıncı (P_4) hesaplanır. Türbin çıkış basıncı ise açık hava basıncının üzerinde bir değer kabul edilir.

$$T_1 c_{pa} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\left(\frac{k-1}{k} \right)} - 1 \right] = T_4 c_{pe} \left[1 - \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\left(\frac{k-1}{k} \right)} \right] \left(1 + \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \right) \eta_c \eta_t \eta_m \quad (2.18)$$

- h) Türbin için boyutsuz debi parametresi ($\dot{m}_e \sqrt{T_4/P_4}$) hesaplanır. Buradaki egzoz gazının debisi; emme manifoldundaki hava debisi ile yakıt debisinin toplamıdır ($\dot{m}_e = \dot{m}_a + \dot{m}_y$). Türbin genişleme oranı (P_4/P_5) ve boyutsuz debi parametresi kullanılarak imalatçılardan tedarik edilen türbin haritası üzerinde motor çalışma noktası işaretlenir.
- i) Kompresör için de boyutsuz debi parametresi ($\dot{m}_a \sqrt{T_1/P_1}$) hesaplanır ve kompresör sıkıştırma oranı ve boyutsuz debi parametresi kullanılarak kompresör haritası üzerinde motor çalışma noktası işaretlenir.
- j) İmalatçı haritalarında işaretlenen noktaya denk gelen kompresör ve türbin verim değerleri ile enerji denge denklemi tekrar hesaplanıp, harita üzerinde yeni nokta belirlenir.
- k) Performans haritaları üzerinde yeni ve eski noktalar arasında uyum sağlanılana kadar önceki adımlar tekrar edilir.

Yukarıda yapılan çalışmanın her bir adımı bazı kabul ve tahminlere dayandığı için burada yapılan seçim işlemi de kurgusal olup turboşarj modelleri arasında ön eleme yapmak için kullanılmalıdır [12].

2.6.2 Bilgisayar programları ile turboşarj sistemi seçimi

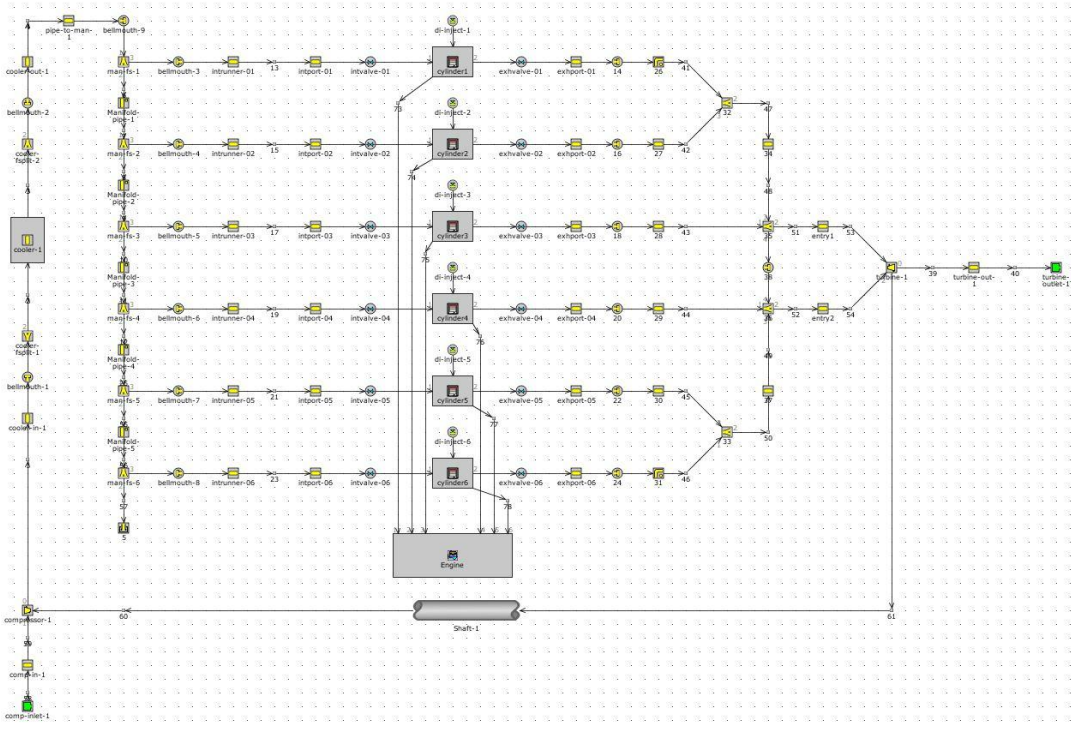
Aşırı doldurma sistemi seçiminin ikinci adımını motor modelinin bilgisayar ortamında hazırlanması ve performans değerlerine göre turboşarj belirlenmesi oluşturur. Bu aşamada, basit analitik hesaplamalar sonucunda belirlenen turboşarjlar tüm motor göz önüne alınarak karşılaştırılır ve motor parametreleri incelenir. Sonuç olarak istenilen motor hedeflerini karşılayan aşırı doldurma sistemi belirlenir.

Bilgisayar ortamında her bir motor parçası, dolayısıyla bütün motor sistemleri modellenebilmektedir. Bu tez kapsamında 1 boyutlu motor analizi yapmaya imkan veren GT-Power yazılımı kullanılmıştır. Gt-Power yazılımı tek boyutlu bir analiz programı olmasına karşın 3B akışkanlar analiz sonuçlarını işleyebilmekte ve motor modeline etkisini göstermektedir. Bunun yanında yüzey pürüzlülükleri, ısıl dağılım, kesit alan değişimleri, basınç ve sıcaklık dağılımları gibi bir çok parametre bu programda girdi olarak kullanılmaktadır.

GT-Power’da model kurulurken dikkat edilmesi gereken en önemli nokta gerçek motor sistemini hassas bir şekilde temsil etmektir. Gerçeğe yakın sonuçlar elde edebilmek için girilen motor değerlerinin gerçeğe yakın olması gerekir.

Motor haritası, program kütüphanesinde bulunan motor parçalarının modele eklenmesiyle ve parçaların değerlerinin modele girilmesiyle 1-boyutlu motor modeli hazırlanır. Şekil 2.20’de 6 silindirli turboşarjlı ve ara soğutucu motor haritası gösterilmektedir. Model hazırlandıktan sonra sınır koşulları / hedef değerler / referans değerler girilmesiyle model çalıştırmaya hazır hale gelir.

GT-Power’da turboşarj eşleme işlemi, motor performans verileri ile beraber kompresör haritası, türbin haritası ve ara soğutucu verimliliğini analiz ederek turboşarj çalışma noktalarına karar vermeyi içerir. Program sadece girilen değerler için hesaplama yapabileceği gibi, interpolasyon ile girilen değerler arasında 20, 50, 100 noktada hesap yapabilmektedir. Analiz yapılırken girdi olarak güç, tork, hava yakıt oranı veya yakıt debisi kullanılabilir. Hedef çıktı değerine ulaşmak için değişken geometrilili türbin veya tahliye valfi egzoz debi oranını ayarlamaktadır.



Şekil 2.20 : 6 silindirli turboşarjlı GT-Power motor modeli

Kontrol mekanizması olarak hava yakıt oranı veya doldurma basıncı seçilebilmektedir. Şekil 2.21’de programda kullanabilen girdi ve kontrol mekanizmasının kombinasyonları gösterilmektedir.

Variation	Input for Map Match	WGT/ VNT Control	Load	WGT/VNT Setting	A/F Ratio	Fuel Mass/ Cycle (Engine)	Boost Pressure
1	fuel rate	AF	def	def	Targeted	Imposed	def
2	fuel rate	boost	def	def	def	Imposed	Targeted
3	power /torque	AF	Imposed	def	Targeted	def	def
4	power /torque	boost	Imposed	def	def	def	Targeted
5	AF	boost	def	def	Imposed	def	Targeted
6	fuel rate	ign	def	ign/Imposed	def	Imposed	def
7	AF	ign	def	ign/Imposed	Imposed	def	def
8	power/ torque	ign	Imposed	ign/Imposed	def	def	def

Şekil 2.21 : Turboşarj eşleştirmede kullanılan girdi parametre seçenekleri [4].

Türbin ve kompresör motor haritasına eklendikten sonra iki bileşen şaft ile birbirine bağlanmalıdır. Şaft bağlantısı, kompresör/türbin torkunu şafta transfer eder veya şaft hızını kompresör/türbine aktarır. Bu bağlantı için herhangi bir veri girilmesine gerek

yoktur, çünkü bu bağlaantının görevi türbin ile kompresör arasındaki hızın aynı olmasını sağlamaktır.

2.6.3 Dinamometre testleri ile doğrulama

Başlangıç olarak turboşarj boyutu, kompresör ve türbin analitik çalışma sonucunda belirlenir ve tedarikçi firmaların sağladığı performans haritaları ile bir boyutlu motor modelleme aracıyla turboşarj eşleştirme işlemi gerçekleştirilir. Bundan sonraki aşama turboşarj sistemini motora bağlayarak dinamometrede motor testlerinin yapılmasıdır. Bu testlerin yapılmasındaki ana sebep analitik hesaplardan ve bir boyutlu motor modelleme programından elde edilen sonuçların varsayımlara dayanmasıdır. Mesela, analizde ve hesaplamalarda ideal gaz kabulü yapılır ve gaz karışım prosesi de ideal varsayılır. Sistem giriş ve çıkışında bütün atmosferik koşulların sabit kaldığı farz edilerek iterasyon yapılır. Ayrıca gaz sabitinin -R- gaz bileşiminden ve sıcaklıktan bağımsız olduğu sabit bir değer kabul edilir.

Sonuç olarak yanma sonucu açığa çıkan enerji ve basınç kayıpları mükemmel bir şekilde bilgisayar yazılımlarında modellenemez. Bir boyutlu modelleme aracı bütün motor sisteminin basitleştirilmiş bir halidir. Bu sebepten dolayı, aşırı doldurma sistemi motora bağlanarak daimi rejimde aerodinamik özellikleri test edilmeli ve eşleşme işleminin doğruluğu onaylanmalıdır.

3. 1 BOYUTLU MOTOR MODELLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI

3.1 Yeni Tasarlanan Motorun İlk Jenerasyonu

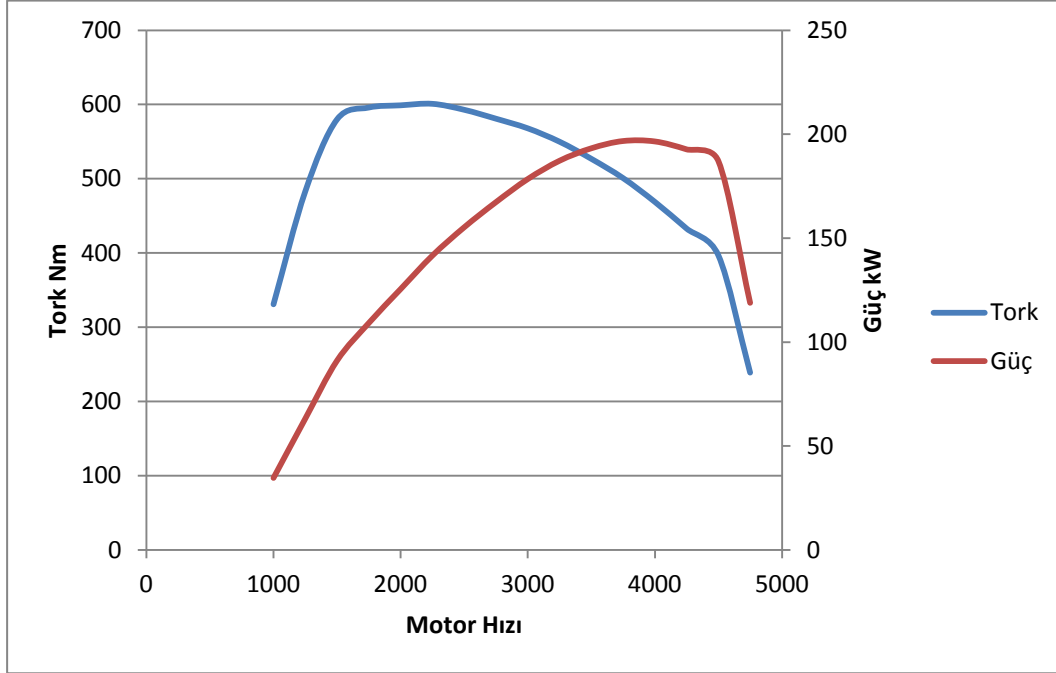
Yeni tasarlanan motorun birinci sürümü 3L motor hacmine sahip V düzeninde altı silindirli bir dizel motordur. 200 kW azami güç ve 600 Nm azami tork üreten motorun diğer teknik özellikleri Çizelge 3.1 de verilmiştir. Aşağıdaki şekilde gösterilen spor amaçlı kullanılan aracı tahrik eden motor 2012 yılından beri seri üretimdedir. Spor amaçlı taşıt (Sport Utility Vehicle) hem çekme kapasitesi hem de kamyonet özelliğine sahip yolcu taşıma aracıdır. Araç, hem minivan hem de aile arabası (station wagon) özelliklerini bir arada barındırır. Bunun yanında asfalt harici arazilerde hareket edebilir.



Şekil 3.1 : Dördüncü nesil Range Rover [23].

Bazı ülkelerde bu araçlara "arazi aracı" , "dört çeker" ya da "4WD" (4 Wheel Drive) denir. Ancak tüm spor amaçlı araçlar dört tekerlekten çekme özelliğine sahip olmadığı gibi her 4WD yolcu aracı da spor amaçlı araç değildir. Yol dışı (Off-road) araçları ise tamamıyla farklı bir sınıf olup sadece asfalt veya döşenmiş yol haricindeki yollar için tasarlanmıştır. Her ne kadar bazı spor amaçlı araçlar off-road özelliğine sahip olsa da bu, araçlar için ikinci sırada bir özelliktir. Birçoğunun 2WD,

4WD yüksek çekiş ve 4WD düşük çekişten birinden diğerine geçme özelliği bulunmamaktadır [23].



Şekil 3.2 : Motorun ilk jenerasyonunun tork ve güç eğrileri.

Eski nesillerinden farklı olarak ilk defa alüminyum monokok karosera sahip olan araç eski modellerine göre 420 kg daha hafiftir. Aynı zamanda kendi sınıfı içerisinde de monokok karosere sahip ilk arazi aracıdır. Range Rover'ın iki farklı dizel motorlu ve bir benzin motorlu versiyonları vardır. 3 L motor hacmine sahip dizel versiyonu 260 PS güç ve 600 Nm tork verebilmektedir. 4.4 L motor hacmine sahip diğer dizel motorlu versiyonundan 344 PS güç ve 700 Nm tork alınabilmektedir. 5 L benzinli motorun iki tipi vardır: doğal emişli versiyonu 380 PS güç, 510 Nm tork üretirken, süperşarjlı versiyonu 510 PS güç ve 625 Nm tork üretebilmektedir. 3 L turbodizel versiyonu 196 g/km, 4,4 L turbodizel versiyonu 229 g/km, 5 L doğal emişli olan versiyonu 299 g/km ve 5 L süperşarjlı versiyonu 322 g/km CO₂ salınımı yapmaktadır [24].

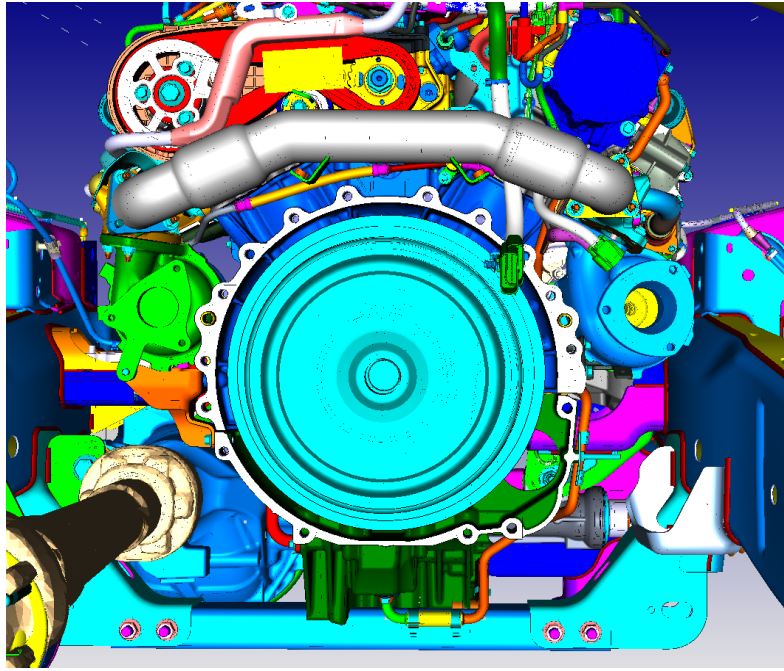
Bu araçta kullanılan motor bloğu grafit dökme demirden, silindir kafası yüksek dayanımlı alüminyumdan imal edilmiş olup, hava soğutmalı ara soğutucuya sahiptir. Yakıt sisteminde 1650 bar azami basınçlı Simens yüksek basınçlı enjeksiyon sistemi mevcuttur, hava yakıt oranı ise 17,3:1'dir. Bu motor ayrıca Land Rover Discovery 4, Range Rover Sport, Ford Territory, Peugeot 407, Peugeot 407 Coupe, Citroen C5, Citroen C6, Jaguar XF, Jaguar XJ'yi de hareket ettirmektedir [25].

Çizelge 3.1 : İlk jenerasyon motorun teknik verileri.

Motor Hızı	Tork	Güç	Soğutucu Çıkış Sıcaklığı	Silindir Basıncı	Doldurma Basıncı	Hava Debisi	Yakıt basıncı
d/dk	Nm	kW	°C	bar	kPa	kg/sa	bar
1000	331	34,7	35	128	52	142	662
1250	483	63,2	39	156	110	245	887
1500	580	91,1	40	166	141	332	1180
1750	596	109,2	41	171	151	391	1364
2000	599	125,5	42	176	157	450	1467
2250	601	141,6	45	178	156	492	1549
2500	593	155,2	46	180	151	565	1609
2750	581	167,3	48	180	154	620	1658
3000	568	178,4	48	180	156	677	1741
3250	550	187,2	48	180	155	723	1794
3500	527	193,2	48	180	152	763	1856
3750	501	196,7	48	180	149	798	1923
4000	469	196,5	48	180	144	823	1999
4250	433	192,7	48	180	140	841	1986
4500	397	187,1	48	175	135	852	2000
4750	239	118,9	48	165	78	689	1709

3.1.1 İlk sürüm motorun aşırı doldurma sistemi

Yeni tasarlanan motorun ilk jenerasyonunda paralel turboşarj sistemi GTB1756 (birincil turbo) ve GT1549 (ikincil turbo) bulunmaktadır. Değişken geometriye sahip olan birincil turboşarj ikincil olana göre daha büyüktür ve motorun sağ tarafına yerleştirilmiştir. Sabit geometrili ikincil turboşarj sistemi ise motorun sol tarafında konumlandırılmıştır. Turboşarj sisteminin motor üzerindeki konumları aşağıdaki şekilde gösterilmektedir ve aerodinamik özellikleri Çizelge 3.2 de sıralanmaktadır.



