



**DİZEL BİR ARAÇTA TAHLİYE
KAPAKLI TURBOŞARJIN TASARIM VE ANALİZİ**

Muhammed Taha TOPCU

**Yüksek Lisans Tezi
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Termodinamik Bilim Dalı
Prof. Dr. Kadir BİLEN
2018
Her hakkı saklıdır**

**ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**DİZEL BİR ARAÇTA TAHLİYE KAPAKLI TURBOŞARJIN
TASARIM VE ANALİZİ**

Muhammed Taha TOPCU

**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
Termodinamik Bilim Dalı**

**ERZURUM
2018**

Her hakkı saklıdır



T.C.
ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
TEZ ONAY FORMU



DİZEL BİR ARAÇTA TAHLİYE KAPAKLI TURBOŞARJIN TASARIM VE ANALİZİ

Prof. Dr. Kadir BİLEN danışmanlığında, Muhammed Taha TOPCU tarafından hazırlanan bu çalışma 24/12/2018 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makina Mühendisliği Anabilim Dalı – Termodinamik Bilim Dalı'nda Yüksek Lisans Tezi olarak **oybirliği/oy çokluğu (3/3)** ile kabul edilmiştir.

Başkan : Prof. Dr. Nedim SÖZBİR

İmza :

Üye : Prof. Dr. Kadir BİLEN

İmza :

Üye : Prof. Dr. Kadir BAKIRCI

İmza :

Yukarıdaki sonuç;

Enstitü Yönetim Kurulu **10/01/2019** tarih ve **02 / 37** nolu kararı ile onaylanmıştır.

Prof. Dr. Mehmet KARAKAN
Enstitü Müdürü

Not: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaklardan yapılan bildirişlerin, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak olarak kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

DİZEL BİR ARAÇTA TAHLİYE KAPAKLI TURBOŞARJIN TASARIM VE ANALİZİ

Muhammed TAHA TOPCU

Atatürk Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Termodinamik Bilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Kadir BİLEN

Gelişen teknoloji ve endüstri sanayi ile beraber gündelik hayatımızda önemli bir yeri olan ulaşım araçları özelliklerde otomobil sanayisi bu gelişmede önemli bir noktaya sahiptir. Yakıt tüketimi ve daha düşük hacimli motorlar kullanılarak mevcut performanslarını koruyan ve daha çevreci bir özelliği olan yenilikler motor üreticilerinin üzerinde çalıştığı ve Araştırmacılar son yıllarda yakıt tüketimi daha az ve motor hacmi küçük olan motorlar üzerinde çalışmaktadırlar. Böylece çevreye atılan emisyon gazları da azalmaktadır.

Bu çalışmada dizel bir araç motorunda farklı sınır basınç oranları olan tahliye kapaklı bir turboşarjın 6.7 lt silindir hacmi üzerinde performans değerleri analiz edilmeye çalışılmıştır. Turboşarjın kullanım amacı motora gönderilen hava yakıt karışımında yoğunluğu artırmayı hedeflemektir. Bu şekilde motorda güç artışı daha düşük motor hacimlerinde sağlanabilmektedir. Aynı zamanda düşürülen hacim ile beraber mekanik kayıplarında önüne geçilmektedir. Bu çalışmada Concept Nrec programının alt programları Compal ve Rital programlarıyla tahliye kapaklı turboşarjın analizleri yapılmıştır. Motor özellikleri bilinen turboşarj sisteminde wastegate basınç oranı $Pr=1.6$, 2.0 ve 2.8 için farklı motor devirlerinde analizler gerçekleştirilmiştir. Kompresör, türbin ve motor için giriş ve çıkış noktalarındaki sıcaklık, basınç, güç değerleri ve verimlilik değerleri kıyaslanmıştır. Turboşarj verimi %45-50 aralığında veya biraz fazla olması istenmektedir. Bu çalışmanın sonucunda türbin için verim $\eta_T=0,72$ ve kompresör için $\eta_C=0.73$ bulunmuştur. Böylece hesaplanan turboşarj genel verimi sürtünme kayıpları ile birlikte 0,51 olmuştur. Bu değer literatürde önerilen verim değeri %50 nin üzerinde olma koşulunu iyi bir şekilde sağlamıştır.

2018, 161 sayfa

Anahtar Kelimeler: Turbo şarj, Dizel Araçlar, wastegate, CONCEPTS NREC

ABSTRACT

Master Thesis

DESIGN AND ANALYSIS OF TURBOCHARGER IN A DIESEL VEHICLE

Muhammed TAHA TOPCU

Atatürk University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering
Thermodynamics Department

Supervisor: Prof. Dr. Kadir BİLEN

Automobile industry, which has an important place in our daily life together with the developing technology and industrial industry, has an important point in this development. It requires the use of turbocharger technology with a centuries-old history. Recently, the researchers have conducted the works on the down size engines and lower fuel consumption engines with providing the same performance of the engines, thus it is reduced the emission released into atmosphere

In this study, a turbocharger for different waste gate pressure ratio examined for an engine of 6.7 lt. The purpose of the turbocharger is to increase the density of air entering the engine. In this way, the power of engine can be increased in small size engines. Thus mechanical losses can also be decreased. In this study, an ideal turbocharger analysis was carried out numerically with the help of Compal and Rital programs which are sub-programs of Concept Nrec program. The analysis of turbocharger was carried out for specified engine. For the specified engine, the simulations were carried out for the waste gate pressure ratio $Pr=1,6, 2,0$ and $2,8$. For the engine, compressor and turbine, inlet and outlet temperature pressure and efficiency were found and compared to each other. The efficiency of turbocharger is demanded in the range of %45-50 or having the value more than it. and efficiency results were compared to each other. As a result of the study, it is obtained the efficiency of turbine is $\eta_T=0,72$ and $0,73$ for compressor. Thus total efficiency of turbocharger is found to be $0,51$ included mechanical friction. This result is higher than the value of %50 suggested in the literature and it can be accepted as the good result compared to that of literature.

2018, 161 pages

Keywords: Turbocharger, Diesel Engine, Wastegate, CONCEPTS NREC Programs

TEŞEKKÜR

Kıymetli hocam ve tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Kadir BİLEN'e yüksek lisans tezim boyunca katkılarından dolayı ve bana karşı olan sabır ve desteklerinden dolayı teşekkür ederim. Bana kattığı değerler, sayesinde elde ettiğim bilgi kazanımları için kendisine müteşekkirim.

Bana her konuda yardımlarını esirgemeyen sevgili ailem, babam Sadrettin TOPCU, annem Zümriye TOPCU ve kardeşlerim Muhammed Yusuf TOPCU ile Merve TOPCU ya benim yanımda oldukları için saygı ve sevgilerimi sunar, teşekkür ederim.

Ayrıca bu çalışmanın tamamlanmasında maddi ve manevi katkısı bulunan değerli kardeşim Haktan İbrahim YILMAZ'a teşekkür ederim.

Muhammed Taha TOPCU

Aralık, 2018

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ	xv
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Turboşarj	1
1.2. Literatür Taraması	3
1.3. Kompresör ve Türbin Bölmesinde Oluşan Basınç Oranları İle İlgili Yapılan Çalışmalar.....	7
2. KURAMSAL TEMELLER.....	11
2.1. İçten Yanmalı Motorların Çalışma Prensibi.....	11
2.2. İçten Yanmalı Motor Tipleri	11
2.2.1. Benzinli motorlar.....	12
2.2.1.a. OTTO çevriminin ısı verimi	14
2.2.2. Dizel motorları	15
2.2.2.a. İdeal dizel çevrimi	17
2.2.2.b. İdeal dizel çevrimin ısı verimi.....	17
2.2.3. İdeal karma çevrim.....	18
2.2.3.a. İdeal karma çevriminin ısı verimi.....	19
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	20
3.1. Turboşarj ve Turboşarj Kullanımının Önemi	20
3.1.2. Turboşarj çalışma prensibi	21
3.1.3. Turboşarjın yapısı.....	21
3.1.4. Trim miktarı	22
3.2. Türbin Kısmı	22
3.2.1. Türbin yapısı.....	22
3.2.2. Türbinin çalışma karakteristiği.....	24