Şekil 3.3 : Çift turboşarj sisteminin motor üzerindeki konumları.

Çizelge 3.2 : Birinci sürüm motorun turboşarj sistemi özellikleri.

Turboşarj Sistemi	Türbin			Kompresör		
	Çark Çapı	A-R Oranı	Trim	Çark Çapı	A-R Oranı	Trim
Birincil	43 mm	0,74	84	49 mm	0,42	55
İkincil	39 mm	0,35	72	44 mm	0,33	45

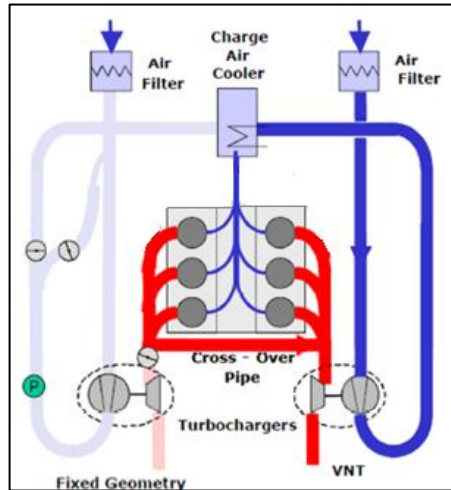
Motor altı silindirli ve V düzeninde olduğu için iki adet egzoz manifoldu mevcuttur. Bu iki manifold aradaki geçit boru (cross-over pipe) ile birbirine açılmaktadır. İkincil türbin üzerinde entegre valf aracılığı ile egzoz gazı ihtiyaç halinde ikinci turboşarj sistemine yönlendirilmektedir.

Ardışık paralel turboşarj sisteminin çalışma prensibi 3 moddan oluşmaktadır. Bu modlar:

- Tek turbo modu
- Geçiş modu
- İkili turbo modu

3.1.1.1 Tek turbo modu

2500 d/dk'ya kadar sağ taraftaki birincil değişken türbin geometrili turboşarj sistemi devrededir. Bu devir sayısına kadar ikincil türbin üzerindeki valf kapalıdır ve sol manifolddan çıkan egzoz gazı çapraz boru (cross-over pipe) aracılığıyla birincil türbine yönlendirilmektedir. Hava debisine göre türbin kanatçıkları değiştirilmesiyle motorun ihtiyaç duyacağı doldurma basıncı sağlanır ve turbo gecikmesi problemi ile karşılaşmaz. Tek turbo modunda çalışma prensibi Şekil 3.4'te şematik olarak gösterilmiştir.

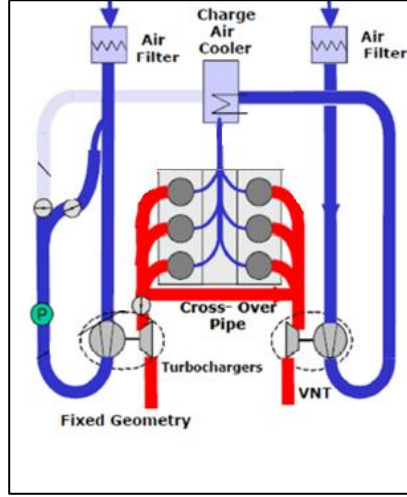


Şekil 3.4 : Tek turbo modunda çalışma sistemi

3.1.1.2 Geçiş modu

Motor hızı belirtilen devre (2400 d/dk) ulaşıldıktan sonra ikincil turboşarj sistemi aktif hale gelir ve hedef doldurma basıncını elde etmek için birincil turboşarj sistemi ile beraber çalışırlar. Birinci ve ikinci turboşarj sistemi arasında herhangi bir denge problemi yaşamamak için 0,15 saniye geçiş süreci vardır. Bu süre boyunca ikinci turboşarj sistemi doldurma basıncını birinci turboşarj sisteminin ürettiği basınç seviyesine çıkarmaktadır. Bu süreç şu şekilde olmaktadır: İkincil türbin üzerindeki valf açılarak sol taraftaki manifolddan çıkan egzoz gazı ikincil türbini döndürmeye başlar. İkincil turboşarj sistemi devreye girdiği ilk anlarda ürettiği basınç, birincil turboşarj sisteminin ürettiği doldurma basıncından daha düşük olmakta ve düşük

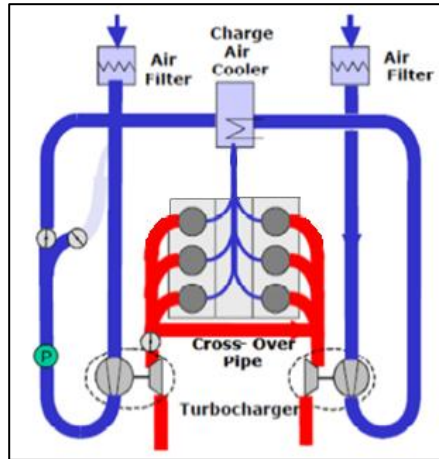
basınç seviyesinden dolayısıyla ara soğutucudan çıkıp motorun içine girmesi gereken hava ikincil turboşarj sistemine yönelmektedir. İşte bu problemi engellemek için basınçlandırılan hava yeniden dolaşım valfi vasıtasıyla istenilen seviye çıkana kadar ara soğutucuya gönderilmez. Geçiş sürecindeki aktif olan valfler ve havanın dolaştığı kanallar aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.



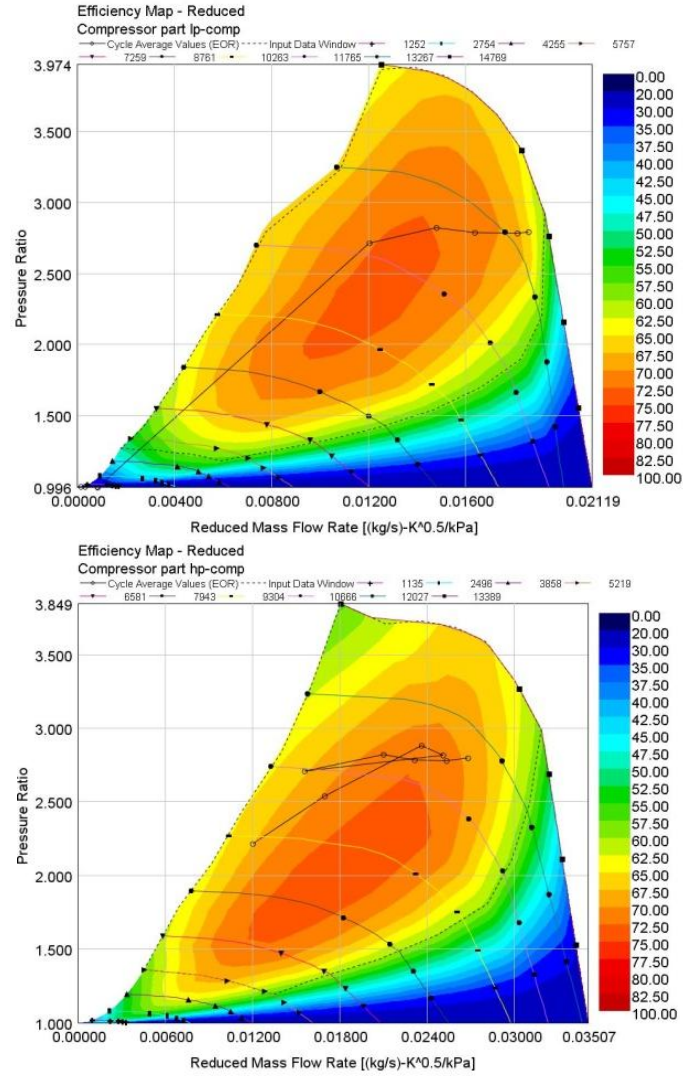
Şekil 3.5 : İkili turbo moduna geçiş süreci.

3.1.1.3 İkili turbo modu

İkinci turboşarj sisteminin ürettiği doldurma basıncı birinci turboşarj sisteminin ürettiği doldurma basıncı seviyesine çıktığı zaman, yeniden dolaşım valfi kapanıp kompresör valfi açılarak basınçlandırılan hava ara soğutucuya yönlendirilir. Bu andan itibaren iki turboşarj sistemi de devrededir ve silindire giren doldurma basıncını beraber üretirler. İkili turbo modunun çalışma prensibi aşağıdaki şekilde sembolize edilmiştir.



Şekil 3.6 : İkili Turbo modu.



Şekil 3.7 : Kompresör haritaları

3.2 Yeni Tasarlanan Motor İçin Turboşarj Sistemi Seçimi

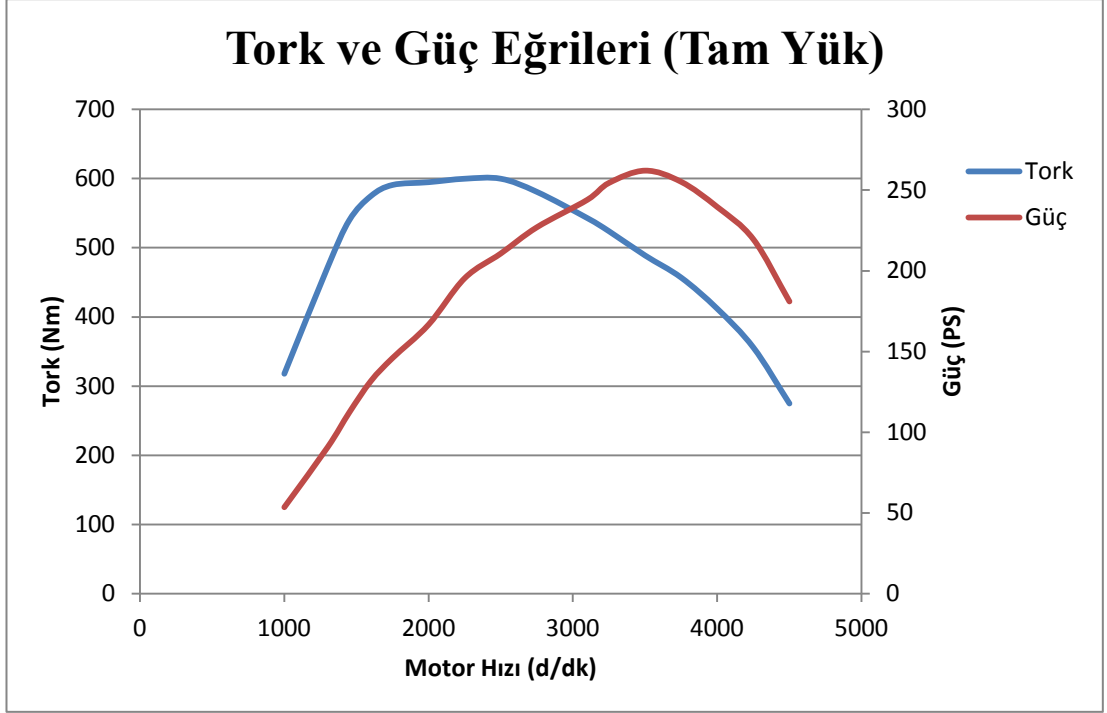
3.2.1 Motor verileri ve ön seçim

Bir önceki bölümde aşırı doldurma sisteminin motorla eşleştirilmesinin ana basamakları kısaca anlatılmıştır. Bu basamaklardan birincisi motor verilerinin belirlenmesi yani motor hacmi, güç ve tork değerlerine karar verilmesidir. Bu değerlere karar verilirken motorun tahrik edeceği aracın kullanım yeri ve ihtiyaçları göz önünde bulundurulmaktadır. Örneğin turboşarj sistemi seçilecek olan araç yüksek hız gerektiren bir yarış arabası da olabilir, yüksek torka ihtiyaç duyacak bir kamyon da olabilir. Yani aşırı doldurma sistemi seçimindeki ilk yorum motorun entegre edileceği araca göre yapılmaktadır.

Bu tez çalışmasında ele alınan motor 3L motor hacmine sahip olup 248 PS güç elde edilmesi istenmektedir. Motorun azami tork değeri ise 2000 d/dk'da 600 Nm'dir. Çizelge 3.3'te motor hızlarına karşılık gelen tork ve güç değerleri sıralanmakta, Şekil 3.9'da motorun tam yükteki tork ve güç eğrileri görülmektedir. Bu eğriler piyasa talebi, teknik yeterlilik ve rekabet edebilirlik gibi şartlar göz önüne alınarak hazırlanmıştır. Bu noktadan sonra yapılan tüm hesaplamalar geliştirilecek olan motor hedef tork ve güç eğrilerine göre yapılmıştır.

Çizelge 3.3 : Tasarlanacak motor hedef güç ve tork değerleri.

Hız d/dk	Tork Nm	Güç kW	Güç PS
1000	318	39,30	53,4347
1300	472	66,65	90,6215
1450	540	82,52	112,199
1600	585	96,88	131,724
1750	591	107,37	145,987
2000	600	122,61	166,708
2250	600	143,77	195,479
2500	600	155,03	210,788
2750	581	166,99	227,05
3100	543	176,60	240,116
3250	524	179,88	254,576
3500	489	183,26	262,172
3750	457	180,36	255,229
4000	412	176,23	239,613
4250	356	161,52	219,613
4500	275	133,15	181,039



Şekil 3.8 : Tasarlanacak motor güç ve tork eğrileri.

Motorun tam yükteki çalışma noktaları turboşarj sistemi için en zorlayıcı noktalar olduğu için turboşarj sistemi motorun tam yük eğrilerine göre belirlenmelidir. Çünkü tam yükteki değerler sağlandığı takdirde kısmi yükteki çalışma noktalarındaki güç ve tork değerleri de sağlanmış olacaktır. Piyasanın talep edeceği şekilde belirlenen diğer motor değerleri ve temel motor verileri Çizelge 3.4’te verilmektedir.

Çizelge 3.4 : Temel motor verileri.

Motor Tipi	Turboşarjlı Dizel Motor
Silindir Düzeni	V – 6 Silindir
Motor Hacmi	3L
Strok	92 mm
Silindir Çapı	82,5 mm
Azami Tork	600 Nm @ 2000 d/dk
Azami Güç	262 BG @ 3600 d/dk
Azami çalışma devri	5000 d/dk
Azami Hava Debisi	812,2 kg/sa @ Nominal Güç
Egzoz Debisi	864,3 kg/sa @ Nominal Güç
Yakıt Basıncı	2000 bar
Hava Yakıt Oranı	16.1

Motor hedef değerleri belirlendikten sonra turboşarj sistemini etkileyen diğer değerler belirlenir. Sayısal olarak Çizelge 3.5'te verilen bu değerler aynı zamanda turboşarj sistemi seçiminde etkili olan kısıtlamalardır. Motorun regülasyonlar gereği güç kesmeden çalışması gereken yükseklik, çarkların ve turboşarj şaftının mekanik hız limiti, kompresör ve türbin muhafaza malzemelerinin sıcaklık limitleri, azami kompresör çıkış sıcaklığı, turboşarj sistemi sızdırmalığının emniyeti için türbin giriş, türbin çıkış ve egzoz karşı basınç limitleri gibi değerler turboşarj sistemi seçimini etkileyen kısıtlamalar olarak sıralanabilir.

Çizelge 3.5 : Turboşarj sistemini etkileyen sınır değerler.

Azami Türbin Giriş Sıcaklığı	800 °C
Azami Kompresör Çıkış Sıcaklığı	180 °C
Kompresör Giriş Basınç Kayıpları	6,4 kPa
Komp. Çıkış-Silindir Basınç Kayıpları	13,5 kPa
Egzoz Sistemi Basınç Kayıpları	44,4 kPa
Azami Şaft hızı	200000 d/dk

Turboşarj sistemi seçiminin ilk adımı için beş farklı motor çalışma noktası için hesaplamalar yapılmıştır. Düşük hız (1000 d/dk), azami tork (2000 d/dk), azami güç (3500d/dk) ve ara iki motor hızı (1500, 3000 d/dk) için yapılan hesaplamalar sonucunda Çizelge 3.6 açığa çıkmıştır. Unutulmamalıdır ki analitik hesaplamalarda kullanılan formüller oldukça fazla kabul içermektedir.

Çizelge 3.6 : Beş farklı nokta için hesaplanan motor verileri.

Devir	d/dk	1000	1500	2000	3000	3500
D. Basıncı	kPa	50	160	180	180	155
P1	kPa	100	99	98	95	94,5
P2/P1	---	1,50	2,62	2,84	2,89	2,64
T2	°C	78,2	158,9	171,8	175,0	160,4
T3	°C	36	40	42	48	52
ρ	kg/m³	1,69	2,88	3,08	2,99	2,67
Ma	kg/h	142	350	500	780	810
T4	°C	530	680	680	750	775
P4	kPa	165	220	225	380	370
P5	kPa	105	109	115	150	160
P4/P5	---	1,57	2,02	1,96	2,53	2,31
Me	kg/h	152	370	528	820	850
MaDüzeltilmiş		0,04	0,10	0,15	0,24	0,25
MeDüzeltilmiş		0,05	0,09	0,12	0,09	0,11

Yeni tasarlanan motor limitlerine göre yapılan analitik hesaplamalar sonucunda kompresör sıkıştırma oranı ile türbin genişleme miktarları ve debileri hesaplanmıştır. Kütle akış parametreleri tedarikçiden alınan haritalarda kullanılabilecek şekilde düzeltilmiştir. Bir sonraki bölümde anlatılan kompresör ve türbin ön elemeleri bu verilere göre yapılmıştır.

3.2.2 Kompresör seçimi

Motorun ihtiyaç duyacağı hava miktarı, kompresör sıkıştırma oranı ve emme manifoldu hava sıcaklığı hesaplandıktan sonra imalatçı firmaların portföylerinden temel turboşarj boyutu belirlenerek aşırı doldurma sistemi seçim işlemine başlanır.

Tahmini motor çalışma eğrisi düşük devir, azami tork ve azami güç için basit analitik hesaplamalar yapılarak elde edilir. Bu noktalar birleştirilerek motor çalışma eğrisi bulunur ve motor çalışma eğrisi imalatçı kompresör haritaları üzerine çizdirilerek kompresörün motorla uyumu kontrol edilir.

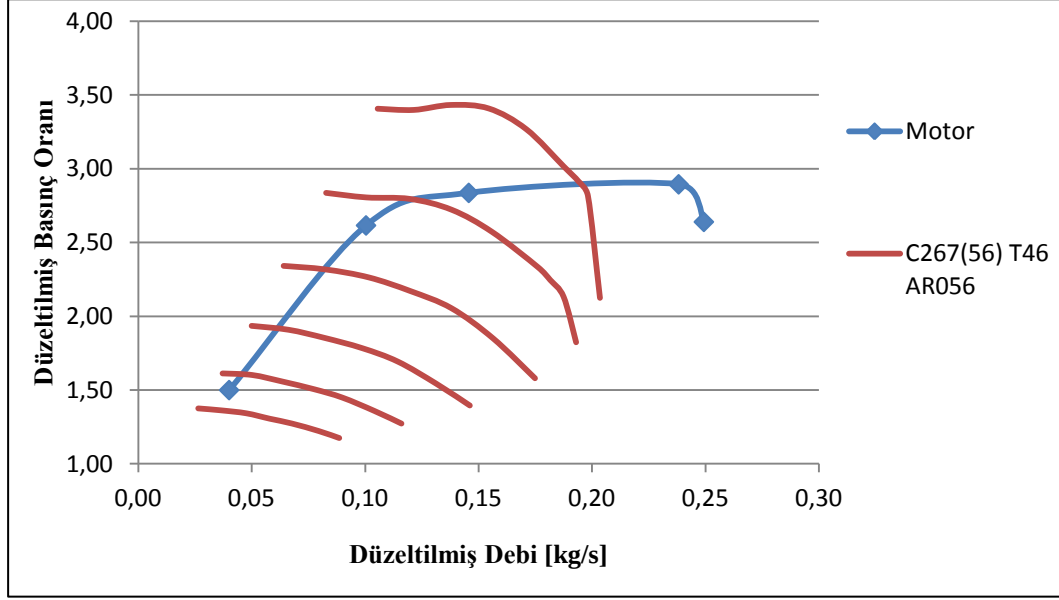
İmalatçı tarafından yeni geliştirilen motor için önerdikleri kompresör özellikleri Çizelge 3.7 de sıralanmıştır. İmalatçı tarafından üç farklı kanat yapısına sahip, toplam 6 kompresör haritası önerilmiş ve bu haritalar üzerine motor tam yük eğrisi çizdirilerek motor ile uyumu tartışılmıştır.

Çizelge 3.7 : Önerilen kompresörlerin tasarım özellikleri

	Çark Modeli	Çark Çapı [mm]	Trim [%]	A-R Oranı [%]
1	A	56	46	56
2	A	60	51	60
3	B	56	48	60
4	B	60	51	60
5	C	56	57	56
6	C	60	47	51

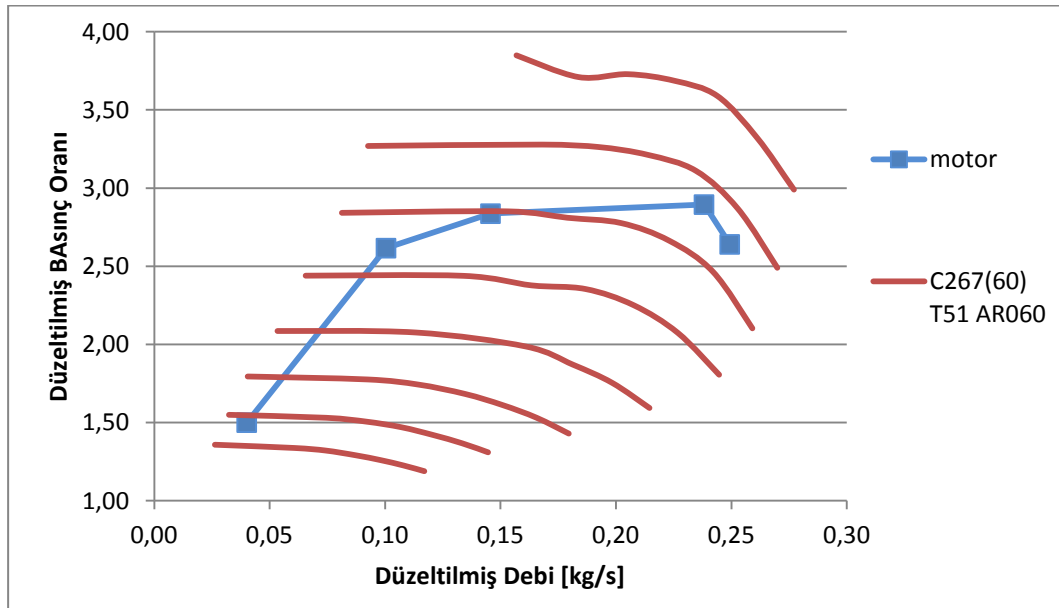
Önceki bölümlerde anlatıldığı üzere kompresör haritasının dört bölgesi vardır ve kompresörü her zaman kalp diye adlandırılan bölgede çalıştırmak hedeflenmektedir. Kompresörün motor ile uyumuna bakarken motor çalışma noktalarının yüksek rakım, kararsız çalışma ve şok limiterine dikkat edilmelidir. Mesela tam güçte yüksek rakım toleransı fazla iken düşük hızlarda kararsız çalışma bölgesinde kalmamalıdır.

İmalatçı tarafından önerilen 56 mm çark çapında, %46 trim oranında ve 0,56 A-R oranında kompresör haritası ve motor çalışma eğrisi Şekil 3.9’da gösterilmektedir. Kompresör düşük hızlarda kararsız çalışma bölgesine yakın çalışmakta ve azami güç için yeterli hava debi ve basıncını sağlayamamaktadır. Bu yüzden bu kompresör yeni tasarlanan motora uygun olmadığından elenmiştir.



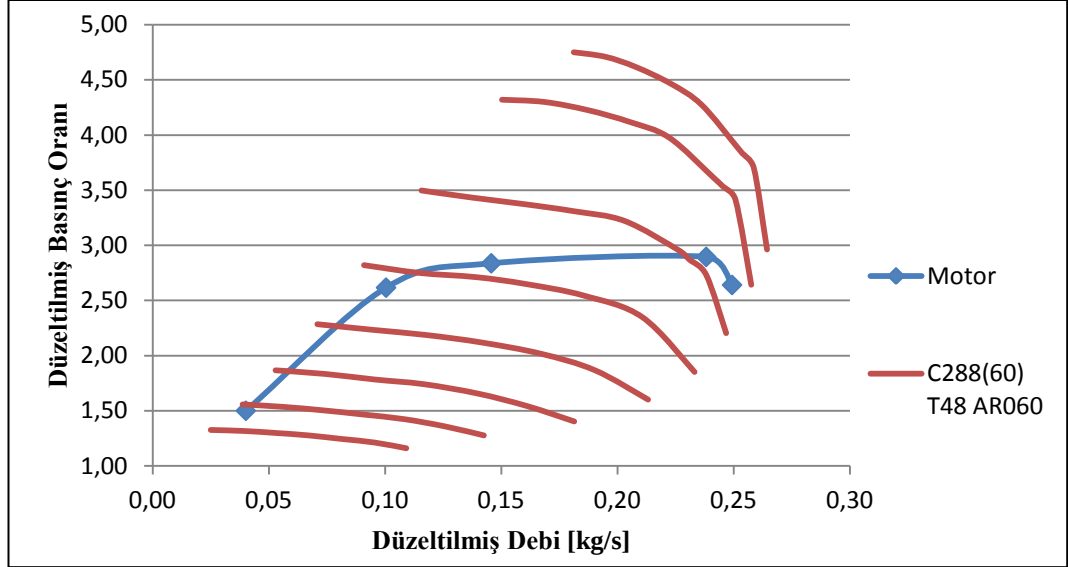
Şekil 3.9 : A(56) T46 AR056 Kompresör haritası

Aynı kanat yapısına sahip 60 mm çark çapında, %51 trim oranında ve 0,60 A-R oranında olan kompresör haritası Şekil 3.10’da verilmiştir. Yüksek devirlerde de motorun ihtiyaç duyacağı havayı sağlayabildiği görülmektedir.



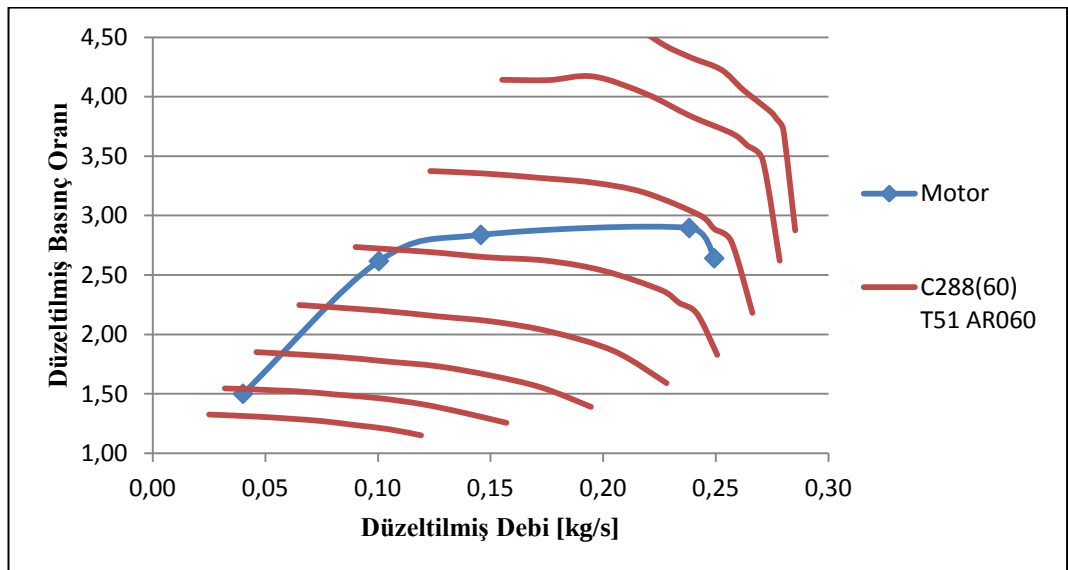
Şekil 3.10 : A(60) T51 AR060 Kompresör haritası

İmalatçı portföyünde olan ve B kanat yapısına sahip olan kompresör haritası ve motor çalışma eğrisi Şekil 3.11’de gösterilmiştir. 56 mm çark çapına sahip olan kompresör düşük hızlarda kararsız bölgeye yakın çalıştığından ve azami güçte şok bölgesine çok yakın olmasından dolayı uygun bir seçim olmayacaktır.



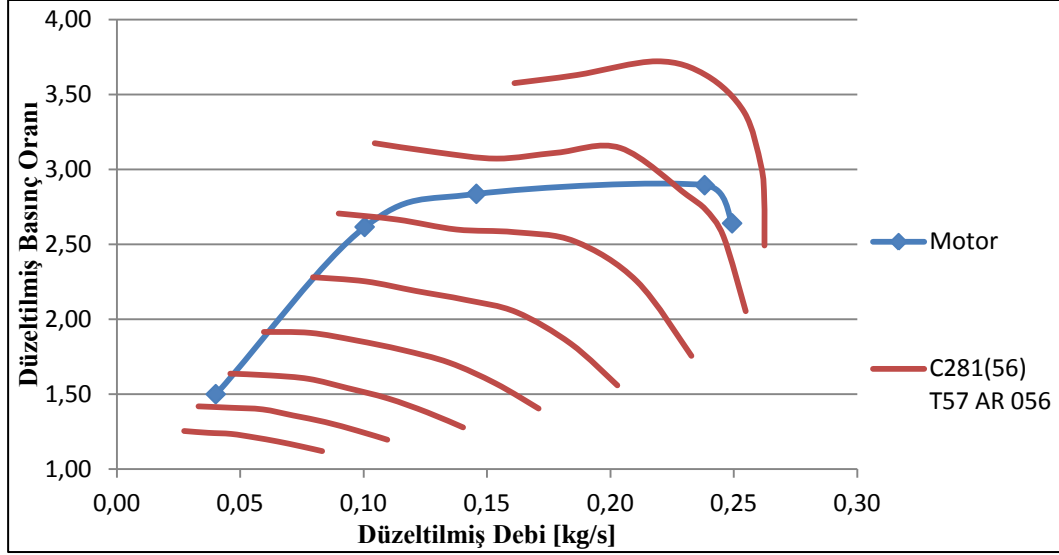
Şekil 3.11 : B (56) T48 AR060 Kompresör haritası

Önerilen üçüncü kompresör ile aynı kanat yapısına ve çark çapına, daha yüksek trim oranına sahip kompresör haritası Şekil 3.12’de verilmiştir. Bu kompresör hem düşük hızlarda hem de yüksek güçte yeterli tolerans ile çalıştığı gözlemlenmiştir. Yeni tasarlanan motor için uygun bir seçim olabileceğinden bir sonraki adımda test edilmeye devam edilmiştir.



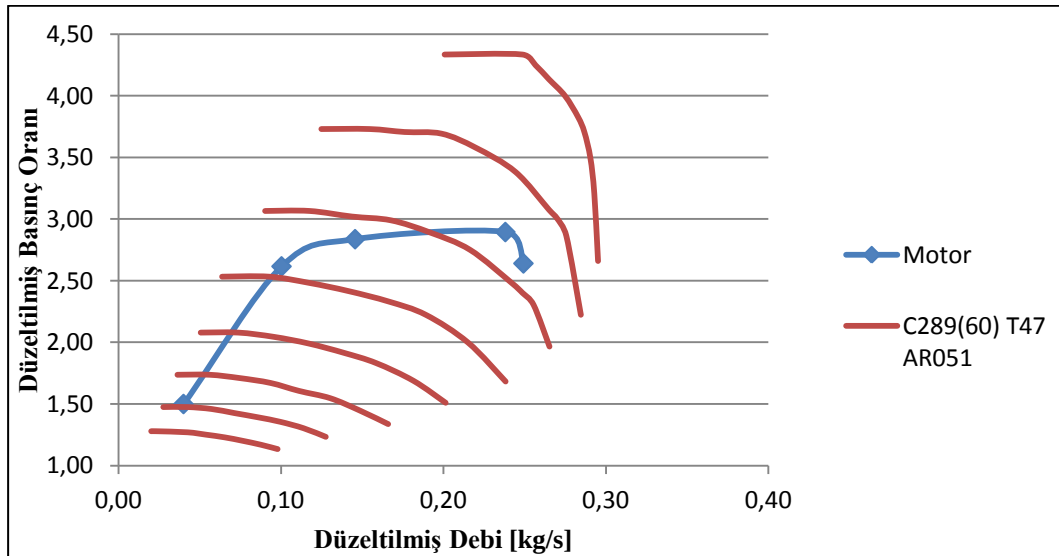
Şekil 3.12 : B (60) T51 AR060 Kompresör haritası

İmalatçı tarafından yeni tasarlanan motor için önerilen ve C kanat yapısına sahip 56 mm çapındaki kompresör haritası ve motor çalışma eğrisi Şekil 3.13'te gösterilmiştir. Önerilen üçüncü kompresörde olduğu gibi kararsız bölge sınırında çalıştığından ve şok bölgesine yakın olmasından dolayı bu kompresör de elenmiştir.



Şekil 3.13 : C (56) T57 AR 056 Kompresör haritası

Bir önceki kompresör ile aynı kanat yapısına, 60 mm çark çapına, %47 trim oranına ve 0,51 A-R oranına sahip son kompresör haritası Şekil 3.14'te verilmiştir. Motor çalışma eğrisi kompresörün kalp bölgesi içinde kalmakta ve hem düşük hızlar için hem de yüksek güç noktası için yeterli tolerans mevcut olmaktadır. Geliştirilen motor için bu kompresör de uygun görülmüş ve ikinci adımda test edilmeye devam edilmiştir.

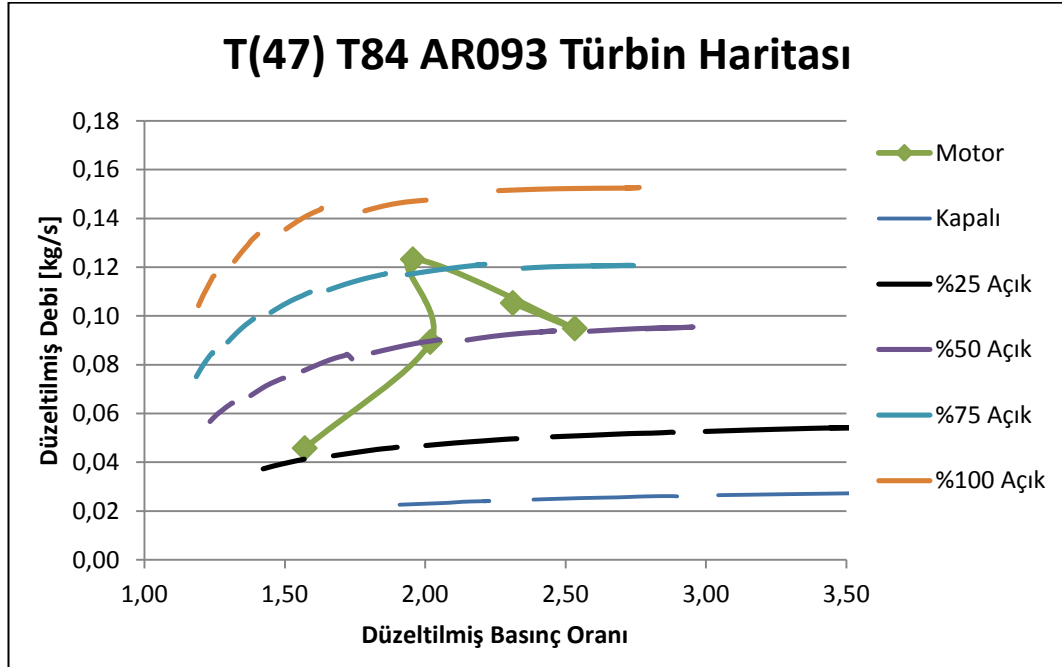


Şekil 3.14 : C (60) T47 AR051 Kompresör haritası

Kompresör seçiminin başlangıcını oluşturan veriler motor tam yük eğrisini hesaplanırken doldurma basıncı için yapılan tahminlere dayanmaktadır. Doldurma basıncı ise aşırı doldurma sistemine (Serbest akımlı, tahliye kapakçıklı ve değişken geometrili) göre değişiklik göstermektedir. Her bir turboşarj sistemi için motor çalışma eğrisi değişmektedir. Yukarıda sergilenen kompresör haritaları üzerindeki motor çalışma eğrileri değişken geometrili turboşarj sistemi içindir. Serbest akımlı turboşarj sistemi dizel motorlara nadiren kullanılmakta ve tahliye kapakçıklı turboşarj sistemi yeterli esneklik sağlayamamaktadır. Bu yüzden yeni tasarlanan motorda kullanılacak olan turboşarj sisteminin değişken geometrili olması istenmektedir.

3.2.3 Türbin seçimi

Her imalatçının belirli motor hacim aralıklarına göre önerdikleri türbinler olduğu için türbin seçimi genellikle kompresör seçimine göre daha kolaydır. Türbin seçimi turboşarj sisteminin “frame size” olarak adlandırılan türbin boyutunun da belirlenmiş olması anlamına gelmektedir. Çünkü turboşarj sistemlerinin yatak muhafaza platformları türbin boyutlarına göre belirlenmektedir.