3.2.2.a. Türbinlerin iş üretme prensibi	24
3.2.3. Türbin için denklemler	26
3.3. Kompresör Kısmı	28
3.3.1. Kompresör yapısı	28
3.3.2. Kompresörün çalışma karakteristiği.....	30
3.3.2.a. Kompresör ve türbin için enerji dengesi.....	32
3.3.3. Kompresör giriş ve çıkış hız üçgenleri.....	33
3.3.4. Difüzörler	35
3.3.5. Kompresör ve türbin parametrelerinin boyutsuzlaştırılması	38
3.3.6. Kompresör performans haritası	39
3.7. Türbin Performans Haritası	42
3.7.1. Türbin performans haritaları	42
3.7.1.a. Türbinde hız-verim haritası analizi.....	45
3.7.1.b. Yük – akım haritası	47
3.8. Turboşarj Üretim Malzemeleri	48
3.8.1. Türbin tasarım materyalleri	48
3.9. Turboşarj Çeşitleri.....	50
3.9.1. Tek kademeli turboşarj çeşitleri	50
3.9.1.a. Sabit geometrilili turboşarjlar	50
3.9.1.b. Tahliye subaplı turboşarjlar (Wastegate – WG).....	52
3.9. Pnömatik Kontrol Wastegate.....	54
3.10. Hidrolik Kontrollü Wastegate	55
3.11. Değişken Geometrilili Turboşarjlar (VGT)	56
3.12. Çift Kademeli Turboşarj Sistemi.....	58
3.13. Turboşarj Tasarım Parametreleri Seçimi.....	59
3.14. Turboşarj ve Motorun Analitik Seçim Prosesi	60
3.15. Turboşarjda Yatak Kısmı	64
3.16. Turboşarj Yatakları ve Bağlanma Tipleri.....	67
3.17. Turboşarj Gövde Kısmı	68
3.17.1. Tek burçlu yatak	69
3.17.2. Tam kaymalı burç yatakları.....	70
3.17.3. Yarı-Kaymalı burç yatakları.....	71

3.17.4. Bilye yataklı turboşarjlar	73
3.18. Yağlama ve Soğutma Kısımı.....	75
3.18.1. Yağlayıcılar	75
3.18.2. Yağlayıcı türleri.....	76
3.18.3. Su soğutmalı turboşarjlar.....	77
3.18.4. Turboşarj sızdırmazlık yöntemleri	78
3.18.5. Twin –Scroll (ikiz girişli) turboşarjlar ve bağlanma şekilleri	80
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA.....	84
4.1. Turboşarj Sistemleri için Concept NREC Programı	84
4.1.1. Concept NREC program alt başlıkları.....	85
4.1.2. Motor özelliklerinin tanıtılması ve motora uygun yeni bir turboşarj tasarımı.....	86
4.1.2.a. Turbomatch programında sistem seçimi ve bir boyutlu tasarım	92
4.2. Concept NREC Analiz Sonuçlarının Doğrulanması	111
4.2.1. COMPAL programında kompresör hız üçgenleri	112
4.3. Axcent Programında CFD Analizi	119
4.3.1. Akış analizi.....	119
4.3.2. Ağ Yapısı (Grid).....	120
4.3.3. Ağ Yapısı (Grid) Ayarları	125
4.3.4. Sınır şartları	126
4.3.5. Çözücü ayarları.....	128
4.3.6. CFD	129
4.4. Turboşarj Analizleri Değerlendirmesi.....	133
4.4.1. Turboşarj Performansı Değerleri Grafikleri	134
5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER	155
KAYNAKÇA.....	159
ÖZGEÇMİŞ	162

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

ε_g	Genişleme oranı
η_{TC}	Turboşarj verimi
η_m	Mekanik verim
$\eta_{s,TC,C}$	İzantropik kompresör verimi
$\eta_{s,TC,T}$	İzantropik türbin verimi
$\eta_{th-otto}$	Verim otto çevrim
$\emptyset$	Akım oranı
$\emptyset$	Akım oranı
C	Ses hızı
C_m	Mutlak hız meridyen bileşeni
C_p	Sabit Basınçta özgül ısı
C_v	Sabit hacimde özgül ısı
E	Enerji
h	Entalpi
H_v	Yakıtın özgül yanma değeri
N	Devir sayısı
Q	Isı
Q_{HV}	Özgül ısı değeri
T	Sıcaklık
$W_{\dot{C}}$	İş
β	Kanat çıkış açısı
ε	Sıkıştırma oranı
φ	Yük oranı

Kısaltmalar

AFR	Hava yakıt oranı
AÖN	Alt ölü nokta
BMEP	Ortalama efektif basınç
Compal	Kompresör çalışma alt porgramı
CONCEPTS NREC	Turbo için tasarlanmış paket program ticari markası
d/dk	Devir/Dakika
ECU	Elektronik kontrol ünitesi
EGR	Egzoz gazı resirkülasyonu
er	Genişleme oranı
IMEP	Ortalama indike basınç
PR	Turboşarjda basınç oranı
Pr_c	Kompresör basınç oranı
Pr_t	Türbin basınç oranı
Rital	Türbin çalışma alt programı
ÜÖN	Üst ölü nokta
ÜÖN	Üst ölü nokta
VGT	Değişken geometrili türbin
WG	Wastegateli turboşarj

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Havanın turboşarj sisteminde içinde dolaşım yolu.....	2
Şekil 1.2. Turboşarj ve motor silindir sistemi.....	2
Şekil 2.1. 4 zamanlı motor kesit görüntüsü.....	11
Şekil 2.2. Benzinli motorun yanma odası	12
Şekil 2.3. İdeal Otto çevrim koşullarında P-V ,T-s diyagramı gösterimi	13
Şekil 2.4. Dizel motoru temel elemanları	16
Şekil 2.5. Dizel motorlarında dört zamanlı P-V, T-s diyagramı ve yanma sırası	16
Şekil 2.6. Karma çevriminin P-V, T-s grafiği.....	18
Şekil 3.1. Standart bir turboşarjda gaz akış yolu	20
Şekil 3.2. Turboşarj sistemi teçhizat kısımları.....	21
Şekil 3.3. Turboşarj çarkı üzerinde çapların gösterimi	22
Şekil 3.4. Türbinin kesit resmi	23
Şekil 3.5. Sırasıyla radyal, karma ve eksenel akışlı türbin tipleri.....	23
Şekil 3.6. Euler eşitliğinde bulunan hız fonksiyonları	24
Şekil 3.7. Termodinamiğin 1. yasasının kompresör veya türbin için kesit görüntüsü....	25
Şekil 3.8. Türbinde genişleme olayının h-s diyagram üzerinde çizgileri.	26
Şekil 3.9. Türbin kısmında meydana gelen kayıpların türbin verimi üzerine yüzde etkileri	28
Şekil 3.10. Kompresör kesit resmi	29
Şekil 3.11. Kompresörün çarkı ve kanatçıklarının genel şematik resmi.....	29
Şekil 3.12. Kanat yapısı şeklinin hız üçgenleri üzerine etkisi	30
Şekil 3.13. Kompresörün sıkıştırma halinde h-s diyagramı.....	31
Şekil 3.14. Kompresörün giriş ve çıkışında akışkan hız bileşenlerinin gösterimi	34
Şekil 3.15. Kompresörde kütleli debi artış miktarlarına göre hız üçgenleri.....	34
Şekil 3.16. Kompresör çarkı kanat çıkış açıları ve hız üçgeni.....	35
Şekil 3.17. Kanat profilli difüzör tipleri	36
Şekil 3.18. Kompresörde kullanılan difüzör tiplerinin basınç oranı üzerine etkisi	37
Şekil 3.19. Kompresör performans haritası (Baines 2005).....	40
Şekil 3.20. Kompresörde stall (girdap) olayı	41

Şekil 3.21. Choke olayına etki eden kanatçıklar boğaz alanı	41
Şekil 3.22. Kompresör için oluşan kayıpların kompresör verimi üzerine yüzde oranı etkileri.....	42
Şekil 3.23. Türbin performans haritası	43
Şekil 3.24. Doludan işleme ve döküm yöntemi ile üretilmiş iki farklı türbin çarkının verim açısından karşılaştırılması	43
Şekil 3.25. Türbin performans haritası alternatif gösterimi	44
Şekil 3.26. Radyal türbin performans haritası, a)basınç oranı- kütleli debi, b)genişleme oranı-güç çıkışı, c) verimlilik ve U/C oranı.....	46
Şekil 3.27. Türbinde bir boyutlu ve CFD analizleri için verimin kanat uc hız oranına göre karşılaştırılması	47
Şekil 3.28. Radyal türbinlerde akım ve yük oranları	48
Şekil 3.29. Konvansiyonel turboşarjın kesit görüntüsü (standart geometri).....	51
Şekil 3.30. tahliye kapaklı turboşarjın basıncı ve devri üzerindeki etkisi	53
Şekil 3.31. Konvansiyonel tahliye kapaklı turboşarj motorun tork eğrisi	53
Şekil 3.32. Türbine giren egzoz gazının wastega kontrollü turboşarjda izlediği yol.....	54
Şekil 3.33. Pnömatik kontrollü wastegate supap kesit görüntüsü.....	55
Şekil 3.34. Waste gate kullanım ve kullanılmaması durumuna göre genişleme oranının kütle akış parametresine göre değişimi.....	56
Şekil 3.35. Türbin üzerinde A/R oranı	57
Şekil 3.36. Hareketli kanatçık mekanizmasına sahip VGT turboşarj kesit görüntüsü ...	57
Şekil 3.37. İki kademeli turboşarj sistemi.....	58
Şekil 3.38. Bir boyutlu turboşarj sistemi şematik gösterimi.....	59
Şekil 3.39. Performans haritası üzerinde kompresör veriminin bulunması	60
Şekil 3.40. Ara soğutucu (ısı değiştiricisi) şematik gösterimi	61
Şekil 3.41. Türbin veriminin performans haritası üzerinde bulunması	63
Şekil 3.42. Türbin ve kompresör kısımlarında yataklar.....	65
Şekil 3.43. Turboşarj yataklarında yağlanma	65
Şekil 3.44. Turboşarjın kompresör, türbin ve yataklarda iş durumları	66
Şekil 3.45. Turboşarjda bağlanma şekilleri ve bağlantı yerleri	67
Şekil 3.46. Baskı yatağından yağlama yağı akışı.....	70
Şekil 3.47. Kaymalı burç yatakları kullanıldığında turboşarj mili desteği	71