Şekil 3.15 : T(47) T84 AR093 Türbin Haritası

Piyasadaki turboşarj sistemi üreticileri seçim yapılacak olan motorun hacmine, ve egzoz debisine göre portföyündeki turboşarj sistemlerini müşterilerine sunar. Honeywell firması yeni geliştirilen motor için 47 mm çapında %84 trim oranında ve

0,93 A-R oranına sahip değişken geometrili bir türbin önermiştir ve önerilen türbin haritası Şekil 3.15'te gösterilmektedir.

Motorun tam yükteki çalışma eğrisi de aynı harita üzerine çizdirilmiş ve tüm noktaların kanatçıkların tam açık ve kapalı konumu arasında kaldığı görülmüştür. Firmadan tedarik edilen türbin, motor için uygun bulunmuş ve alternatif firmaların portföyündeki türbin haritaları ile çalışılmaya ihtiyaç kalmamıştır. Tasarlanan motor için değişken geometrili tek bir türbin ile seçim işlemine devam edilecek ve muhtemel üç kompresörden biri ile seçim işlemi tamamlanacaktır.

Aşırı doldurma sistemi seçimi boyunca sürekli olarak iyileştirilmesi gereken faydalı parametreler de mevcuttur. Yakıt tüketimi, kompresör ve türbin çarklarının verimleri, kompresör dalgalanma ve boğulma limitleri gibi değerler aşırı doldurma sistemini etkileyen ve daimi olarak iyileştirilmesi gereken parametreler içinde sayılmalıdır.

3.3 Bir Boyutlu Motor Modellerinin Karşılaştırılması

Günümüzde bilişim teknolojisinin ilerlemesi, diğer endüstrilerin de hızlı bir şekilde gelişmesine katkı sağlamaktadır. Bunlardan bir tanesi de otomotiv endüstrisinde kullanılan bilgisayar yazılımları oluşturmaktadır. Gerçek modeli veya ilk örneği üretmeden önce sanal ortamda yapılan analizlerle belli başlı hataları gidermek, maliyet ve zamandan kazanç sağlamak mümkündür. Bu tez kapsamında da bir boyutlu modelleme programı olan GT-Power kullanılarak zaman tasarrufu yapılmıştır.

Bu çalışmanın amacı, mevcut motor parametrelerini sağlayan çift kademeli yerine tek kademeli turboşarj sistemi seçmektir. Öncelikle yapılması gereken iş motor performans değerlerini sağlayacak bir konsept oluşturmaktır. Konsept oluştuktan sonra ilk versiyon motor ile karşılaştırılarak iyileştirme olup olmadığı kontrol edilmelidir. Bu çalışma içerisinde ilk olarak motora en uygun turboşarj sistemi belirlirlenirken ortaya bir kaç tane opsiyon çıkmıştır. Mevcut alternatifler sanal ortamda analiz edilerek motor için en verimli olana karar verilmiştir. İşte bu eleme işlemi GT-Power yazılımı ile yapılmıştır.

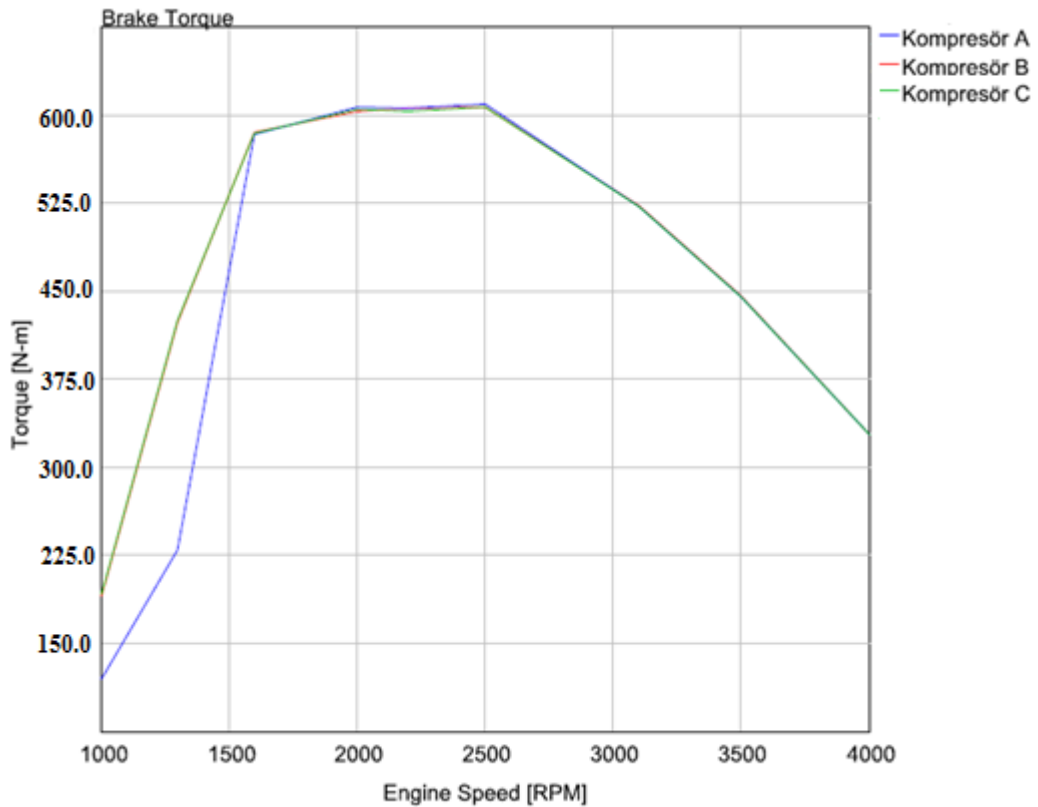
Daha sonrasında GT-Power da motorun ilk sürümü ve yeni geliştirilen sürümü analiz edilerek karşılaştırma yapılmıştır. Buradaki amaç eski sistemden daha verimli olduğunu görmektir. Eğer mevcut sistemde iyileştirme sağlanamıyorsa yeni sistemi

motora bağlamanın anlamı yoktur. Alt bölümde önce yeni tasarlanan motor için kompresör seçimi ve sonrasında ise yeni turboşarjlı motorun eski sürümü ile karşılaştırılmasının sonuçları verilmektedir.

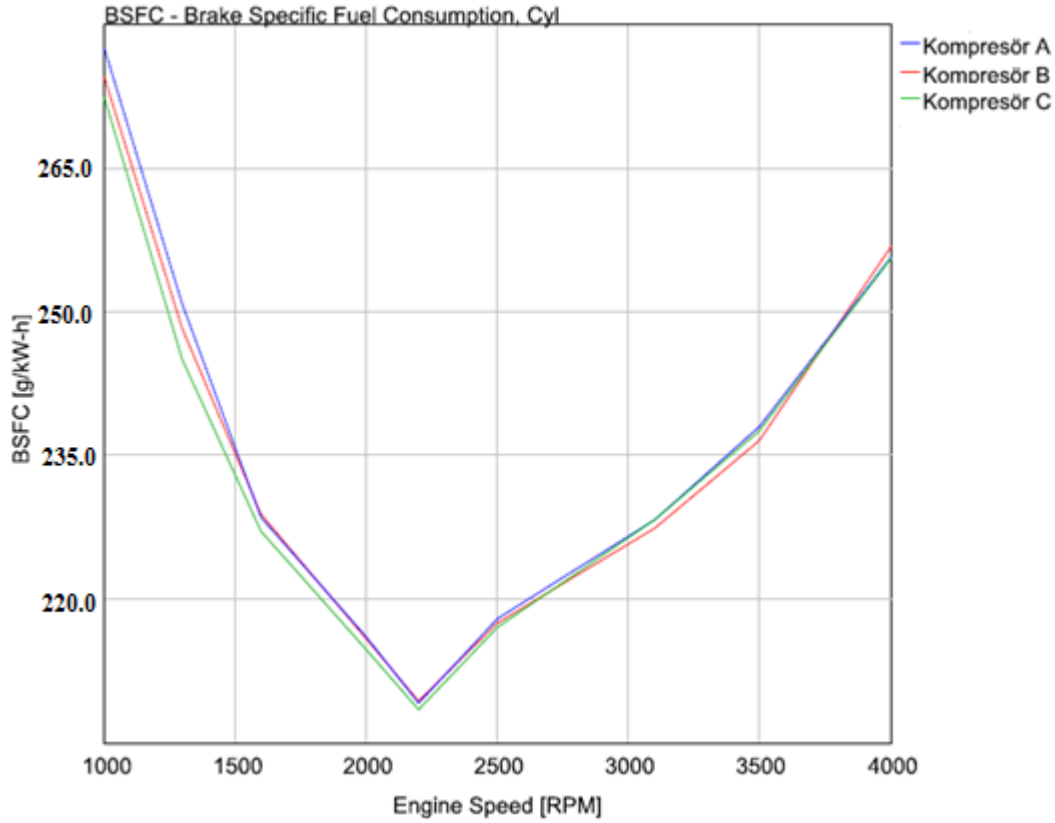
3.3.1 Yeni tasarlanan motor için GT-Power analizleri

Yukarıda da anlatıldığı üzere hedef motor değerlerini sağlayan yeni bir turboşarj belirleme sırasında karşımıza çıkan alternatifleri elemek gerekir. Bir takım seçim işlemi analitik hesaplamalar sonucunda yapılmış ve daha hassas eleme için GT-Power'a başvurulmuştur. Yapılan ön eleme sonucunda geriye kalan 3 kompresör GT-Power da analiz edilmiş ve aşağıdaki ve Ek A'da verilen sonuçlar elde edilmiştir.

Hedef tork değerleri üç kompresör ile sağlanabilmektedir ancak A kodlu kompresör diğerlerine göre biraz büyük olduğu için alt uçta istenilen tork değerlerinin altında kalmıştır.



Şekil 3.16 : Tork eğrilerinin karşılaştırılması.

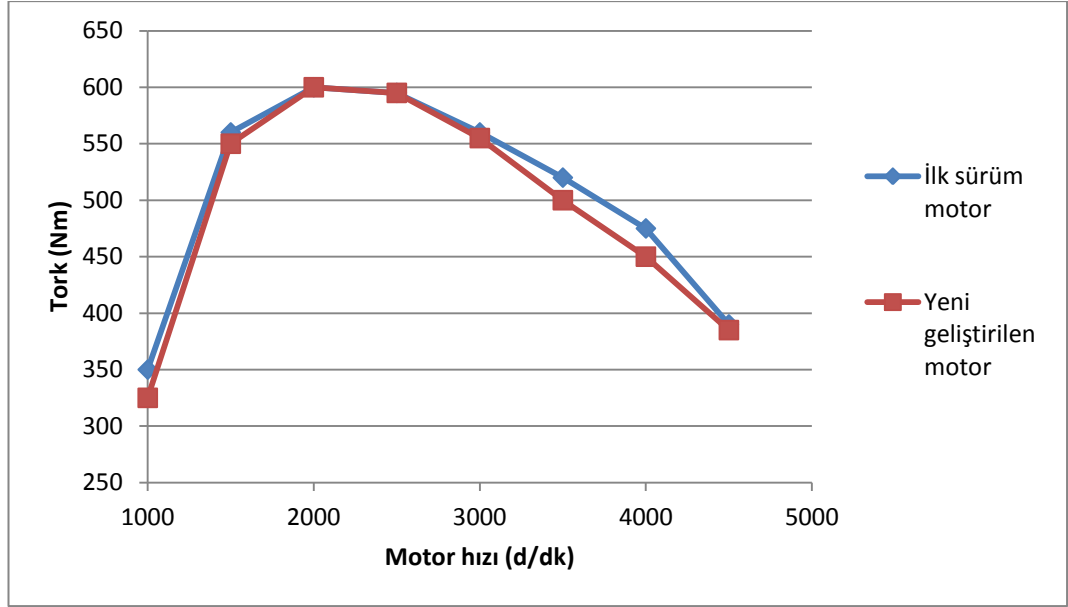


Şekil 3.17 : Özgöl yakıt tüketim değerlerinin karşılaştırılması.

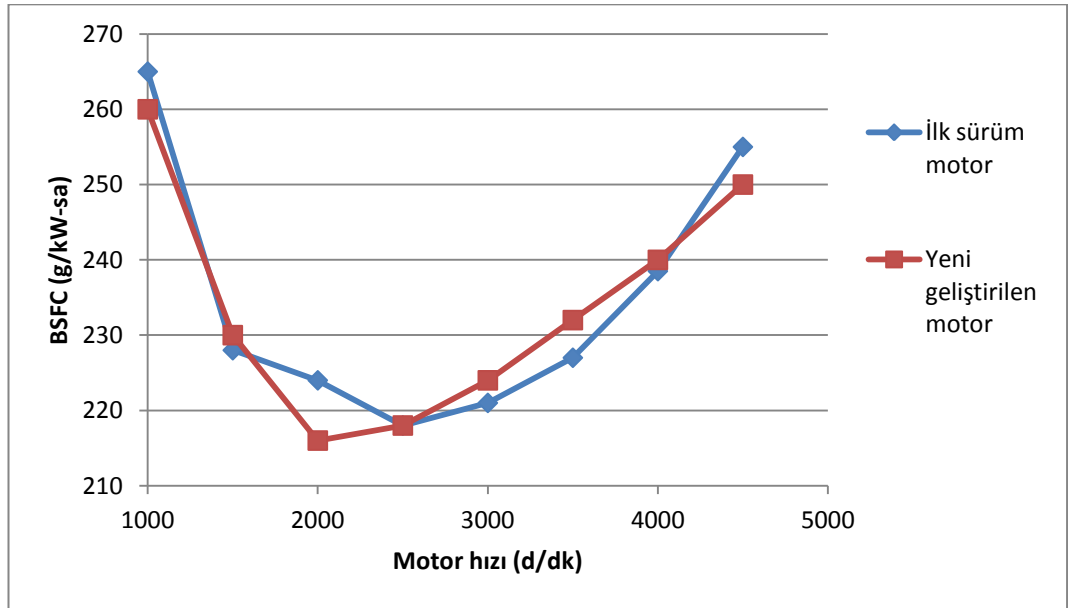
GT-Power da yapılan analizler C tipi kanat yapısına sahip olan kompresörün diğerlerine nazaran daha iyi sonuçlar açığa çıkardığı gözlemlenmiştir. Bu kompresör ile %75'e varan verim elde edilebilmektedir ve eş verim eğrileri diğerlerine göre daha geniştir. Bu sebepten dolayı dinamometre testleri bu kompresör ile yapılacaktır.

3.3.2 İlk sürüm ile yeni tasarlanan motor modellerinin karşılaştırılması

GT-Power yazılımı ile hem motorun ilk versiyonu hem de yeni geliştirilen versiyonu analiz edilmiş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma yapılırken tork/güç eğrilerine, doldurma basınçlarına, kompresör ve türbin verimliliklerine, özgöl yakıt tüketimine bakılmıştır ve sonuçlar EK C'de verilmiştir. Yeni geliştirilen motor alt uçta ve yüksek motor hızlarında eski sürüm motor kadar tork üretemediği görülmüştür. Bunun yanında özellikle 2000 d/dk ve üzeri motor hızlarında özgöl yakıt tüketiminde iyileşme vardır. Yeni geliştirilen motorun kompresör veriminde artış olurken, turboşarj shaft hızında da azalma vardır. Buda gövdenin daha az ısınacağına ve yağ ile soğutma ihtiyacının azalacağını göstermektedir.



Şekil 3.18 : Yeni ve eski motorun tork eğrilerinin karşılaştırılması.



Şekil 3.19 : Yeni ve eski motorun özgül yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması.

4. DİNAMOMETRE TESTLERİ İLE DOĞRULAMA

Motor araştırma ve geliştirmenin önemli bir kısmı da yapılan deneysel testler oluşturur. Bu testler araç üzerinde yapılabileceği gibi araç ortamının simüle edilebildiği test laboratuvarında (motor dinamometresi) yapılabilir. Motoru frenleyerek, aracın yerden, rüzgardan, ağırlıktan, yokuştan vb yükler dinamometre ortamında gerçek olarak sağlanır. Ayrıca maliyet, zaman ve kolaylık açısından testler dinamometrede yapmak daha verimlidir.

Dinamometrede test yapmanın avantajları şu şekilde sıralanabilir:

- Motor geliştirme sürecinin ilk başında motor sıkı paket yapısına sahip olmadığı için araçta motor için ayrılan yere sığmaz.
- Ölçüm aletlerinin de araca monte edilmesi gerek kalmaz.
- Uzun kilometrelerce yol yapmaya ihtiyaç duyulmaz.
- Manevra tekrarlanabilirliği daha yüksektir.
- Motor parametre değişimi daha rahat kontrol edilebilir.
- İstenilen çevre şartları sağlanabilir.

4.1 Dinamometre Yapısı

Dinamometrenin ana elemanlarını kontrol ünitesi, fren motoru, iklimlendirme ünitesi, emisyon üniteleri, yakıt şartlandırma üniteleri oluşturur. Aşağıdaki resimde dinamometre test odası ve kontrol ünitesi görülmektedir.

Kontrol ünitesi: bütün sistemin kontrol edildiği merkezdir. Tork, hız, ortam sıcaklığı, ve motor sınır değerlerinin sisteme girildiği ve motor performans değerlerinin alındığı yerdir. Diğer kontrol üniteleri de aynı merkeze bağlı olduğu için tek elden yönetilebilmektedir.

Fren motoru: tasarlanan/yeni geliştirilen motora karşı yük uygulayan ekipmandır. İstenilen motor çalışması noktası istenilen süre boyunca sağlanabilir. Örneğin 1000 rpm sabit devirde ve istediğimiz yükte uzun süre çalışabilir.



Şekil 4.5 : Dinamometre test düzeneği [26].

İklimlendirme ünitesi: motor çalışma ortamının sıcaklık, nem ve basınç değerlerinin ayarlanabilmesini sağlayan ekipmandır. Bu sayede çok sıcak/soğuk/yüksek bölgelere gitmeye gerek kalmadan aynı ortam oluşturulabilmektedir.

Emisyon üniteleri: motorda yanma sonrası oluşan egzoz gazı içeriğini ve ortama salınan gaz içeriğinin ölçüldüğü ekipmanlardır. Bu cihazlar ile CO₂, NO_x, HC, CO ve duman değerleri bütün motor çalışma noktalarında kolaylıkla ölçülebilmektedir.

Yakıt şartlandırma üniteleri ile de test esnasında motor silindirlerine gönderilen yakıtın sıcaklığı ve basıncı kontrol edilmektedir. Ayrıca motor suyunun ve yağının sıcaklığı da ayarlanabilmektedir.

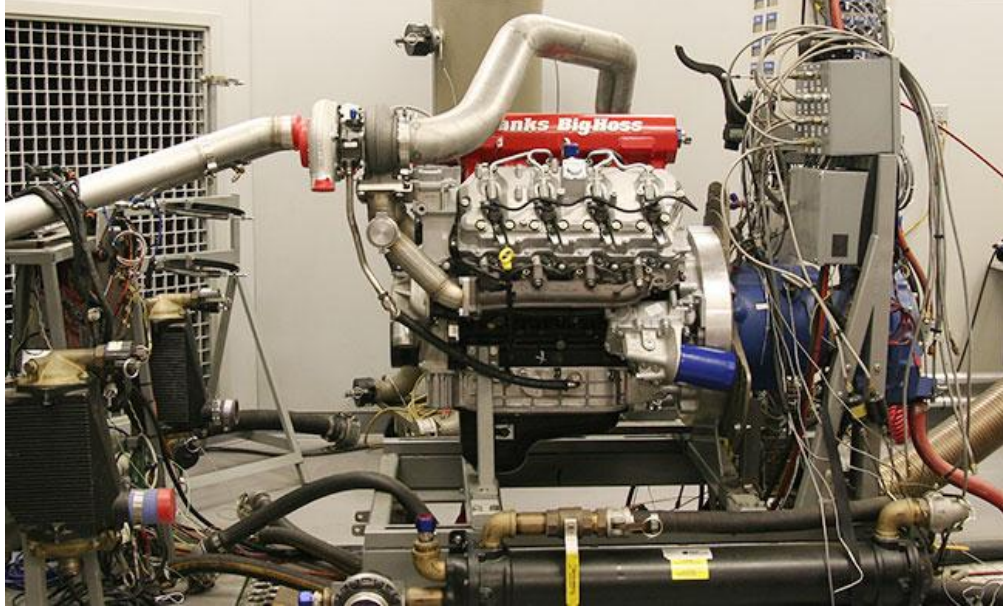
4.2 Motorun Hazırlanması

Yalın motorun dinamometrede test edilebilmesi için birkaç hazırlık aşamasından geçmesi gerekir. Test ortamı motor sanki araç üzerindeymiş gibi oluşturulur. Motor parçalarının araç üzerindeki konumlarına dikkat edilerek yerleştirmek gerekir. Diğer türlü motor kayıpları doğru bir şekilde sağlanamaz ve yanıltıcı sonuçlar elde edilir.

Motorun hazırlık aşamaları şu şekildedir:

Gerekli donanımların bağlanması: Bu kısımda motor parçaları üzerine gerçekte motor üzerinde yer almayan sensörler ve motor üzerinde mevcut olan sensörlerin yanına ek sensörler yerleştirilir. Bunun sebebi, geliştirme esnasında motor parametrelerini gözlemlemek ve mevcut sensörlerin doğruluğunu kontrol etmektir. Örneğin sıcaklık, basınç, turboşarj şaft hızı, vb değerler okunmaktadır.

Motorun palete bağlanması: motor parçaları bağlandıktan sonra tekrar toparlanır ve hazırlanan motor palete bağlanır. Motorun palete bağlanmasıdaki amaç geliştirilen motorların dinamometre odasına hızlı bir şekilde yerleştirilip çıkarılmasını sağlamaktır. Bunun yanında motor suyunun ve yağının haricen beslenmesi ve kontrolü yapılmaktadır.



Şekil 4.6 : Palet üzerine yerleştirilmiş ve donatılmış motor.

Paletteki motorun simulator ile elektriksel bağlantılarının kontrol edilmesi: bu aşamada motor sistemleri tek tek çalışıp çalışmadığı kontrol edilir. Mesela turboşarj hız sensörü, kanatçıkların hareketi, motor sensörleri ve ek sensörler denetlenir.

Paletin dinamometreye bağlanması: hazırlanan bütün sistemler kontrol edildikten sonra test için geliştirilen motor dinamometre odasına alınır ve fren motoru ile bağlantısı sağlanır. Burada önemli olan nokta; geliştirilen motor ile fren motorunu birbirine bağlayan şaftın yükü kaldırarak kapasitede olmasıdır.

Ölçüm alınacak parametrelerin ana kontrol ünitesine tanıtılması: bu kısımda ise parça parça kurulan ölçüm sistemlerin tek elden kontrol edilecek şekilde olması sağlanır. Mesela motor ana parametreleri, donanım parametreleri, egzoz emisyon cihazları, motor yağı/suyu kontrolü tek bir ekrandan kontrol edilebilir hale gelir. Daha sonrasında motorun zarar görmesini engellemek amacıyla limit değerler girilir, limit aşılması durumunda sistem otomatik olarak kendini kapatır.

4.3 Motor Testleri

Dinamometrede temel olarak iki şekilde test koşulabilir: daimi rejimde (steady state) ve geçici rejimde (transient). Daimi rejimde yapılan testlerde motorun sabit bir noktada çalışması sağlanırken geçici rejimde ise motor çalışma noktaları sürekli değişmektedir. Motor geliştirme aşamasında koşulan bazı testler aşağıdaki gibidir.

Bipo: yeni üretilen motorun sürtünme kuvvetleri belirli bir değere indirmek için yapılan testtir. Bunun yanında bazı parçaların yaşlandırılması sağlanır. Buradaki amaç motorun normal koşullarda çalışmasını sağlayacak şekilde parçaların yaşlanmasıdır.

Doe: motor kalibrasyonu yapılırken motorun çalışabileceği alternatifler çıkarılır ve en iyi nokta belirlenir. Değişken parametrelerden bir kısmı sabit tutularak diğerleri için artı eksi değerler belirlenir. Sonuç olarak bir motor çalışma noktası için ortaya bir sürü alternatif çıkmış olur. Bu noktalar ile motor modeli oluşturulur ve farklı testler için bu model daha sonra da kullanılabilir. Ayrıca aynı model kullanıldığı için dinamometrede yapılan test sayısı da azalır.

Tam yük testi: farklı motor hızlarında tam yükte motor performansını belirlemek amacıyla koşulan testlerdir. Bu testler ile motor tork/güç eğrileri elde edilir. Tam yük testlerinde dikkat edilmesi gereken husus motorun tam yük esnasında istenilen torku motor limitleri içerisinde vermesidir. Genel olarak dikkate alınan bazı motor limitleri kompresör çıkış sıcaklığı, türbin giriş sıcaklığı, silindir basıncı ve turboşarj şaft hızı vb. parametrelerdir.

Motor haritasının çıkarılması (Engine Mapping): Bu test ile motor tork eğrisi altındaki tüm çalışma noktalarının kalibrasyonunu kontrol edilebilir ve değiştirilebilir. Motorun düşük çalışma noktaları için yakıt tüketimi, emisyon salınımı ve performansı için geliştirmeler yapılır ve bu test ile kontrol edilir. Amaç motorun tüm çalışma noktalarını daimi rejimde kontrol etmek ve limitler içinde çalıştığını göstermektir. Bu parametreler arasında kompresör çıkış sıcaklığı, türbin giriş sıcaklığı, turbo şaft hızı, silindir basıncı ve gürültü vb. sayılabilir.

Regülasyon testleri: Araçların satılacağı pazarların yetkilileri (hükümet tarafından kabul edilen) tarafından kabul edilen testlerin validasyonunu sağlamak amacıyla koşulur. Regülasyondaki limitler içinde olmadan aracı o ülkede satmak mümkün değildir. Bu testler daimi rejimde ve geçici rejimde koşulan testler olabilir. Mesela

Avrupa’da - Euro6 ağır iş motorları için WHSC ve WHTC, EURO5 ağır iş motorları için ETC-ESC, Kuzey-Güney Amerika ülkeleri için FTP vb. testler yapılır.

Turboşarj sistemi üretildikten sonra yapılması gereken ilk test turboşarj sistemi seçimini doğrulamak için yapılacak olan motor performans testleridir. Bu performans testlerinden motorun çalışma noktaları turboşarj sisteminin haritaları üzerine işlenerek şaft hızı, sıkıştırma ve genişleme oranları, kararsız çalışma ve şok emniyetleri kontrol edilir. Ayrıca çarkların verimlerinin kontrolleri yapılarak motorun yakıt tüketimi kontrol edilir. Son olarak ise kanatçık mekanizmasıyla ayarlanabilen egzoz karşı basıncı sayesinde elde edilen EGR akış kapasitesi kontrol edilir ve istenilen emisyon seviyesinin sağlanıp sağlanamadığı belirlenir. Bu test fiziki testlerin en başında yapılan performans testidir.

Bir başka doğrulama testi titreşim tehdidine karşı yapılan testtir. Bu testte motor yüksek titreşim büyüklüklerine sahip motor çalışma noktalarından uzun süre boyunca çalıştırılır. Test bitiminde titreşim kaynaklı çatlak başlangıcının kontrolü yapılır. Ayrıca turboşarj sistemi şaftının eksenel boşluğunun ölçümü yapılır. Sistemin titreşime karşı doğrulanması için çatlak veya limit dışı eksenel şaft oynaması olmamalıdır.

4.4 Test Sonuçları

Geliştirilen motor için dinamometre testi koşullurken gerçek araç ortamının oluşturulması çok önemlidir. Yapılan testlerde de mümkün olduğunca bu kurala dikkat edilmiştir. Hava emme tarafı için; hava giriş boruları, hava filtresi ve basınçlandırılmış hava boruları gerçek araç parçaları ile kurulmuştur. Araç ara soğutucu sistemi motor çalışmasına ve ortama bağlı olarak değişen hava-hava soğutma sistemine sahip olduğu için dinamometre testlerinde kullanmak uygun değildir. Bunun yerine motor hızlarına bağlı olarak istenilen silindir giriş sıcaklığını veren hava-su soğutmalı ara soğutucu ünitesi kullanılmıştır. Motor yağı ve soğutma suyu sıcaklıkları da araca uygun olarak belirlenmiştir.

Turboşarj sistemini tam olarak analiz edebilmek için basınç, sıcaklık, hava/yakıt/egzoz debisi, performans ve motor girdileri daimi rejimde ölçülmelidir.

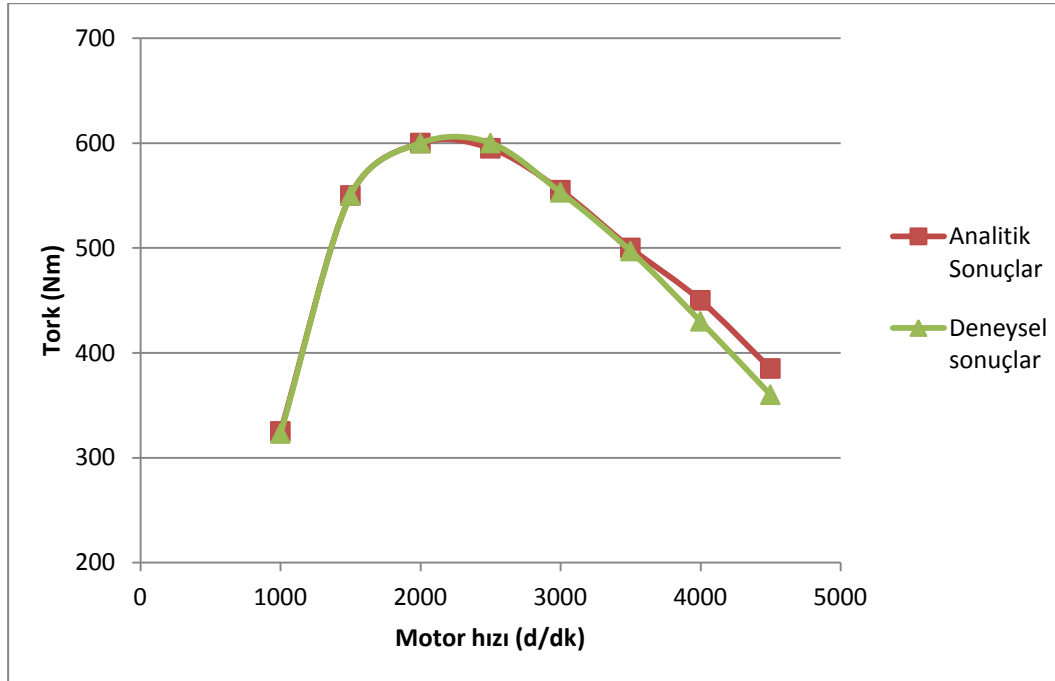
Basınç: atmosfer basıncı, hava filtresinin giriş basıncı, kompresör giriş ve çıkış basınçları, emme manifoldundaki hava basıncı, azami silindir basıncı, yakıt pompasının giriş ve çıkışındaki basınçlar daimi rejimde sürekli olarak ölçülmüştür.

Sıcaklık: hava giriş sıcaklığı, kompresör giriş ve çıkış sıcaklıkları, emme manifoldundaki hava sıcaklığı, ara soğutucunun giriş ve çıkışındaki hava sıcaklığı, türbin giriş ve çıkışındaki hava sıcaklığı, yakıt pompası giriş ve çıkışındaki yakıt sıcaklığı, motor soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklığı ve ortam sıcaklığı ölçülmüştür.

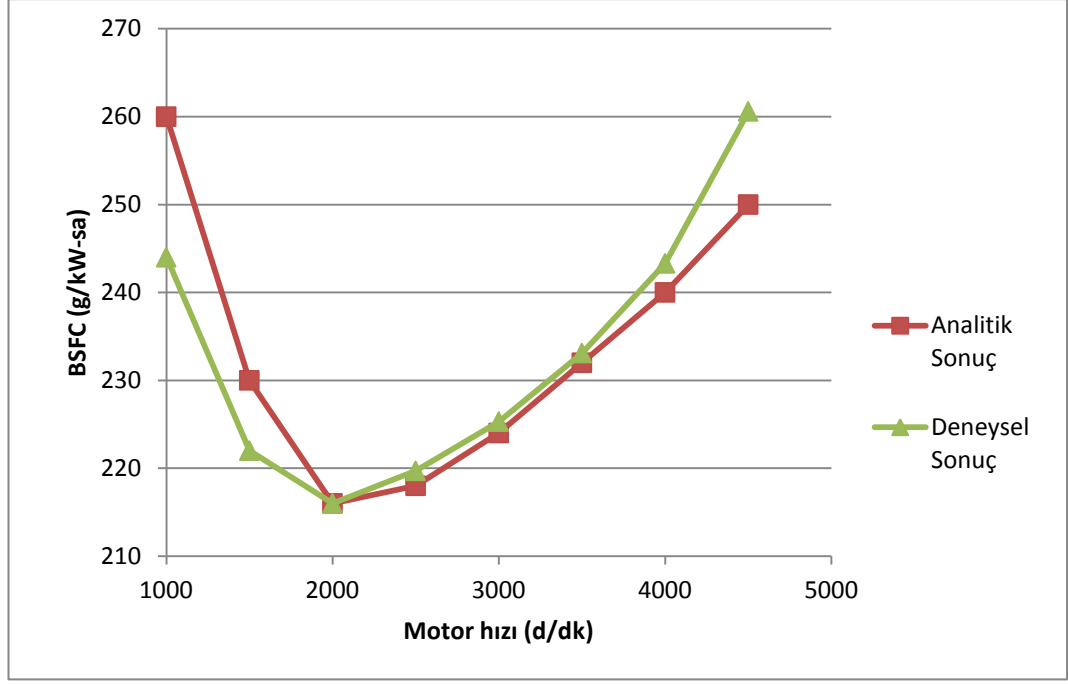
Kütle akışı: dinamometrede sadece hava ve yakıt kütle akışı ölçülür, egzoz gazının kütle akımı bu iki parametrenin toplamıyla hesaplanır.

Performans: motor hızı, güç, tork, turbo hızı, özgül yakıt tüketimi, hava yakıt oranı, volumetrik verim ve EGR debisi hesaplanabilir veya ölçülebilir.

Motor girdileri: enjekte edilen toplam yakıt miktarı, enjeksiyon süresi, doldurma basıncı, turboşarj kanakçıklarının pozisyonu kalibrasyon modülü tarafından direk olarak kontrol edilen girdi parametreleridir.



Şekil 4.7 : Motor torkların karşılaştırılması.



Şekil 4.8 : Özgöl yakıt tüketim değerlerinin karşılaştırılması.

Yapılan deneysel test sonuçları ile analitik sonuçların karşılaştırılması yukarıdaki grafiklerde verilerek yapılan analitik çalışma doğrulanmaya çalışılmıştır. Kullanılan kompresör ve türbin istenilen torku sağlamaktadır, sadece yüksek hızlarda analitik sonuçlara göre ~%4 daha düşüktür. Benzer şekilde kompresörün bastığı hava miktarı da yüksek hızlarda analitik hesaplamalara göre düşük çıkmıştır. Doldurma basıncına bakıldığında ise düşük motor hızlarında analitik sonuçlara göre daha iyi sonuç verirken yüksek hızlarda ise daha düşük kalmıştır. Düşük motor hızlarında doldurma basıncının ve hava yakıt oranının yüksek olması özgül yakıt tüketiminin de iyileşmesini sağlamıştır. Sürücü tarafından en çok kullanılacağı düşünülen devirde ise özgül yakıt tüketiminde analitik ve deneysel sonuçlar aynı değeri verirken yüksek motor hızlarında deneysel sonuçlarda artış gözlemlenmiştir. Türbin giriş basıncı genel olarak analitik sonuçlara göre yüksek çıkmıştır. Türbin giriş sıcaklığı ise düşük hızlarda analitik sonuçlarla örtüşürken, yüksek motor hızlarında ise deneysel sonuçlar daha yüksek değerler vermiştir. Türbin giriş sıcaklıkları ve basınçlarında limitler dâhilinde olup kompresör bölgesinde de problem gözlenmemiştir. Kompresör çıkış sıcaklığının limit değerden yüksek olması kompresör girişine verilen gazların yanarak kompresör çarkına ve muhafazasına yapışmasına sebep olmaktadır. Kompresör verim eğrisi yapılan testteki ölçülen sıcaklık ve toplam basınç oranından hesaplanmıştır. Tüm çalışma devir aralığında kompresör veriminin ~%4 daha düşük olduğu görülmüştür. Kompresör haritası incelendiğinde, kompresör

haritasında kalp diye adlandırılan bölgenin analitik hesaplamalarda daha büyük olduğu ve motor çalışma eğrisinin bir kısmının kompresör veriminin en yüksek olduğu ada içerisinde kaldığı görülmektedir. Ancak deneysel sonuçlarda ise kompresörün en verimli olduğu adanın daha küçük olduğu ve motor çalışma eğrisinin daha az bir kısmının bu ada içerisinde kalmıştır. Turboşarj şaft hızı ise hedef değerin altındadır, bu da turboşarj gövdesinin daha az ısınması ve yağ ihtiyacının daha az olacağını göstermektedir.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Turboşarj seçiminin nihai amacı, motorun toplam verimini azami dereceye çıkarmak için motor karakteristiklerine en uygun olan turboşarj sistemini motora uygulamaktır. Uygulamaya bağlı olarak turboşarj ile motor eşleme işlemi motorun daima çalıştığı hususi bir nokta içinde yapılabilir. Sabit bir hava debisi ve basınç oranı ile elektrik üretimi yapan dizel motorlar bu sınıf içinde sayılabilir. Otomotiv motorları ise sabit devir ve güç veren tek bir noktada değil, geniş bir hız aralığında kullanılmaktadırlar. İşte bu yüzden motorun tüm hız aralığında turboşarjı en verimli bölgede çalıştırmak mümkün değildir. En iyi çalışma noktasından ziyade turboşarjın çalışacağı başka motor çalışma noktaları da olacaktır. Otomotiv endüstrisinde kullanılan motorlar için doğru bir eşleştirme yapabilmek için bazı koşullar dikkate alınmalıdır.