Şekil 3.48. Tturboşarjda yarı-yüzen orta-sönümlemeli farklı yatak tipleri.....	72
Şekil 3.49. Bilyeli rulmanlı turboşarj.....	73
Şekil 3.50. Kaymalı yatak ile bilyeli yataklar arasındaki sürtünme tork-turbo hızı değerlendirmesi	74
Şekil 3.51. Turboşarjda ısı transferinin şematik gösterimi	75
Şekil 3.52. Piston halkası bölgesinde birikmiş ve kömürleşmiş yağ kalıntıları	77
Şekil 3.53. Su soğutmalı ve su soğutmalı olmayan bir turboşarjda yağ çıkış sıcaklığının eksoz dış kısmına olan mesafeye göre değişimi	78
Şekil 3.54. Gaz-yağ bölmesi yatak burcu	79
Şekil 3.55. Twin-scroll türbin bağlanma şekilleri ve kesit görüntüsü	80
Şekil 3.56. Emme ve egzoz valflerinde meydana gelen basınç dalgalanması	81
Şekil 3.57. Dört silindirli bir motorda meydana gelen basınç dalgalanması	82
Şekil 3.58. Twin scroll turboşarjda emme ve egzoz valflerinde meydana gelen basınç dalgalanmaları	82
Şekil 4.1. Turboşarj tasarım aşamaları.....	84
Şekil 4.2. Cummins motor katalog değerleri	88
Şekil 4.3. Bir dizel motorun çevrim grafiği a) P-V grafiği, b) T-S grafiği.....	90
Şekil 4.4. TURBOMATCH programında turboşarj tasarımında sahip olunan ana elamanlar ve genel görünüşü.....	92
Şekil 4.5. TURBOMATCH programında birimler	93
Şekil 4.6. TURBOMATCH programına mevcut elamanların eklenmesi	94
Şekil 4.7. TURBOMATCH programında 'Mode' sekmesi seçenekleri	95
Şekil 4.8. Turboşarja giriş havası özellikleri	95
Şekil 4.9. Turboşarjdan atmosfere atılan egzoz gazı özellikleri	96
Şekil 4.10. Motor kısmında yakıtın alt ısı değeri ve hava-yakıt oranının girilmesi	97
Şekil 4.11. Motor özelliklerinin girilmesi.....	98
Şekil 4.12. Turboşarj-motor ünitesinde ara soğutucu (intercooler) değerlerinin girilmesi.....	99
Şekil 4.13. Kompresör çarkı analiz sonucunda oluşturulan 3D model görünümü	100
Şekil 4.14. Kanat üstü ve kanat dibinde kompresör çarkı çıkış açısının meridyen mesafe ile değişimi.....	100

Şekil 4.15. Kanat üstü ve kanat dibinde kompresör çarkı kanat kalınlığının meridyen mesafe ile değişimi.....	101
Şekil 4.16. Kompresör çarkının 3D kanat ucu eğim açısının meridyen mesafe ile değişimi.	101
Şekil 4.17. COMPAL programında analizi yapılmış 2 D kompresör modeli.....	102
Şekil 4.18. COMPAL programı analiz sonucunda oluşturulmuş 2D kompresör modeli.....	103
Şekil 4.19. Kompresör kısmında girilmesi gereken bilgiler ve yüklenecek dosyalar...	104
Şekil 4.20. RITAL programında Türbin 2D sistem modeli	105
Şekil 4.21. Türbin çarkının hazırlanmış 3D modeli ve rotoru	105
Şekil 4.22. Türbin çarkı analiz sonucunda elde edilen çark et kalınlık değerlerinin meridyen mesafe ile değişimi.....	106
Şekil 4.23. Türbin özelliklerinin programa girilmesi	106
Şekil 4.24. Turboşarjda yataklamaya ait değerlerin girilmesi	107
Şekil 4.25. Turboşarjda türbinin tahliye çıkış değerleri.....	108
Şekil 4.26. TURBOMATCH programında iterasyon işlemi	108
Şekil 4.28. Kompresör çalışma eğrisi ve verim çizgileri	112
Şekil 4.29. Kompresör girişinde oluşan hız üçgenleri	113
Şekil 4.30. Kompresör kanadı çıkış kısmında oluşan hız üçgenleri	114
Şekil 4.31. Türbin rotor girişinde hız üçgenleri ve değerleri.....	115
Şekil 4.32. Türbin rotor çıkışında oluşan hız üçgenleri ve değerleri	115
Şekil 4.33. Türbin kanat girişinde U/C_0 hız oranının türbin verimi ile değişimi.....	116
Şekil 4.34. Analize dayalı türbin gücünün basınç oranı ile değişimi	117
Şekil 4.35. Türbin analizleri sonucunda düzeltilmiş debinin basınç oranı ile değişimi	118
Şekil 4.36. Türbin analizleri sonucunda oluşan türbin verimin basınç oranı ile değişimi	119
Şekil 4.37. AxCent programında türbin kısmı için oluşturulan ağ (grid) yapısı ayarları.....	121
Şekil 4.38. AxCent programında türbin kısmı için oluşturulan grid oluşturma.....	122
Şekil 4.39. AxCent programında kompresör kısmı için oluşturulan grid yapısı ayarları.....	123

Şekil 4.40. AxCent programında kompresör kısmı için oluşturulan grid yapısı	
ayarları ayarları	124
Şekil 4.41. Türbinin akışkan bölgesinde oluşturulan meshler	125
Şekil 4.42. Tüm türbin geometrisi kısmında akışkan bölgesi için oluşturulan	
meshler	126
Şekil 4.43. AxCent programında kompresör kısmı için grid yapısı ayarları	127
Şekil 4.44. Turboşarj kompresör kısmında başlangıç ve sınır koşulları ayarları.....	128
Şekil 4.45. AxCent programında türbülans modelleri ayarları	129
Şekil 4.46. PUSHBUTTON CFD çözücülerine ait ayarlar.....	130
Şekil 4.47. PUSHBUTTON CFD ayarları.....	131
Şekil 4.48. Türbin de meydana gelen akışta meridyen hızı analizi	132
Şekil 4.49. Türbin de meydana gelen akışta statik basınç değişim analizi	133
Şekil 4.50. Motor tork değeri –motor devri ilişkisi	134
Şekil 4.51. Motor güç değeri –motor devri ilişkisi	135
Şekil 4.52. Motor devrine bağlı olarak özgül yakıt tüketimi grafikleri	135
Şekil 4.53. Farklı waste gate oranlarında kompresör giriş basıncının motor devrine	
göre değişimi	136
Şekil 4.54. Farklı waste gate oranlarında kompresör çıkış basıncının motor devrine	
göre değişimi	137
Şekil 4.55. Farklı waste gate oranlarında türbin giriş sıcaklığının motor devrine göre	
değişimi	138
Şekil 4.56. Farklı waste gate oranlarında turboşarj veriminin motor devrine göre	
değişimi	139
Şekil 4.57. Farklı waste gate oranlarında motor güç değerlerinin motor devrine göre	
değişimleri.....	140
Şekil 4.58. Farklı waste gate basınç oranlarında ortalama efektif basıncın motor	
devrine göre değişimi	141
Şekil 4.59. Farklı waste gate oranlarında türbin giriş ve çıkış sıcaklığının motor	
devirlerine göre değişimi.....	142
Şekil 4.60. Farklı turboşarj devir sayılarında kompresör verimliliği ile düzeltilmiş	
kütleli debi ilişkisi.....	144

Şekil 4.61. Farklı turboşarj devir sayılarında kompresör basınç oranının düzeltilmiş kütlesel debi değişimi.....	145
Şekil 4.62. Kompresör performans haritası basınç oranının kütlesel debi ile değişimi	146
Şekil 4.63. Farklı turboşarj devir sayılarında kompresör veriminin düzeltilmiş kütlesel debi ile değişimi.....	148
Şekil 4.64. K Farklı turboşarj devir sayılarında kompresör gücünün düzeltilmiş kütlesel debi ile değişimi.....	149
Şekil 4.65. Farklı turboşarj devir sayılarında kompresör veriminin kütlesel debi ile değişim	150
Şekil 4.66. Farklı turboşarj devir sayılarında türbin veriminin kanat hız oranı ile değişimi.	151
Şekil 4.67. Farklı turboşarj devir sayılarında türbin veriminin basınç oranı ile değişimi.	152
Şekil 4.68. Farklı turboşarj devir sayılarında türbin gücünün basınç oranı ile değişimi	153