Aracın ivmelenebilmesi için düşük hızlardaki torkun, hızlanabilmesi için yüksek hızlardaki gücün iyi olması gerekir. Tam yük eğrisi boyunca özgül yakıt tüketimi ve düşük duman seviyesi sağlamalıdır. Araç sürülebilirliği, geçici rejimdeki aracın davranışı iyi olmalı ve yüksek irtifalarda güç kesmeden çalışabilmesi gereklidir. Son olarak hem motor hem de turboşarj mekanik ve termal sınırlar içerisinde çalışması devam ettirilmelidir.

İşte bu sayılan faktörleri göz önüne alarak geniş bir rejimde iyileştirme yapmak için çift kademeli turboşarj sistemleri geliştirilmiştir. Tez kapsamında ele alınan motorun önceki versiyonunda paralel ardışık çift kademeli turboşarj sistemi mevcuttur. Değişken geometrili birincil turboşarj devamlı çalışırken, daha küçük olan ikincil sabit geometrili turboşarj belirli bir devirden sonra devreye girmekte ve doldurma basıncını beraber üretmektedirler. İkinci turboşarjın devreye girme sırasında doldurma basıncında ve kompresör veriminde bir düşüş gözlemlenmektedir. Ayrıca motor V düzenine sahip olduğu için basınçlı hava ara soğutucuya iki koldan girmektedir. İki turboşarj sistemi devredeyken basınç seviyeleri daima kontrol edilmeli ve aynı seviyede tutulmalıdır. Aksi takdirde bir taraftan diğer tarafa hava akışı olmakta ve basınçlandırılan hava silindire gönderilememektedir. Bu kontrol sistemi ve uzun hava yolu ekstra maliyet ve basınç kaybına sebep olmaktadır.

Herhangi bir parça veya sistem çok yüksek maliyetle mükemmele yakın olarak tasarlanıp retilabilir. Ancak rekabetin yüksek ve kar payının düşük olduğu endüstri yüksek parça maliyetlerini kabul etmemektedir. Firmalar açısından ihtiyaç karşılayacak ucuz bir ürün çok pahalı ve mükemmel seviyede üretilen parçadan daha değerlidir. Bu sebepten ötürü yeni geliştirilen motor için ihtiyaç karşılayan daha ucuz, hafif ve nispeten basit yapıya sahip sistem geliştirilmesi amaçlanmıştır.

Çift kademeli turboşarj sistemi getirdiği iyileştirmelerin yanında dezavantajları da olduğu için yeni geliştirilen motor için tek kademeli değişken geometrilili turboşarj sistemi seçilmesine ihtiyaç duyulmuştur. Analitik yöntemler ele alınan kompresör haritaları üzerinde eleme yapılmış ve CAE analizi yapılmak üzere farklı aerodinamik özelliklere sahip üç tanesi seçilmiştir. Tek boyutlu motor simülasyon analizi sonuçlarına göre birbirine yakın sonuçlar veren bu kompresörlerden aralarında en iyisi seçilmiş ve motorun eski sürümü ile karşılaştırılmıştır. Motor performans değerlerini sağlayan ve hatta daha iyi sonuçlar verdiği yine GT-Power da yapılan analiz sonucunda açığa çıkmıştır. Yeni tasarlanan sistem ile motorun en çok kullanıldığı devir aralığında kompresör veriminin arttığı gözlemlenmiştir. Sayısal yöntemlerle belirlenen yeni turboşarj sistemi zgl yakıt tüketimini %0,9 düşürdüğü ve maliyeti %30 azalttığı gözlemlenmiştir. Yeni turboşarj sisteminde su soğutmalı şaft gövdesi ve kaymalı yatak yerine rulmanlı yatak kullanılması turbo tepki süresini ve yakıt tüketimi azaltan önemli faktörlerdir.

Bir sonraki aşamada seçilen yeni sistemin doğruluğu araştırılmıştır, bu da motor geliştirmenin ilk fazında yapılan dinamometre testleri ile gerçekleştirilmektedir. Bu testler boyunca öncelikle performans değerlerinin CAE analizleri ile uyumu incelenmiş ve daha sonra mekanik ve termal limitler içinde kaldığı araştırılmıştır. Tork ve g değerleri, kompresör çıkış sıcaklığı ve basıncı, türbini giriş sıcaklığı ve basıncı, şaft hızı, sistem titreşimi, silindir basınçları hedeflenen değerler içerisinde olduğu da doğrulanmalıdır.

Parça tasarımı ve prototip motorun performans testleri bittikten sonra motor araca monte edilmeli, araç üzerindeki çalışma koşulları ve birbiri ile uyum içerisinde çalışması sağlanmalıdır. Bu aşamada ortaya çıkan problemler geriye dönülerek parça modifikasyonları yapılmalıdır. Araç testlerinin de tamamlanmasıyla müşteri araçları retilabilir hale getirilir.

Çift kademeli turboşarj sistemindeki dezavantajların giderilmesi, üç kademeli turboşarj sistemlerinin devreye alınması, türbin çıkışındaki egzoz gazının değerlendirilmesi için geliştirilecek alternatif sistemler; havalı veya manyetik yataklarının turboşarj sistemine uygulanması, aerodinamik verimi daha yüksek çark ve salyangoz tasarımı, hassas kanatçık kontrol sistemleri, entegre soğutma sistemli kompresörler, türbin muhafazasıyla birleştirilmiş egzoz manifoldu gibi konular üzerinde çalışılması gereken açık konulardır.

KAYNAKLAR

- [1] **Yaman, G.** (2000). Araçlarda Aşırı Doldurma ve Turboşarj. Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi, Kocaeli
- [2] **Zhang, K., Subramanian, G., Garimella, P., ve Akehurst, S.** (2012). Method of Turbocharger Emulation on Engine Test and Application to Turbocompound System Optimization. Technical Paper. Dresden.
- [3] **Balis, C., Donkin, G., ve Eng, C.,** (2012). The Next Generation of Gasoline Turbo Technology. Honeywell Transportatint Systems. 33. Internationales Wiener Motorensymposium
- [4] **Gamma Technologies,** GT-Power User's Manual and Tutorial. Gamma Technologies Inc., Westmont, IL, USA, 2012
- [5] **Belis, V. D., Mareli, S., Bozza, F., ve Capobianco, M.** (2013). 1D Simulation and Experimental Analysis of a Turbocharger Turbine for Automotive Engines Under Steady and Unsteady Flow Conditions, 68th Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association ATI2013
- [6] **Rolle.** (2014). Honeywell Global Turbo Forecast. Switzerland.
- [7] **Bauer, K-H., Balis, C., Paja, D., Davies, P., ve Marsal, D.,** (2011) High Volume Production of Ball Bearing Turbochargers. Motortechnische Zeitschrift. Volume 72
- [8] **Vítek, O., Macek, J., Polášek, M.** (2006) New Approach to Turbocharger Optimization Using 1-D Simulation Tools. SAE International, 06P-192
- [9] **Nugent, P.** (2004) Turbology for Beginners. http://www.s2central.net/turbology/Turbology_v4.pdf
- [10] **M. Norton and B. Horner,** *Turbocharger Fundamentals*, Honeywell, 2010.
- [11] **Megep.** (2006). Motorlu Araçlar Teknolojisi, Dizel Yakıt Sistemleri. Ankara
- [12] **Capon, G. C. ve Phil, M.** (2004). Turbocharging the Automotive Diesel Engine. United Kingdom
- [13] **Garett by Honeywell.** Water Cooling. White Paper No:1.
- [14] **Honeywell.** How a Turbo System Work. Turbo Tech 101.
- [15] **Horner, B., ve Norton, M.** Overwiev of Turbocharger Technology, Gebze 2010
- [16] <http://tr.wikipedia.org/wiki/Otomobil>, alındığı tarih: 29.06.2014.
- [17] <http://www.turbosmartusa.com/technical-articles/history-of-turbocharging/>, alındığı tarih: 12.09.2014
- [18] <http://www.motorsanas.com/tr/turbosarjnedir.html>, alındığı tarih: 27.10.2014

- [19] <<http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/basic>>, alındığı tarih: 03.07.2014
- [20] <http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/turbine_housingARandhou
[singsiz ing](http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/turbine_housingARandhou)>, alındığı tarih: 08.08.2014
- [21] <<http://turbo.honeywell.com/our-technologies/broadest-turbo-range/>>, alındığı tarih: 17.11.2014
- [22] <<http://www.dieselmotors.info/air-systems/variable-geometry-turbine.html>>, alındığı tarih: 07.12.2014
- [23] <<http://tr.wikipedia.org/wiki/SUV>>, alındığı tarih: 20.10.2014
- [24] <[http://en.wikipedia.org/wiki/Range_Rover_\(L405\)](http://en.wikipedia.org/wiki/Range_Rover_(L405))>, alındığı tarih: 01.11.2014
- [25] <http://en.wikipedia.org/wiki/Ford_AJD-6/PSADT17#3.0D.2FTDV6.2FHDi>, alındığı tarih: 23.11.2014
- [26] <http://www.epi-eng.com/special_purpose_systems/ecr_dyno_system.htm>, alındığı tarih: 01.12.2014

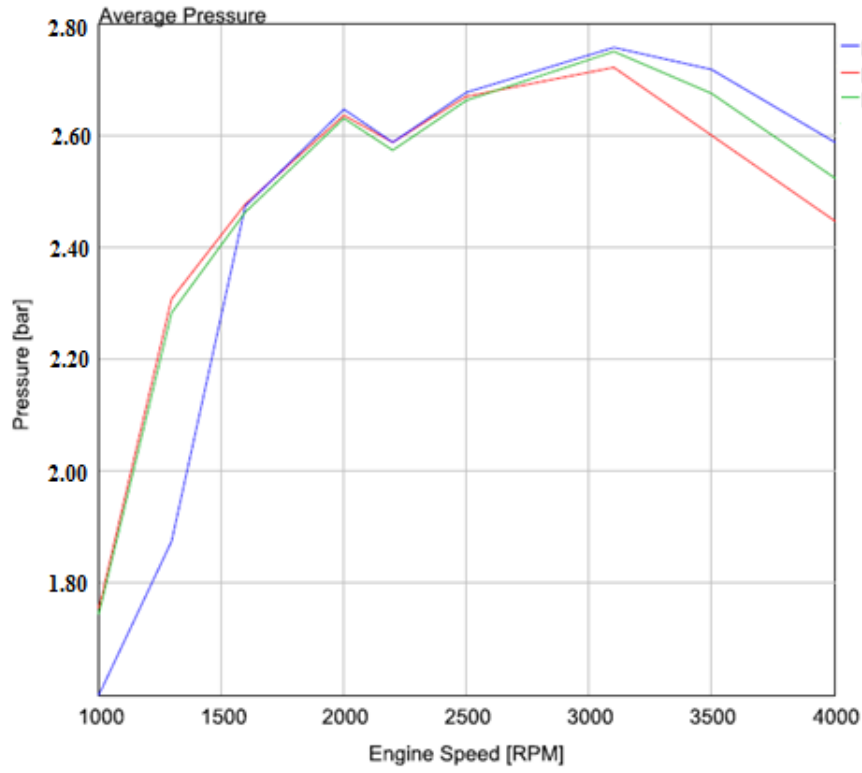
EKLER

Ek A: Gt-Power analiz sonuçları

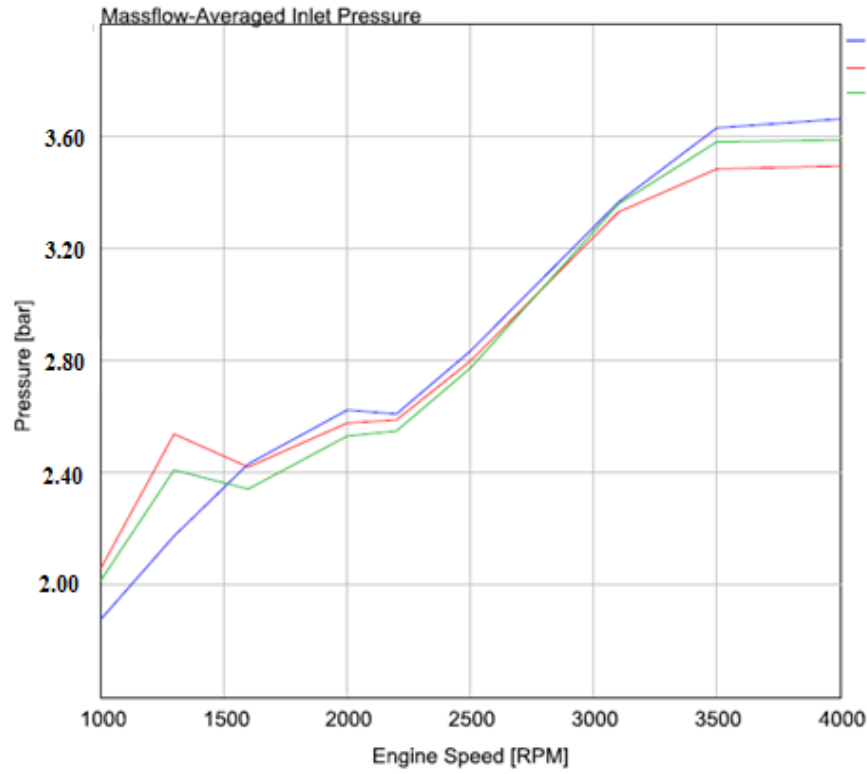
Ek B: Gt-Power sonuçları ile ilk sürüm motor parametreleri karşılaştırılması

Ek C: Dinamometre test sonuçları

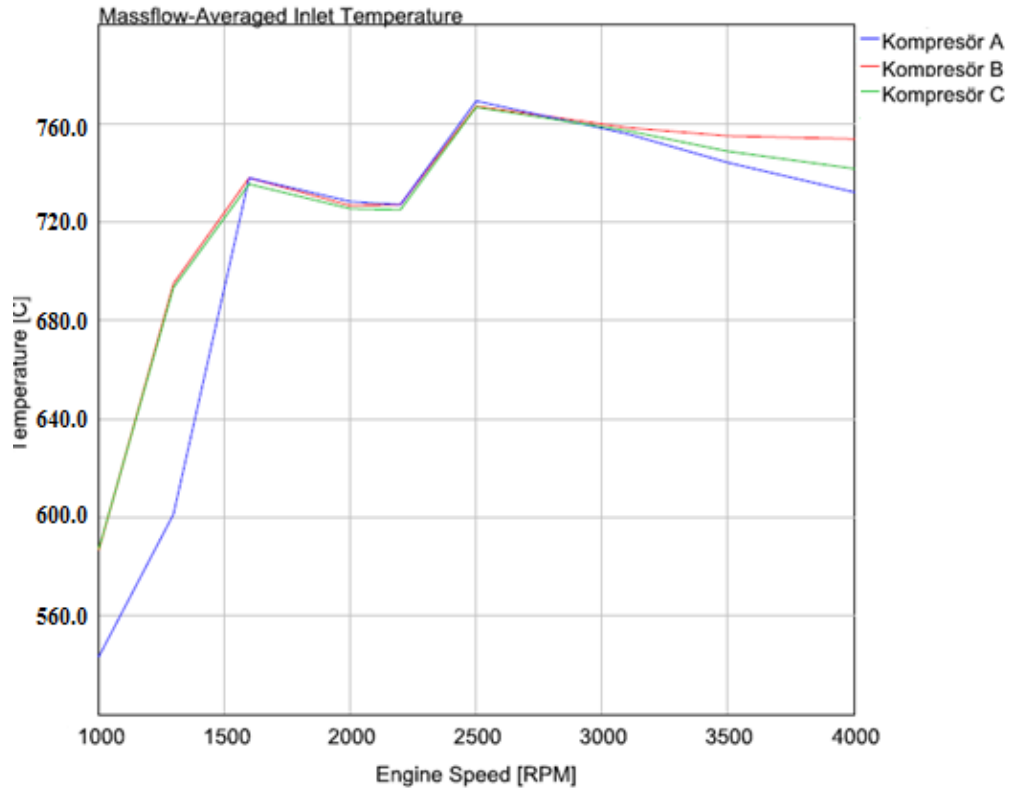
Ek A



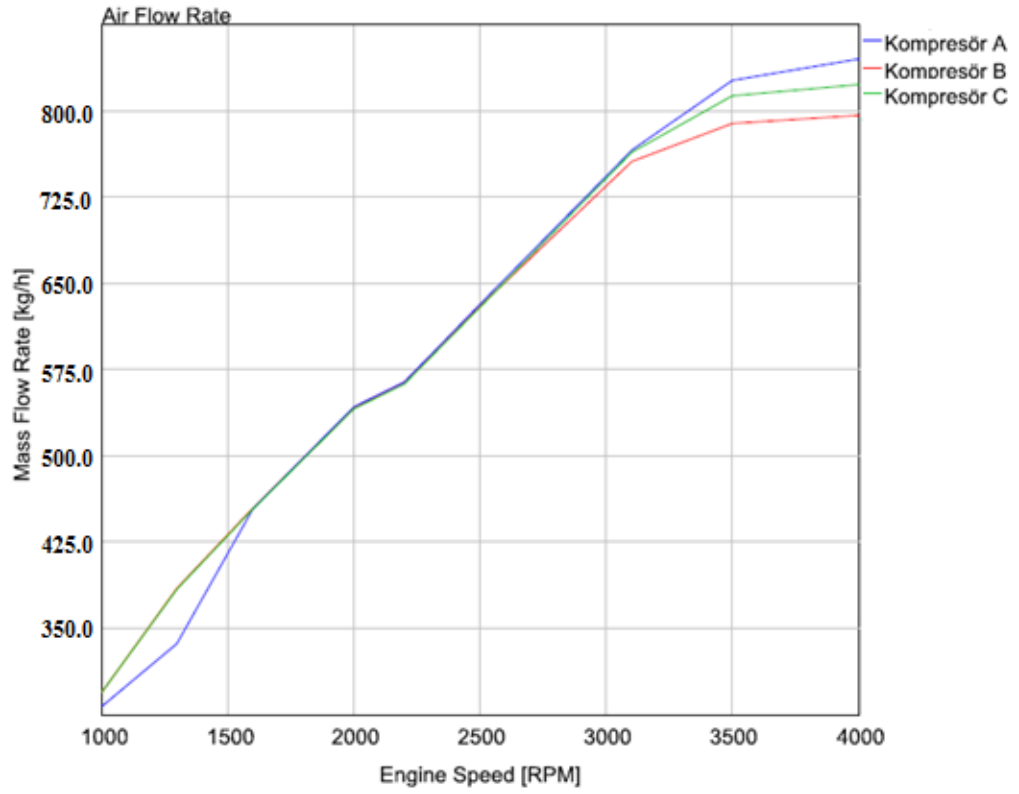
Şekil A.11 : Doldurma basıncı.