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 1.1. Turboşarj araştırmacıları ve araştırılan parametreler	7
Çizelge 3.1. Kompresör ve türbin için kullanılan boyutsuz ve yarı boyutsuz değişkenler	39
Çizelge 3.2. Radyal türbinler için malzeme tipi ve özellikleri	49
Çizelge 4.1. CONCEPTS NREC programları	85
Çizelge 4.2. Mevcut çalışmada analizler için motor özellikleri.....	86
Çizelge 4.3. Mevcut çalışmada analizler için turboşarj tasarım özellikleri	87
Çizelge 4.4. Mevcut çalışmada analizler için turboşarj-motor ünitesinde kabuller.....	87
Çizelge 4.5. Motor giriş değerleri	89
Çizelge 4.6. Motor çıkış değerleri.....	92
Çizelge 4.7. Concept NREC programı ile termodinamiksel hesaplanan sonuçların karşılaştırılması	111

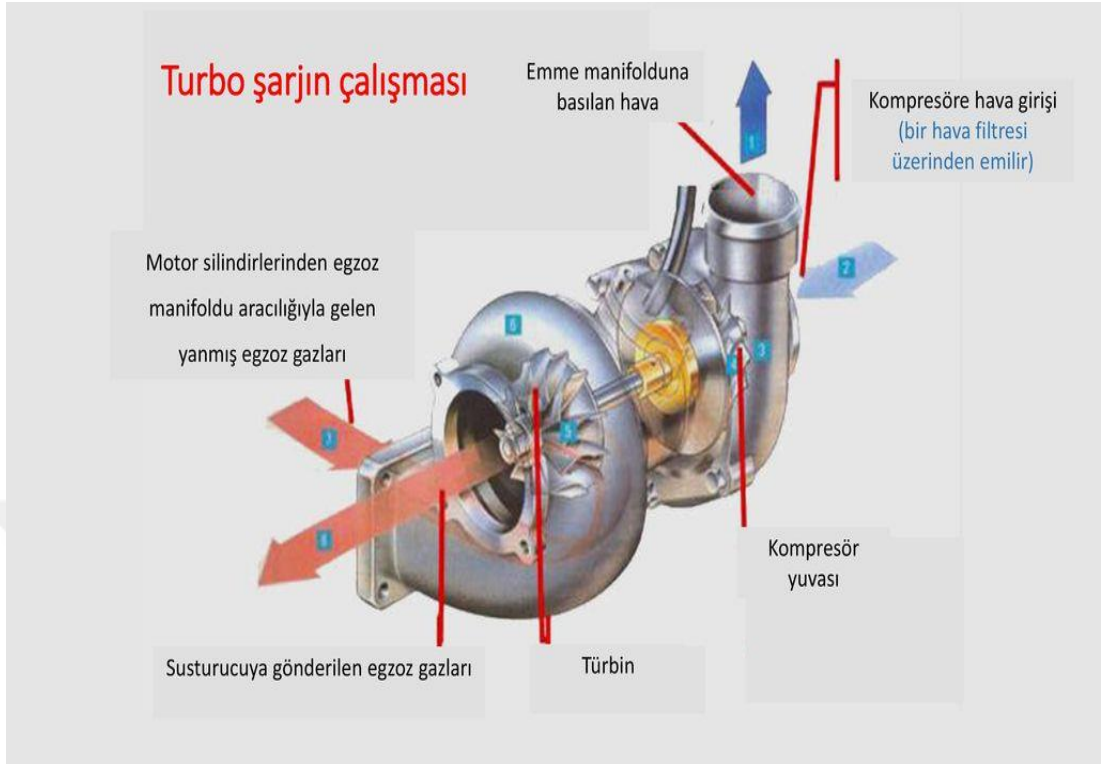
1. GİRİŞ

1.1. Turboşarj

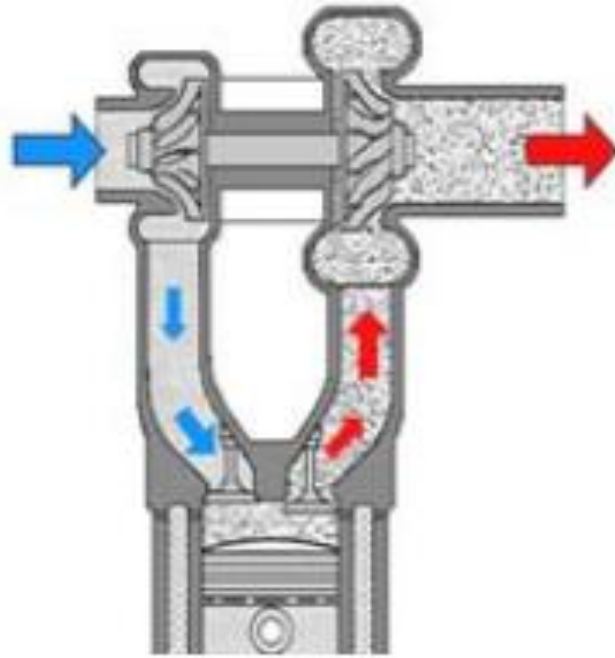
Turboşarjın kelime irdelemesi yapıldığında ‘turbo’ kelimesi dönüştürme karıştırma olarak ‘şarj’ kelimesi ise doldurma-aşırı doldurma olarak ifade edilmektedir. Aşırı doldurmadan kasıt istenen motora daha fazla hava takviyesi yapılmasıdır. Bu işlem için ise iki farklı sistem kullanılabilir; birincisi turboşarj, ikincisi ise süperşarjdır. Bu iki çalışma tipinde amaç hava almayı sağlayan kompresörü tahrik etmek üzerine kuruludur. Turboşarjlarda kompresör kısmındaki tahrik, motorun egzoz manifoldundan çıkan egzoz gazının enerjisi ile çevrilen türbin sayesinde olurken, süperşarjların kompresör kısmının tahriki ise motor volanından alınan enerji sayesinde. Bu sebepten turboşarj egzoz türbini ile aşırı, süperşarj ise mekanik aşırı doldurma olarak adlandırılmaktadır (Dağlar 2012).

Araç teknolojisinin giderek arttığı günümüzde içten yanmalı motor uygulamalarında turboşarj sistemler önemli bir yer tutmaktadır. Son yıllarda yarış arabalarındaki popülerliği ile kendinden daha çok bahsedilmeye başlanmıştır. Turboşarj, egzoz gazının enerjisi ile türbin kanatlarının dönmesi ve mil ile bağlı kompresöründe dönmesi sağlanır. Bu dönme ile sisteme daha basınçlı ve daha fazla hava aktarımı yapılır. Gönderilen daha fazla hava ile aynı yakıt miktarında daha fazla güç elde edilmesi amaçlanır. Daha çok dizel çevrimlerde tercih edilen turboşarj uygulamalarında güç artışı neredeyse %50 oranında artmaktadır.

Süperşar turboşarjdan ayıran en önemli fark kompresör kısmına enerji alımının motor volanından sağlanmasıdır. Turboşarjda bulunan kompresörde ise bu durum egzoz gazı ile sağlanmaktadır. Bundan dolayı turboşarjlar egzoz gazı aşırı doldurması, süperşarjlar ise mekanik aşırı doldurma olarak isimlendirilmektedir (Dağlar 2012). Egzoz gazı tahriki ile çalışan turboşarj sistemi Şekil 1.1 ve Şekil 1.2 genel olarak gösterilmektedir.



Şekil 1.1. Havanın turboşarj sisteminde içinde dolaşım yolu



Şekil 1.2. Turboşarj ve motor silindir sistemi

1.2. Literatür Taraması

Turboşarjlar benzinli ve dizel çevrimler için kullanılabilen sistemlerdir. Turboşarjın kullanımı ile daha küçük boyutlarda yakıt tüketiminden de daha fazla miktarda tasarruf etme söz konusudur. Motorun farklı çalışma koşullarında performansını koruması ve mevcut performansını artırmak için türbin üzerinde bulunan bir aktüatör (Actuator) bulunmaktadır. Bütün bu gereksinimlerin belirli bir basınç değerinde yapılmasıda çok önemlidir. Bu basınç dengesini wastegate parçası ile ayarlamak mümkündür. Literatürde bu alt sistemler üzerine araştırmalar yer almaktadır. Wastegate kelime manası olarak tahliye kapağı anlamı taşımaktadır. Esnek olan tahliye çıkış sistemi sayesinde, örneğin pompalama kayıplarını azaltmak ve bu sayede yakıt tüketimini azaltmak için tahliye çıkış sisteminin çok fazla miktarda açılması gibi ileri düzey bazı işlemler rahatlıkla yapılabilmektedir (Emmenthal *et al.* 1979; Soltic 2000; Guzzella *et al.* 2000; Eriksson *et al.* 2002; Petitjean *et al.* 2004).

Dizel motorlarla beraber benzinli motorlarda turboşarj uygulamaları yapılmaktadır. Turboşarj kullanımıyla motor boyutları azaltılabildiği için araç yakıt tüketiminde de bir azalma görülecektir. Motorun, tüm çalışma devri aralığında iyi bir performans gösterebilmesi için turboşarj ünitesinin kontrolü gereklidir. Kontrol işlemi genelde türbin üzerine yerleştirilen bir aktüatör ile yapılmaktadır. Turboşarj sistemlerinde sistem içinde basınç dengesinin kurulması önemlidir. Bu denge ise turboşarja eklenen uyarıcı ve tahliye çıkış (Wastegate) sistemleri ile sağlanabilmektedir. Bu çalışmada turboşarj çıkış basıncı ve uyarıcı kullanımı konusu araştırılmıştır. Esnek bir yapıya sahip olan tahliye çıkış sistemiyle, örneğin pompalama kayıplarını azaltılarak yakıt tüketimini azaltmak için tahliye çıkış sisteminin çok fazla miktarda açılması gibi işlemler yapılabilmektedir (Emmenthal *et al.* 1979; Soltic 2000; Guzzella *et al.* 2000; Eriksson *et al.* 2002; Petitjean *et al.* 2004).

Otomotiv sanayisinde turboşarj uygulamaları araç performans değerlerini artırmak için genelde kullanılmaktadır. Çalışmada, turbo benzin motorunun fiziksel haritalı karışık bir hava yolu modeli önerilmiştir. Uygulanan modelin doğruluğu enDYNA motor

dinamikleri simülasyon yazılımı ile eşleşmektedir. Tork talebini ve emme manifoldu basıncının sınırlandırılmasını sağlamak için, torku ve tahliye valfini koordine etmek için torka dayalı gaz sensörünün ve emme manifoldunun basınç kontrolü içeren bir hava yolu kontrol sistemi ile gerçekleştirilmiştir. Ve turboşarjdan tam olarak yararlanmak için kontrol stratejisi önerilmiştir. Çalışmanın sonunda kontrol ünitesinin etkinlik değerlerinin simülasyondaki sonuçlarına ulaşılmaktadır (Zhou *et al.*).

Uygulama ve teknik anlamda yatırım maliyetlerinin arzu edilen seviyenin üzerinde olması VGT tasarımlarının uygulamada sınırlı olmasına neden olmuştur (Brace *et al.* 1999). Yakın geçmişte dizel motorlu ağır vasıta tipindeki araçlarda NO_x emisyon değerlerinin iyileştirme yapılması EGR (egzoz gazı resürkilasyonu) uygulamalarının yeniden talep edilemesine neden olmuştur (Duffy *et al.* 1999). VGT ve EGR arasındaki ilişkiyi iyileştirerek, daha fazla tork artışı sağlanabilmektedir (Van Nieuwstadt *et al.* 2000).

Diğer bir çalışmada, egzoz gazı turboşarjı (EGT) için buhar destekli turboşarj (SAT) elektronik olarak kontrol edilen turboşarj (ECT) ve aşırı şarj egzoz gazı turboşarjı (SET) çeşitli geliştirilmiş yöntemler bulunmuştur. Benzinli bir motor bu çalışmada kullanılarak doğru ve güvenilir GT-Power modeli sabit ve sabit olmayan motor çalışması geliştirilmiştir. Dört tür motor (EGT, SET, SAT, ECT) simülasyon ve kıyaslama testi yapılmıştır. Sonuçlar SET, SAT ve ECT nin tepki süresini ve yakıt tüketimini azaltabileceğini göstermiştir. Çeşitli turboşarj yaklaşımlarına göre etkileşim süreleri azalana doğru olup EGT, SAT, ECT ve SET şeklindedir. 2000 d/dak hızda EGT motoruna göre SET motorunun yakıt tüketimi %23.3 oranında azalırken, SAT ve ECT motoru sırasıyla %38.2 ve %36.3 oranında artmaktadır (Tang *et al.* 2016).

Yapılan diğer bir uygulamada temel olarak motorların turboşarj ve ara soğutucusu gibi parçalarının üzerinde çalışmalar yapılmıştır. Enjeksiyon benzinli motora sahip bir turboşarj ve ara soğutucu (Intercooler) eklemesi yapılarak motor gelişimi değerlendirilmiştir. Motorun tam yüklü durumunda kendiliğinden tutuşma ve vuruntunun ortadan kalkması ile uygun sıkıştırma oranı ve giriş hava basıncı üzerine testler

gerçekleştirilmiştir. Bu nedende standart bir tahliye kapaklı turboşarj kullanılmıştır. Araçta düşük devirlerde eksik yanmayı önlemek için uygun hava basıncı bulunmaya çalışılmıştır. Çalışmanın sonunda havanın sıcaklığı ve patlama zamanının etkisi test edilmiştir (Niemi 1992; Niemi 1993; Campbell *et al.* 1996).

Yapılan diğer bir çalışmada kontrol parametreleri, motor hızına bağlı olarak türbin alanının artırılmasını ve kararlı-durum verilerinin ışığında ivme değişimlerine uygun geçişlerin geliştirilmesi amaçlamıştır (Wallace *et al.* 1986).

Bir diğer çalışmada yeni bir konsept geliştirilerek çift alanlı kompresör üzerinde analiz yapılmıştır. İkinci bir akış meydana getirip stall akış üzerinde basınç oranını artırarak geri akış oranını azaltılabileceği gözlemlenmiştir (Wallace 1986; Howard 1986; Anderson *et al.* 1986).

Çalışmada ayrıca bir bilyalı yatak kutusu ile bu yeni konsept uyumlu bir şekilde çalıştırıldığı zaman türbin veriminde iyileştirmeler olduğuda gözlemlenmiştir. Diğer taraftan geniş bir kompresör aralığı ve basınç oranında yükselmesi çalışmanın diğer güzel yönleridir. Kompresörde hız/iş ilişkilerini değişiklik yaparak türbin performansları hakkında önemli veriler elde edilmiştir (Steve 2008).

Başka bir çalışmada turboşarj türbin performans değerleri türbin tasarım parametrelerine göre ve egzoz manifoldu hacmine göre değerlendirilmiştir. Bıçak –hız oranı arasındaki ilişki ile türbin verimliliği arasında analizler yapılmıştır. Çalışmada Concept NREC Rital ve Axial Axcent programlarından faydalanılmıştır (Anton *et al.* 2017).

Araç motorlarındaki turboşarjlarda yapılması planlanan yeni bir kompresör çarkı tasarımı için gerekli olan parametreleri (basınç oranı- verimlilik noktası) her zaman bir ürün kataloğundan kullanmamız yeterli ve uygun olmayabilir. Tasarımda aynı zamanda aerodinamik analizler ve yapısal güvenilirliklere de dikkat etmemiz gerekmektedir. Bu çalışmada tersine mühendislik gereksinimleri kullanılarak yeni bir kompresör tasarımı

yapılmış ve kanat giriş ve çıkış çaplarında değişiklikler ve difüzör genişliği değiştirilmesi ile sistem üzerinde etkisi gözlemlenmiştir (Sheng *et al.* 2014).

İntercooler dan geçen sıkıştırılmış gazın verimli yanmaya olan etkisi ile beraber egzoz gazı emisyon değerlerinde düşüşler meydana gelmektedir. Yapılan çalışmalarda daha fazla güç elde edilebilmesi daha fazla yakıt ve bunun sonucunda gaz emisyonlarının artışı iyileştirilmesi için son 20 yılda turboşarj üzerinde çalışmalar devam etmektedir. (Sherwani *et al.* 2015).

Egzoz valfinde meydana gelen split-pulse etkileşiminin(titreşim atlaması) iki girişli turboşarj ile olan ilişkisini AVL motor iyileştirme simülasyonu ile potansiyel enerji performansında meydana gelen gelişmeler incelenmiştir (Kusztelan *et al.* 2012).

Chadvell ve Walls yeni bir teknoloji ile düşük turbo devirlerinde yavaş bir şekilde cevap veren SuperTurbo denilen bir metod geliştirdiler. Bu sistem de CVT denilen sürekli değişen turbo çifti direk olarak krank miline bağlıdır. Bu şekilde süperşarj gibi düşük devirlerde turbo iyileştirmesi gerçekleşebilmektedir (Chadwell and Walls 2010).

Adyobatik olmayan kompresör hareketi sırasında meydana gelen ısı transferi üç kısım halinde incelenmiştir. Burada birinci kısım kompresör çarkından önce, ikinci kısım kompresör içerisinde çark boyunca devam eden süreç, üçüncü kısım ise çarkın çıkışının olduğu bölümdür (Rautenberg and Kammer 1984).