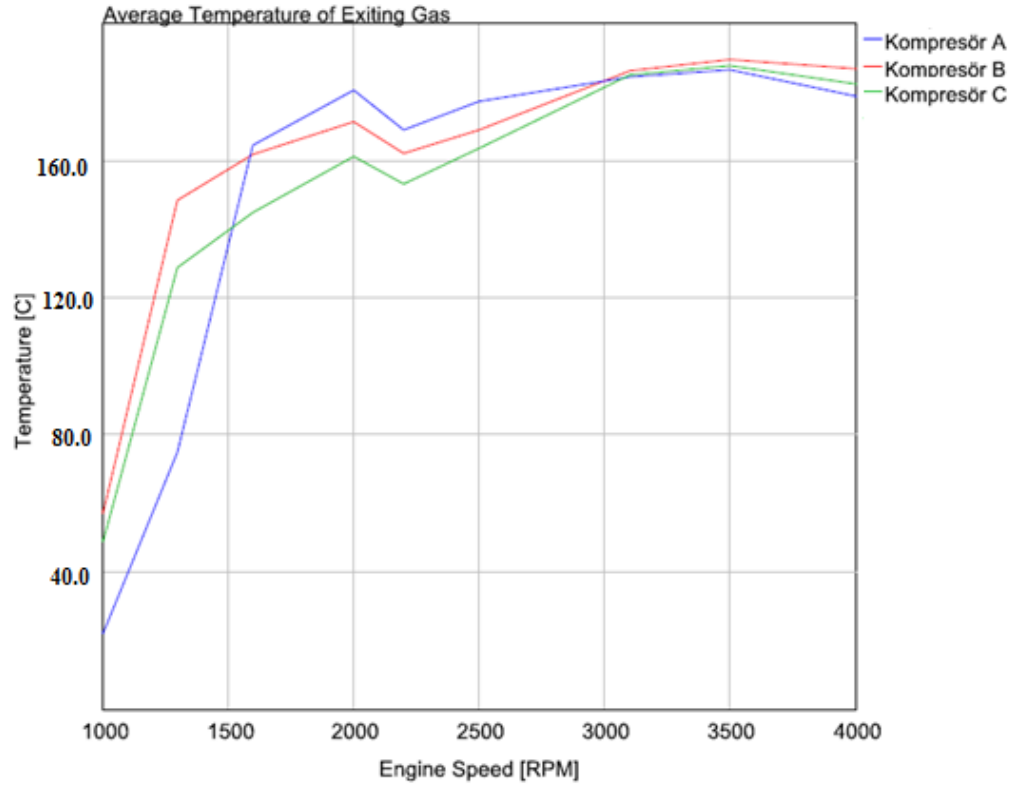
Şekil A.12 : Türbin giriş basıncı.



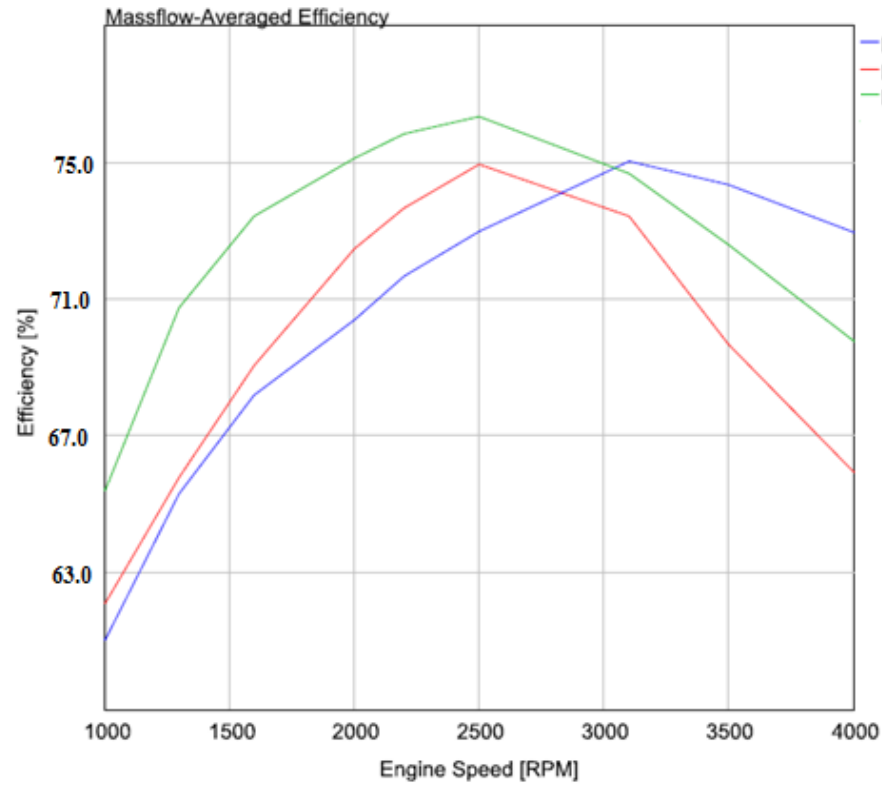
Şekil A.13 : Türbin giriş sıcaklığı.



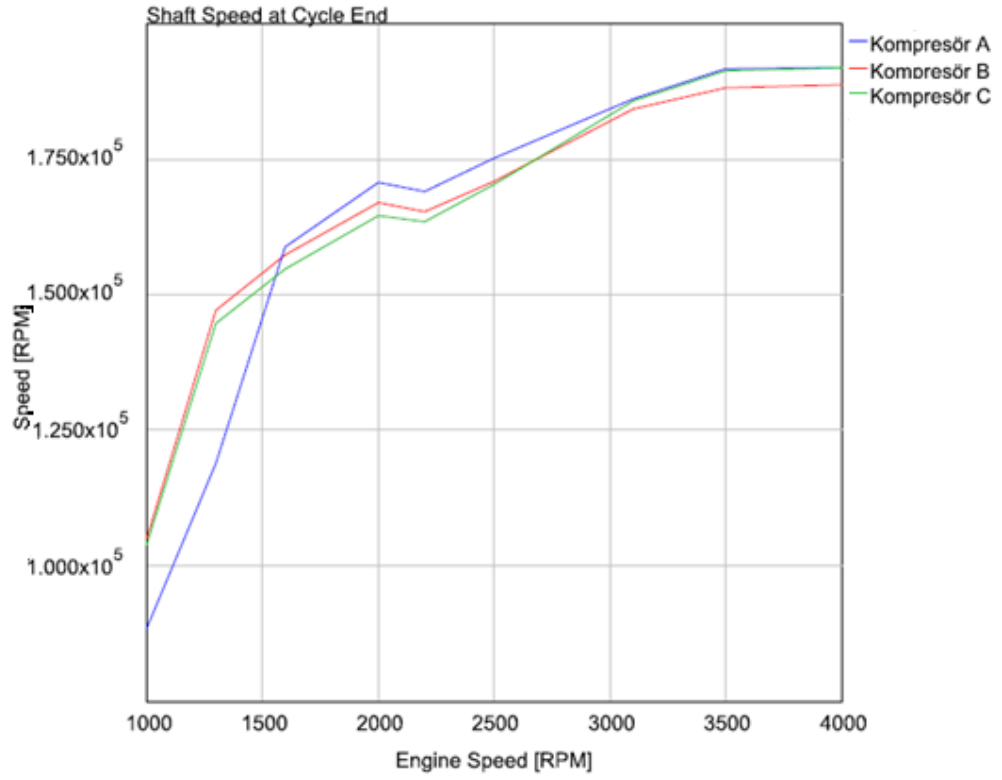
Şekil A.14 : Hava debisi.



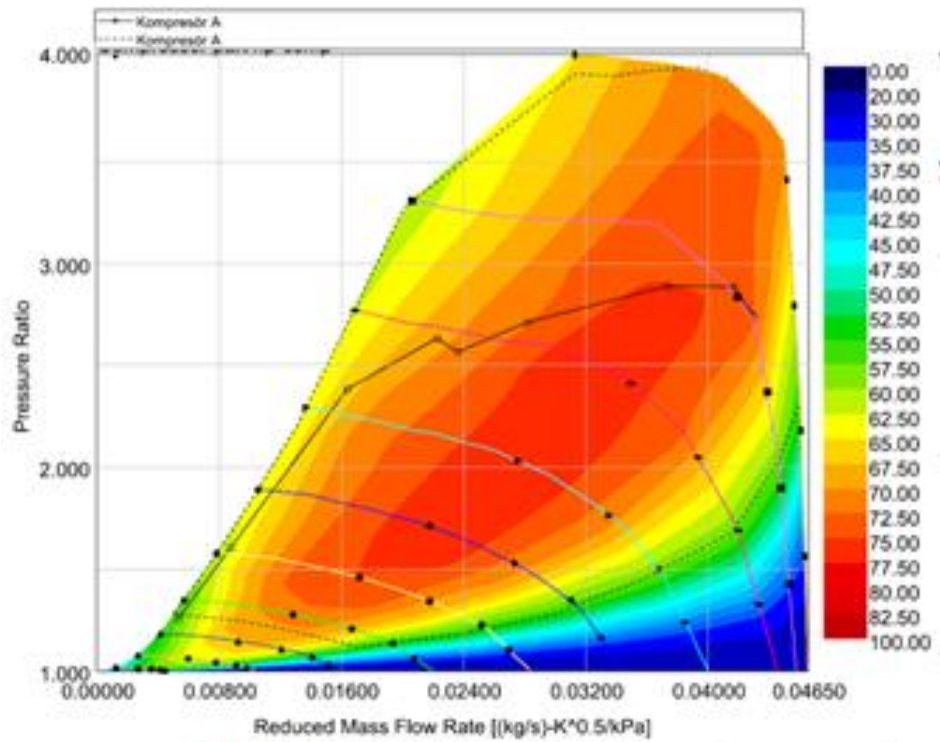
Şekil A.15 : Kompresör çıkış sıcaklığı.



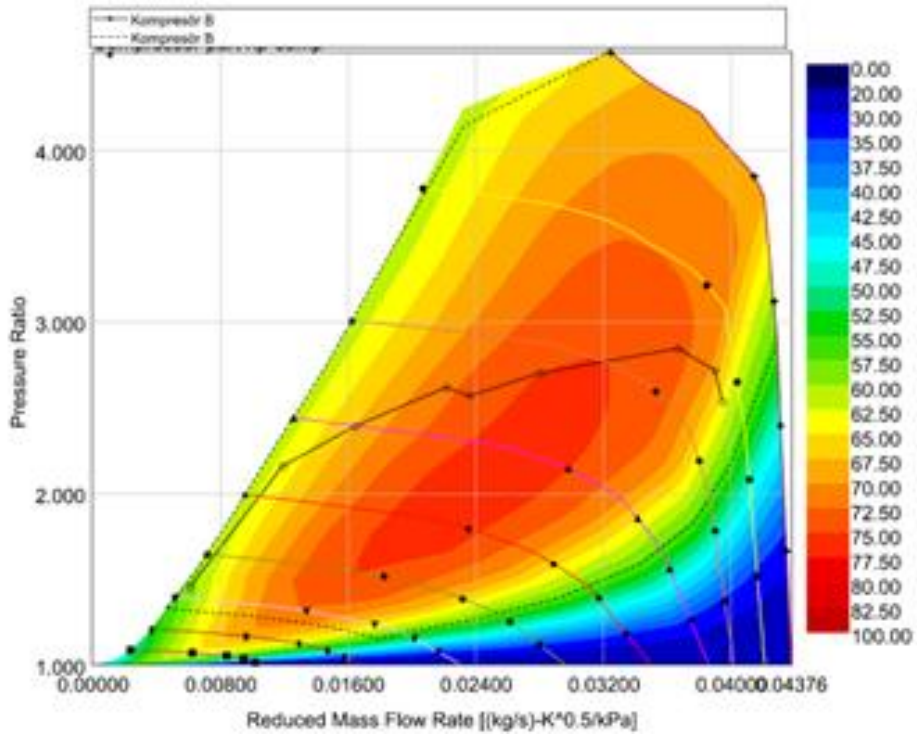
Şekil A.16 : Kompresör verimi.



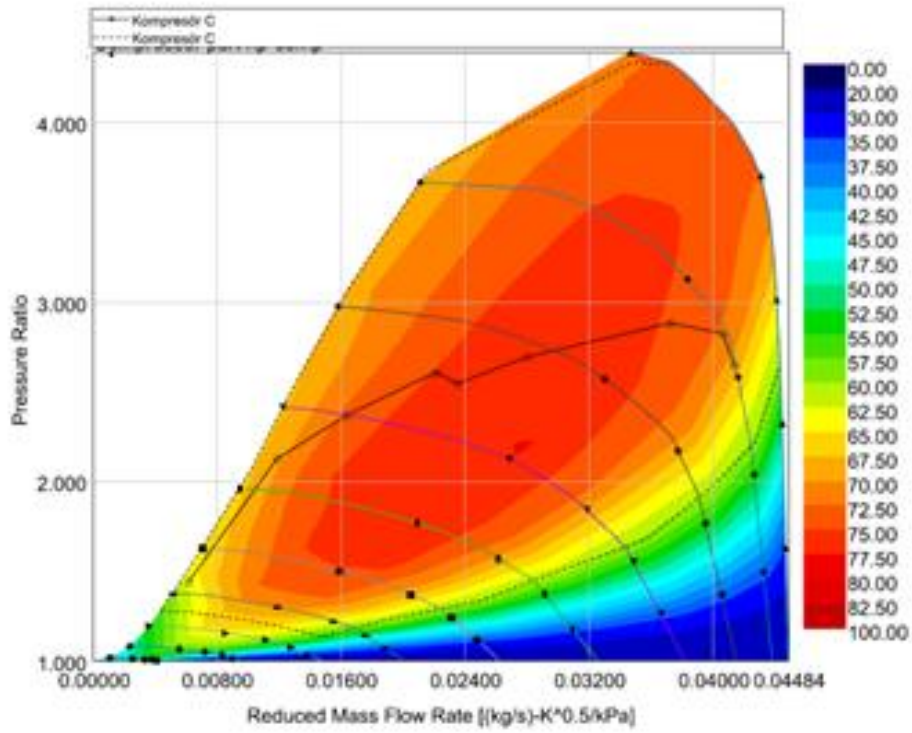
Şekil A.17 : Şaft hızı.



Şekil A.18 : A T51 kompresörü ile motor çalışma noktaları.

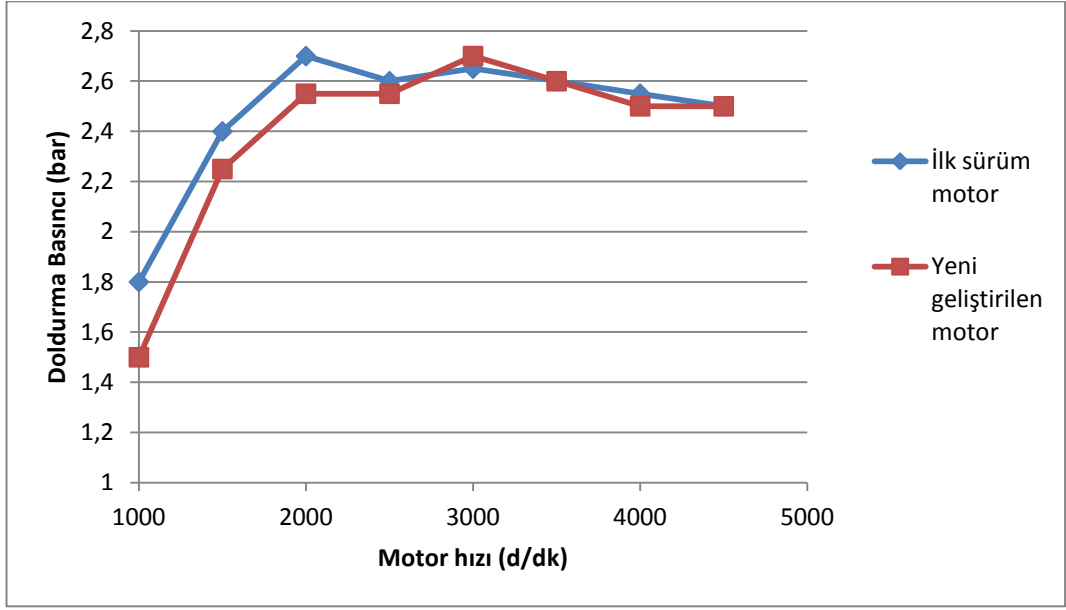


Şekil A.19 : B T51 kompresörü ile motor çalışma noktaları.

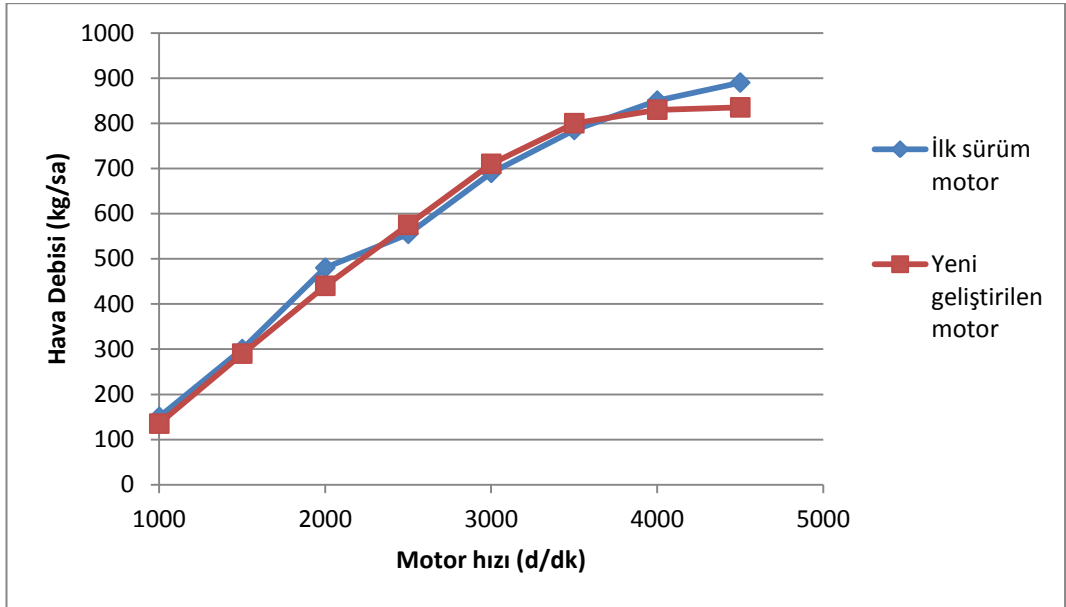


Şekil A.20 : C T57 kompresörü ile motor çalışma noktaları.