Yapılan diğer bir çalışmada turboşarjda meydana gelen ısı transferleri hakkında sayısal ve deneysel incelemeler yapılmıştır (Cormerais *et al.* 2009).

Başka bir çalışmada kompresörden geçen sıkışmış havanın aşırı soğutma ve soğutma sonrası turboşarjın bu iki önemli safhasında meydana gelen ısı geçişleri incelenmiştir. Burada amaç genişlemeden önce gazda meydana gelen enerji değişimini gözlemlemektir (Galindo *et al.* 2010).

Turboşarjlar üzerinde yapılan başka bir çalışmada turbo gecikmesi ve motordaki hacimsel debi üzerine çalışmalar yapılmıştır. Bu işlemler non-adyobatik ortamda gerçekleştirilmektedir (Shaaban and Seume 2012).

1.3. Kompresör ve Türbin Bölmesinde Oluşan Basınç Oranları İle İlgili Yapılan Çalışmalar

Turboşarj son yarım asırdır araştırmacıların üzerinde durduğu ve farklı noktalardan incelemeleri yapılan bir konudur. Bu kapsamda aşağıda farklı yıllarda yapılan turboşarj çalışmaları sıralanmıştır (Çizelge 1.1).

Çizelge 1.1. Turboşarj araştırmacıları ve araştırılan parametreler

Araştırmacılar	Yıl	Basınç oranı araştırıldı mı	Sıkıştırma veya genişleme oranı	Çalışmanın içeriği
Hiett and Johnston	1966	Evet	Türbindeki sıkıştırma oranı yaklaşık 1.5-2.0 arasında	Nasa'da çalışılan yaklaşık 12.6 cm boyutunda bir radyal türbin üzerinde çalışmalar yapıldı.
Khandelwal	1970			Çalışmada splitter denilen yarı kanatçıklar olmadan verim analizi yapılmıştır.Yaklaşık 11.6 cm lik bir türbin
Qiu and Baines	2007	Evet	Yaklaşık olarak 2.7	Türbin tasarımı üzerine yapılan bir çalışmadır
Ribaud and Mischel	1986	Evet	Genişleme oranı yaklaşık olarak 3.6	Radyal türbin üzerinde bir tasarım çalışmasıdır. Sayısal olarak analizlerde yapılmıştır.
Hunstman et al.	1992	Evet		Yüksek hızlı radyal türbin üzerinde çalışma yapılmıştır.
Dambach	1998	Evet	Sıkıştırma oranı 4.7	1.219 m ve 450 rpm devirde geniş bir türbin modeli üzerinde çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Çalışmada boşluk kaybının verim üzerine etkisi araştırılmıştır.
Pullen et al.	1992			Giriş türbin sıcaklığının 1200 K olduğu deney düzeneğinde tasarım parametreleri incelenmiştir.(Basınç oranı ,boyutsuz kütle analizi,hız)

Çizelge 1.1. (devam)

Jones	1996		Yaklaşık olarak 5.7	Pullen ve ekibinin yaptığı çalışmadan ayrı olarak yapılan çalışma yüksek basınç oranının elde edildiği bir radyal türbin tasarımıdır.
Spence et al.	1997			99 mm çapında bir türbin nozzle boğaz genişliği ile beraber üzerinde çalışmalar yapmışlardır.
Ghosh	2010		1.8 ile 5.9 arasında bir basınç oranı	Düşük basınçlı, yüksek hızlı bir radyal türbin üretti. Tasarımın basınç oranı 4 olup 120 K gibi düşük sıcaklıkta yapılan bir çalışmadır.
Qiu and Baines	2007			11.6 cm lik türbin tasarımını 1D analizini gerçekleştirerek basınç oranını 4 olarak bulmuşlardır. Çalışmada 3 farklı türbin şekli ile çalışılmıştır.(Nasa,Ricardo ve TM5)
Putra and Joos	2006		Türbin nozzle bölümündeki basınç yaklaşık olarak 1.95	Secondary akış üzerinde hem deneysel hem de sayısal analizler gerçekleştirilmiştir.

Turboşarjlarda türbin ve kompresör uyumluluğu için güç/tork performans eğrisi üzerinde uygun bir nokta belirlenmelidir. Bu kapsamda turboşarj verimi formülize edilerek $\eta_{TC} = \eta_m * \eta_{s,TC,C} * \eta_{s,TC,T}$ şeklinde bulunabilmektedir. Burada turboşarj verimin bulunabilmesi için sırasıyla mekanik verim, izantropik kompresör verimi ve türbin verimi değerlerinin bilinmesi gerekmektedir (Watson *et al.* 1982).

Bir boyutlu türbin tasarımları için Concept NREC *RiTALTM* programı ile analizler sonucu modeller oluşturulabilir. Bu modelleme ile akış, geometri ve sınıflandırma sonuçları ile uygun türbin üretimi yapılabilir. Bu modelleme programı ilk olarak NASA tarafında kullanılmaya başlanmıştır (Japikse *et al.* 2001).

Turboşarj çalışmalarında gerçekleştirilen tasarımlarda hedef doğru ve istenen seviyede aerodinamik bir tasarım meydana getirmek ve bu yönde ürün çıkarmaktır. Bir boyutlu tasarımlar ve ön tasarım son yıllarda giderek artmaktadır. Tasarım esaslarında ana geometri üzerinde radyal çap, uzunluk ve açıları üzerinde tahmini değerler ile oluşturulmaktadır (Ventura *et al.* 2010).

Rital programı Moustapha *et al.* (2003) tarafından türbin ön tasarım programı olarak kurulmuştur. Bu program vasıtasıyla Jones Türbinleri üzerinde bütün sistem parametrelerinin; izantropik verim, hız üçgenleri, türbinde akış açıları, basınç ve sıcaklık değerleri tekrarlı bir şekilde hesaplanabilmektedir. Sisteme geometri tanımlaması gerçekleştirildikten sonra kütleli debi değeri giriş ve çıkış basınçlarının yanısıra dönme hızı da tasarım noktası şartlarında T-100 birim boyutunda tanımlanmaktadır. Girilen akış ve yüklenme katsayıları en iyi verim değerine ulaşılacak şekilde belirlenmiştir. Bu katsayılar sırasıyla 0.215 ve 0.981 değerleri akış ve yüklenme katsayıları korelasyon grafiğinde verim değeri %90 olarak belirlenmiştir (Baines 2005).

Başka bir çalışmada 1.8 L ve 4 silindirli bir 880 ile 6000 d/dk aralığında bir çalışma koşulunda benzinli bir motorun tasarım parametreleri girilerek verim ve basınç sıcaklık değerleri incelenmiştir. Benzinli motorların çalışma hızı ve yüklenme kapasitesi çok geniş bir aralıkta bulunmaktadır. Bu kapsamda turboşarjın en iyi verimlilikte motor ile olan ilişkisi incelenmiş olup sistem gereksinimleri en uygun değerler girilerek elde edilmiştir. Çalışmada tasarlanan yeni kompresör teçhizatında 12 adet ana kanat ve 6 adet yardımcı kanat (splitter) kullanılarak sola meyilli bir salyangoz ve çarkın çıkış çap değeri 54.6 mm ile genişliği 4.2 mm girilerek hesaplamalar yapılmıştır (JianZhong *et al.* 2009).

Bu çalışmamızda turboşarj çeşitlerinden tahliye kapaklı turboşarj tipinin basınç sınır oranları sırasıyla 1.6, 2.0 ve 2.8 olan durumlarda turboşarj üzerinde yaptığı etkiler ve bu etkiler nispetinde verimlilik, basınç ve güç değerlerindeki değişimin analiz testleri Concept NREC paket programında gerçekleştirmeye çalışılmıştır. Turboşarjın iki önemli kısmı kompresör ve türbin bölmeleri sırasıyla COMPAL ve RITAL programları kullanılarak taraması gerçekleştirilen turboşarj kısımları program üzerinden yükleme yapılarak referans parametreleri (turboşarj devri, kütleli debi ,türbin giriş sıcaklığı) girilerek motor devir sayısı üzerinden analizler gerçekleştirilmiştir. Motor devirleri 1000,1250,1500,1750,2000 ve 2500 d/dk olacak şekilde analizler gerçekleştirilmiştir. Sonuçlara göre basınç, sıcaklık, güç değerleri grafikler üzerinde değerlendirilmesi