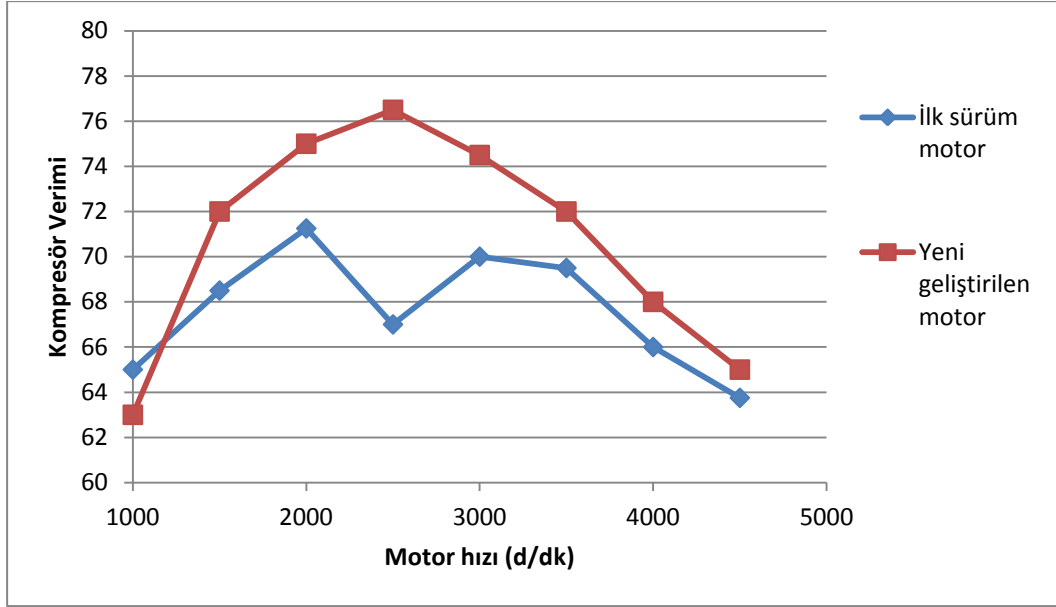
EK B



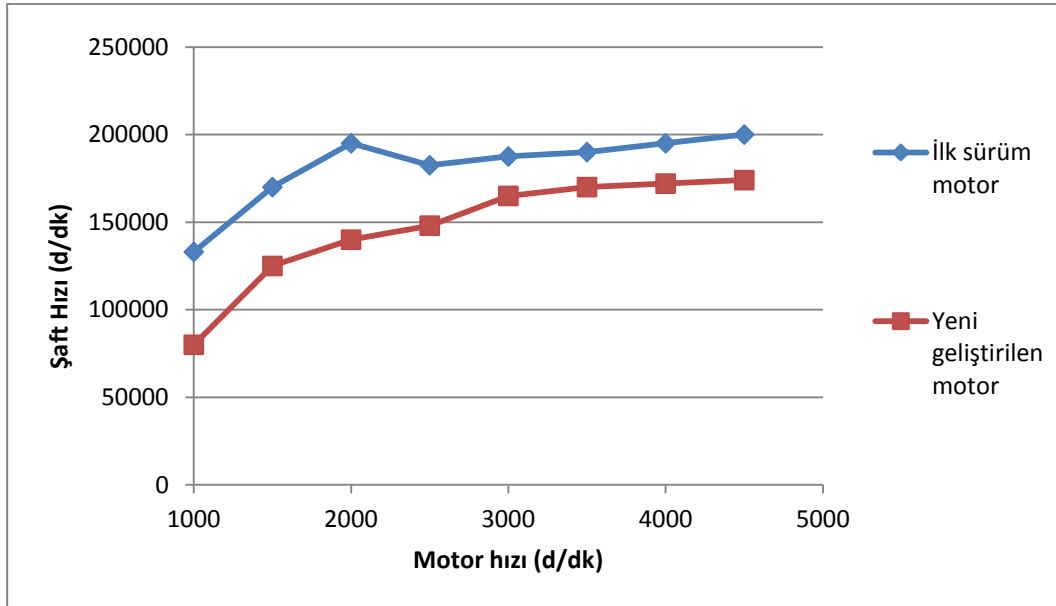
Şekil B.1 : Yeni ve eski motorun doldurma basınçlarının karşılaştırılması.



Şekil B.2 : Yeni ve eski motorun hava debilerinin karşılaştırılması.

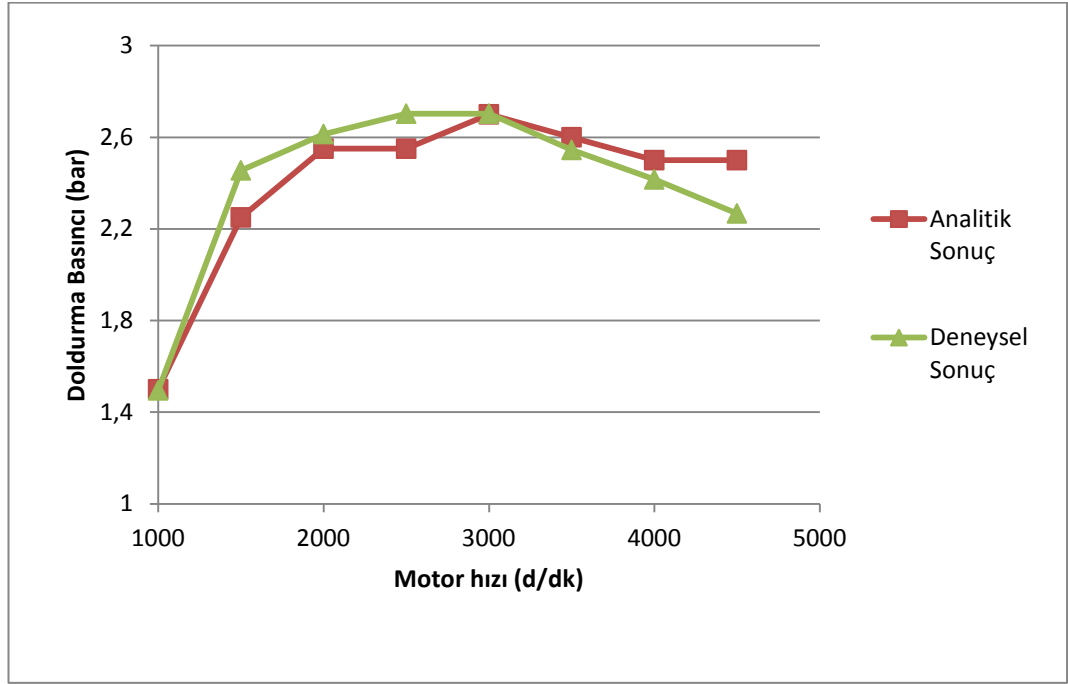


Şekil B.3 : Yeni ve eski motorun kompresör verimlerinin karşılaştırılması.

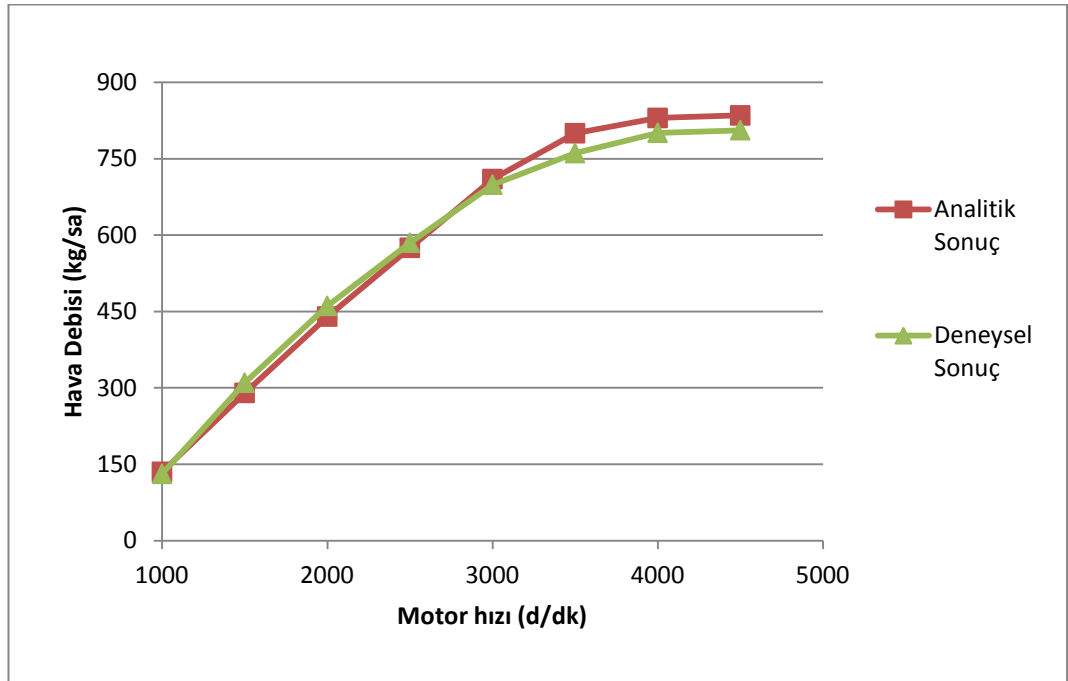


Şekil B.4 : Yeni ve eski motorun turboşarj şaft hızlarının karşılaştırılması.

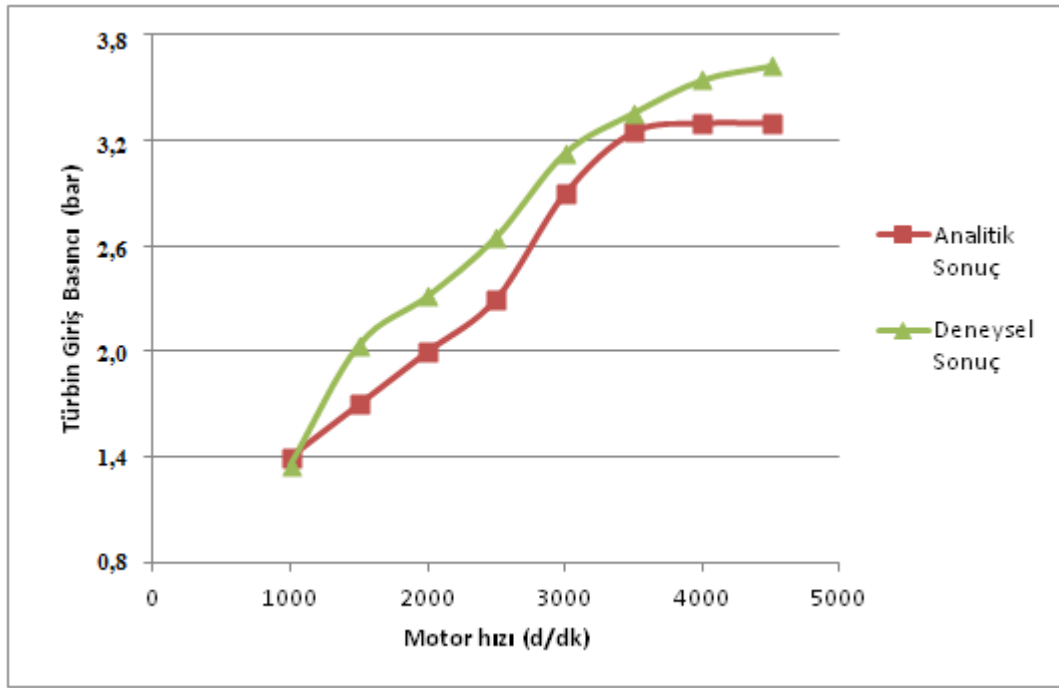
EK C



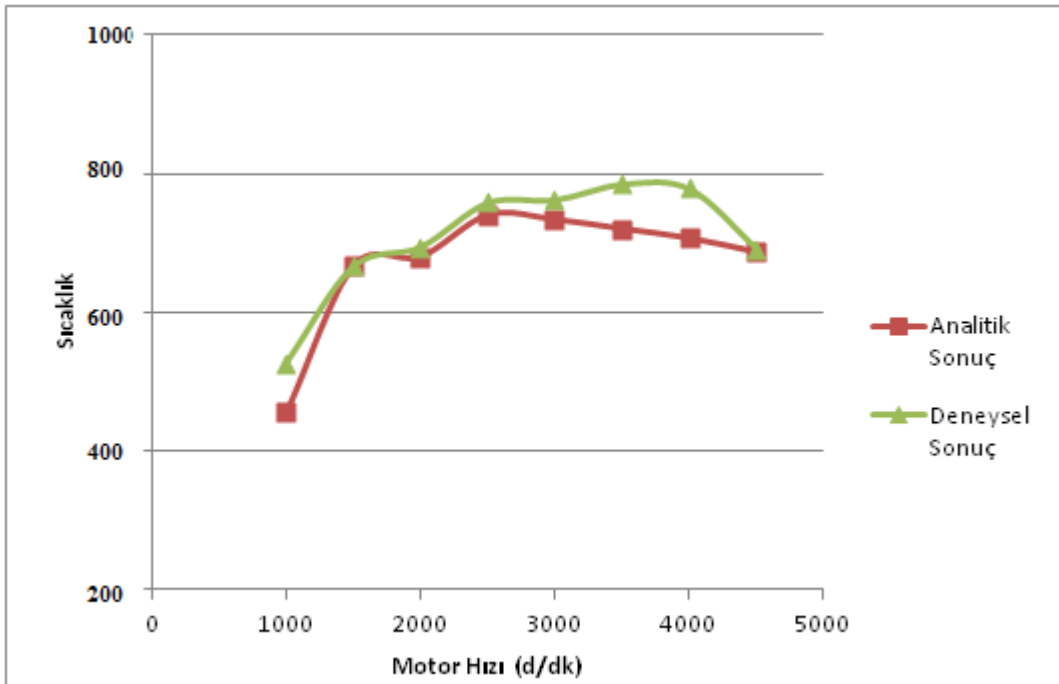
Şekil C.1 : Doldurma basınçlarının karşılaştırılması.



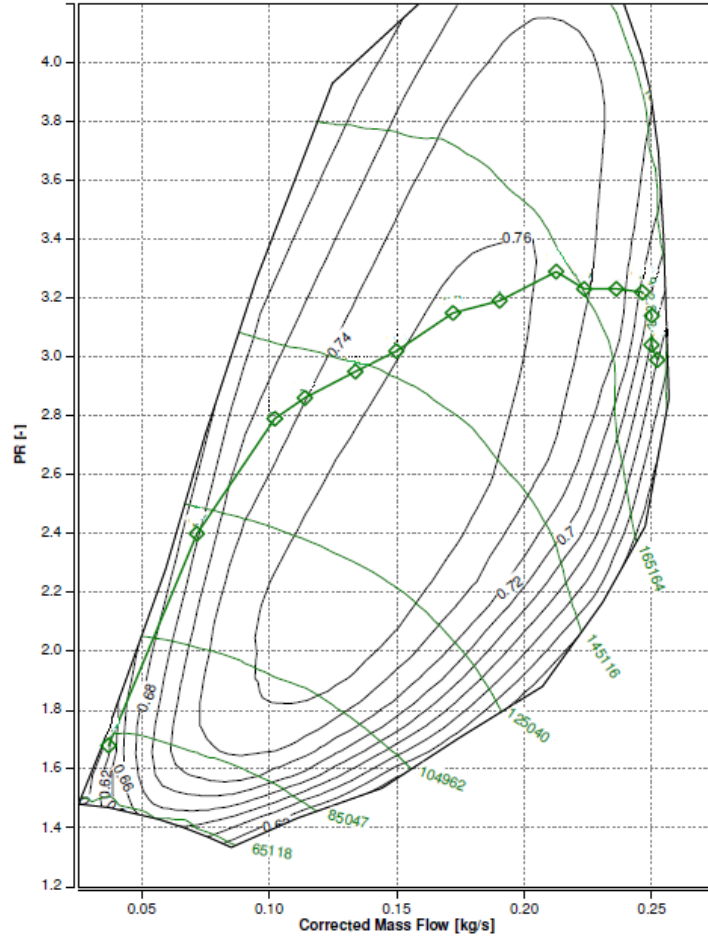
Şekil C.2 : Hava debilerinin karşılaştırılması.



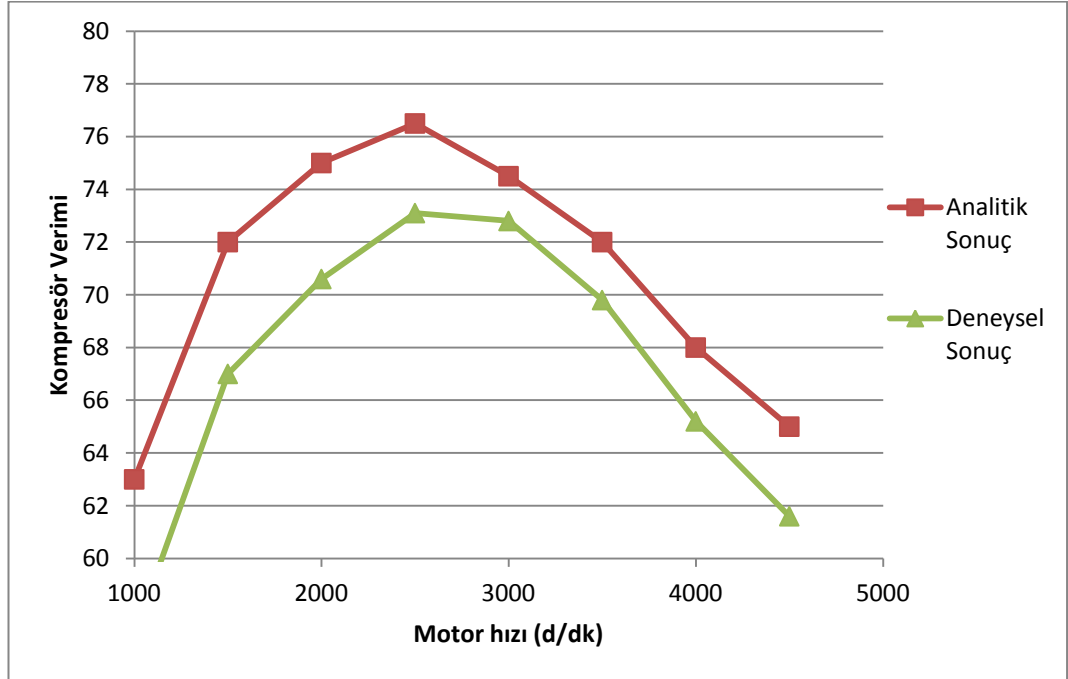
Şekil C.3 : Türbin giriş basınçlarının karşılaştırması.



Şekil C.4 : Türbin giriş sıcaklıklarının karşılaştırılması.



Şekil C.5 : Seçilen Turboşarjın kompresör haritası ve motor çalışma eğrisi.



Şekil C.6 : Kompresör verimlerinin karşılaştırması.

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad : Veysel TEKÇE
Doğum Yeri ve Tarihi : Tokat – 08.08.1988
Adres : Güneşli Mah. Evren Cad. 14/1 Sok. No:33 D: 4
Bağcılar/İstanbul
E-Posta : veysel.tekce@hotmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2011, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Makina Mühendisliği
- **Yüksek Lisans** : 2015, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı-Akışkan Programı

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- Ford-Otosan Otomotiv AŞ (2014 -)