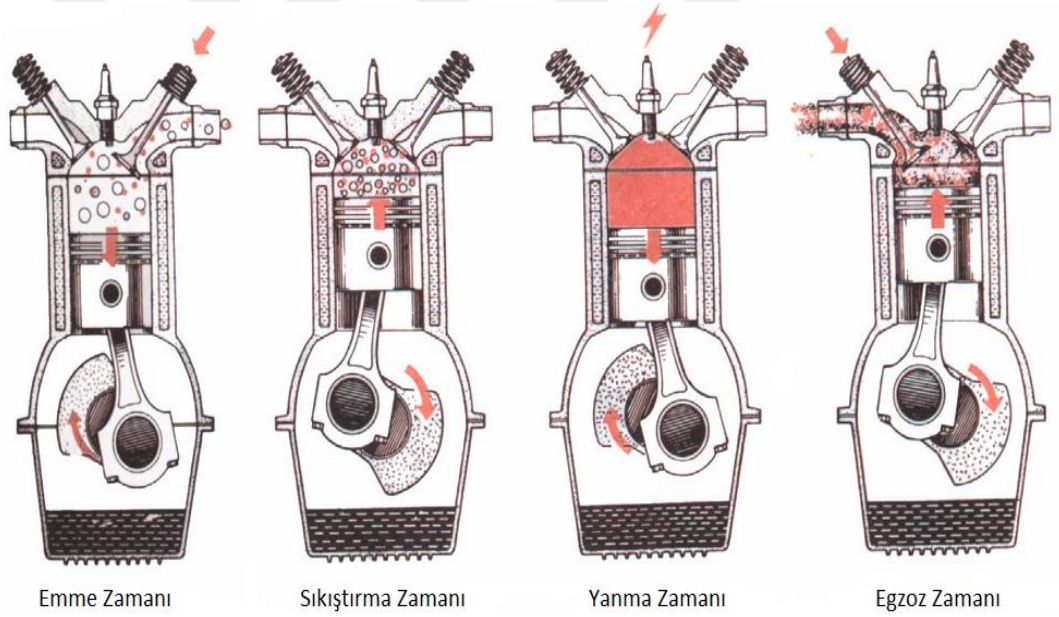
yapılmıştır. Performans haritaları üzerinde verim değerin en uygun noktaya çekilebilmesi için wastegate basınç oranını üzerinde analizler yapılmıştır.



2. KURAMSAL TEMELLER

2.1. İçten Yanmalı Motorların Çalışma Prensibi

İçten yanmalı motorlarda temel prensip yanma enerjisini oluşturan yakıtın kimyasal enerjisinin ortaya çıkardığı gücü dönüştürerek mekanik bir güç elde edilmesidir (Şekil 2.1). Bu motorların en çok kullanılan yakıtı benzin olup benzin veya dizel tip olarak adlandırılmaktadır. Bu yakıtlara ek olarak metan, hidrojen, propan vb. yakıtlar motorlarda alternatif olarak kullanılabilir.



Şekil 2.1. 4 zamanlı motor kesit görüntüsü

2.2. İçten Yanmalı Motor Tipleri

Motor teknolojisinin ilerlemesi motor tiplerinin de birbirinden farklı olarak çeşitlenmesine sebep olmuştur. Bugüne kadar çok farklı çeşitler kullanılmış ve geliştirilmiştir. Motor tipleri geliştirilirken temel amaç daha az yakıt tüketimi ve malzeme dayanımının artırımı üzerine olmuştur.

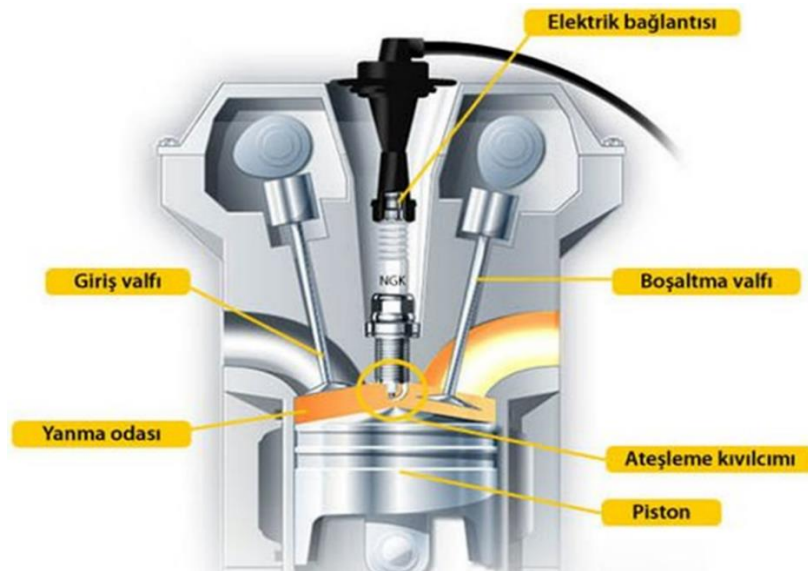
İçten yanmalı motorlar modellerine göre sınıflandırılmaktadır. Bu motorların yaygın türleri ise şunlardır:

- Pistonlu tip motorlar
- Dönel tip motorlar

Motor tipleri endüstride farklı amaçlar için kullanımı söz konusu olsa da aynı çalışma prensibine sahiptir.

2.2.1. Benzinli motorlar

Motor üreticileri tarafından en çok tercih edilen motor tipi benzinli motorlardır. Fakat bu motorların verimleri arzu edilen seviyede değildir. 1876 yılında Alman mucit Nikolaus Otto'nun geliştirdiği bir motor tipidir. Benzin motorlar buji ateşlenmeli motorlar olarak da bilinir. Yanma odasına püskürtülen hava-yakıt karışımı buji ile ateşlenerek yanma olayı meydana getirilir.

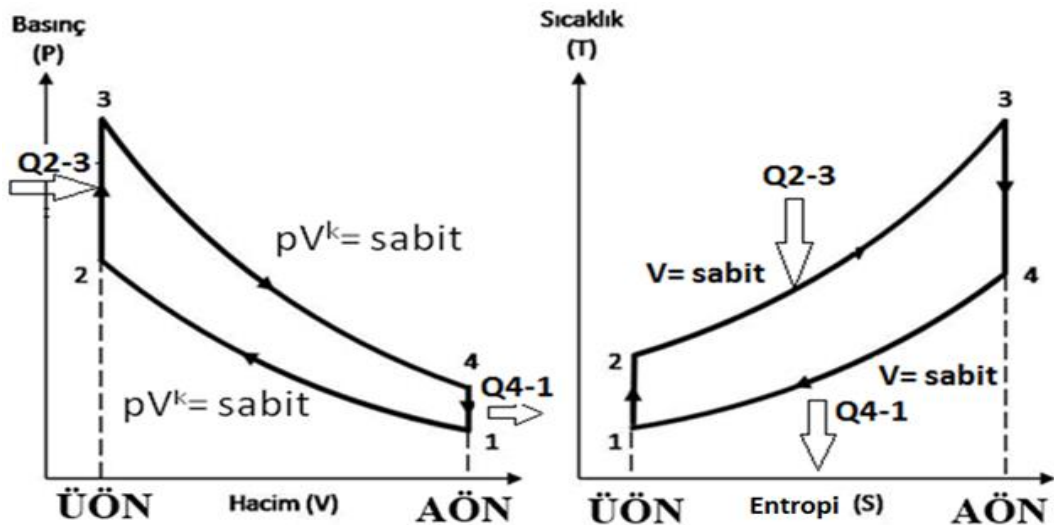


Şekil 2.2. Benzinli motorun yanma odası

Benzinli tip motorlar iki ve dört strok tipinde kullanılmaktadır. Genelde bu kullanım daha çok dört strok üzerine yoğunlaşmıştır. Motorun çalışması ile her bir strok pistonun yukarı ve aşağı olucak şekilde hareket etmesini sağlar. Tam bir çevrim sonucunda piston iki tam hareket gerçekleştirmektedir. Yukarı harekette pistonun ulaştığı en üst nokta üst ölü noktadır. Bu noktaya gelen piston ile silindirin üst tarafında küçük bir boşluk oluşmaktadır. Alt ölü nokta ise pistonun silindirin altına vardığı nokta olarak ifade edilir.

Motorda 'sıkıştırma oranı', yanma noktasında, piston alt ölü noktada iken hacminin, piston üst ölü noktadaki hacmine oranı ile ifade edilir. Pistonun hareketi sonucunda silindirin üstünde kalan kısma yanma boşluğu denilir.

- Emme hali (stroku); Üst noktada bulunan pistonun emme valfi açılması ve aşağı doğru itilmesi ile hava yakıt karışımı içeri alınır.
- Sıkıştırma stroku; Altan üste doğru pistonunun hareket etmesi durumudur. Bu işlem ile silindirdeki hava yakıt karışımı sıkıştırılır.
- Yanma stroku; Üst ölü nokta durumuna gelen pistona bir kaynakla ateşleme yapılır ve yakıtın yanması sağlanır; yanma sonucu oluşan gazların basıncı pistonu aşağı doğru iter.
- Egzoz stroku; Pistonun alt ölü noktaya gelmesi ile egzoz valfi açılır, yanmış gazlar egzoz valfinden dışarı doğru atılır.



Şekil 2.3. İdeal Otto çevrim koşullarında P-V, T-s diyagramı gösterimi

2.2.1.a. OTTO çevriminin ısı verimi

Şekil 2.3 de verilen Otto çevriminin verim değerinin bulunabilmesi için bazı parametrelere ihtiyaç duyulmaktadır. Bu parametreler sırasıyla;

Kapalı olan sisteme sabit bir hacimde giren ısıya giriş değeri: Q_{2-3}

Sistem tarafından dışarı atılan ısı değeri: Q_{4-1}

OTTO çevriminde yapılan iş P-V ya da T-s grafiğinde eğrinin altındaki alandır. Formüle ile gösterimi;

$$W_{\zeta} = \oint P \cdot dV = \oint T \cdot ds \quad (2.1)$$

İç enerjinin artış miktarı Termodinamiğin 1. Kanuna göre ifade edilebilir. Sistemin iç enerjisindeki değişim sisteme verilen ısı ve sistemin çevresine uyguladığı iş arasındaki farka eşittir;

$$dE = dQ - dW \quad (2.2)$$

Çevrimimiz kapalı bir çevrim olduğundan başlangıç noktasından tekrar aynı noktaya gelinmesi söz konusudur. Böylece sistemdeki iç enerji değişimi $dE = 0$ olması beklenir.

$$\oint dW = \oint dQ \quad (2.3)$$

Sistemden elde edilen çıktı W_{ζ} olarak gösterip giriş çıkışlardaki ısıya değişimi olarak yazılırsa;

$$W_{\zeta} = Q_{2-3} - Q_{4-1} \quad (2.4)$$

Isıl verimi açıklarsak (Otto), sistemden alınan iş ile sisteme verilen ısıya oranına eşittir;

$$\eta_{th-otto} = \frac{W_{\zeta}}{Q_{2-3}} = \frac{Q_{2-3} - Q_{4-1}}{Q_{2-3}} = 1 - \frac{Q_{4-1}}{Q_{2-3}} \quad (2.5)$$

Q_{2-3} özgül ısılar sabit kabulü ile tekrar yazılırsa;

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

Sistemde özgül ısılar sabit kabul edilerek denklem tekrar yazılır;

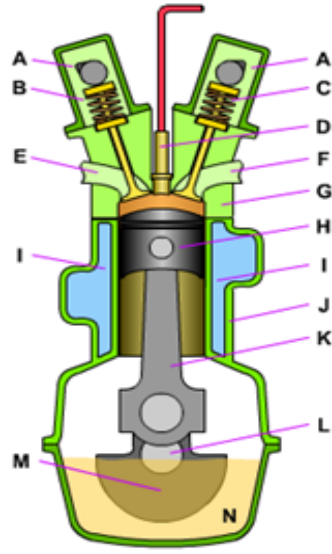
$$Q_{4-1} = - \int_{T_4}^{T_1} C_v dT = C_v(T_4 - T_1) \quad (2.7)$$

Isıl verim denklemi aşağıdaki şekilde elde edilir (Dağlar 2012).

$$\eta_{th-otto} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (2.8)$$

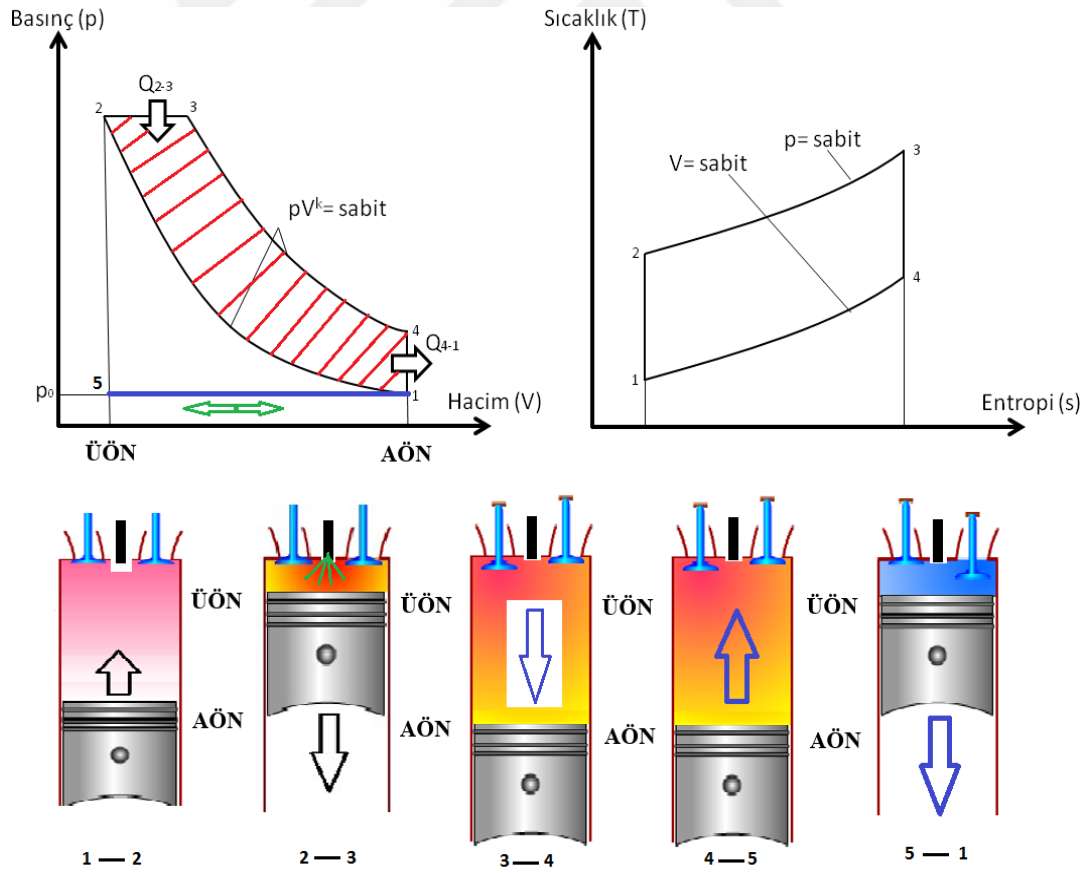
2.2.2. Dizel motorları

19. yy sonlarına doğru Rudolph Dizel tarafından bulunan ve geliştirilen motor tipidir. Dizel motor içten yanmalı bir motor uygulamasıdır. Piston aşağı inerken, silindire hava dolar. Piston yukarı çıkınca bu hava sıkıştırılır. Benzinli motorların aksine sıkıştırma oranları çok yüksektir. Bu sıkıştırma ile yaklaşık 1000 K sıcaklıklarına kadar çıkmaktadır. Piston üst ölü noktaya çıktığında silindire, üstünde bulunan bir enjektör ile yakıt püskürtmesi yapılır. Yakıt sıkıştırma sonucu ısınmış olan havayla karışınca, kendiliğinden tutuşur. Yanma sıcaklığı benzininkinden daha yüksek sıcaklıklarda olduğundan olumsuz bir durumla karşılaşma ihtimali düşüktür. Dizel motor tipinde benzinli sistemde bulunan karbüratör ve bujinin yerine, enjektör kullanılmaktadır. Örnek olarak piston çalışma hali Şekil 2.4'de verilmiştir (Deniz 2008).



- A: Kam milleri
 B: Emme sübabı
 C: Egzoz sübabı
 D: Yakıt püskürtücü enjektör
 E: Hava girişi
 F: Yanmış gaz çıkışı (egzoz)
 G: Silindir kafası
 H: Piston
 I: Soğutma suyu
 J: Silindir bloğu
 K: Piston kolu
 L: Krank mili
 M: Dengeleme ağırlığı
 N: Motor yağı

Şekil 2.4. Dizel motoru temel elemanları



Şekil 2.5. Dizel motorlarında dört zamanlı P-V, T-s diyagramı ve yanma sırası

2.2.2.a. İdeal dizel çevrimi

OTTO çevrimi gibi Dizel çevriminde kapalı şekilde oluşturulan bir piston silindir düzeneği içinde gerçekleşir. Çevrimde sabit basınçta ısı içeri girer ve ısı sabit hacimde dışarı atılır. Isının bu şekilde girdi ve çıktısının farkı ile iş elde edilir. Sıkıştırma ve genişleme olayları adyabatik halde gerçekleşmektedir.

İdeal bir dizel çevriminde aşağıdaki hal değişimleri meydana gelir;

- 1-2: İzantropik olarak sıkıştırma hali
- 2-3: Basınç sabitken ısı girişi
- 3-4: İzantropik olarak genişleme hali
- 4-1: Hacim sabitken ısı çıkış hal

2.2.2.b. İdeal dizel çevrimin ısı verimi

Dizel çevrimin ısı hesabı OTTO çevrimi ile çok benzerdir. Fakat dizel çevriminde yanma olayı sabit hacimde durumunda değil sabit basınçta meydana gelir. Bu nedenle sisteme giren ısı miktarı hesaplanırken özgül ısı değerinin hacmi sabit değeri olan c_v olan yere c_p kullanılır. Sisteme giren ısı Q_{2-3} ifadesi ile bulunmaktadır. Sadece Q_{2-3} için denklemi yazarsak;

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

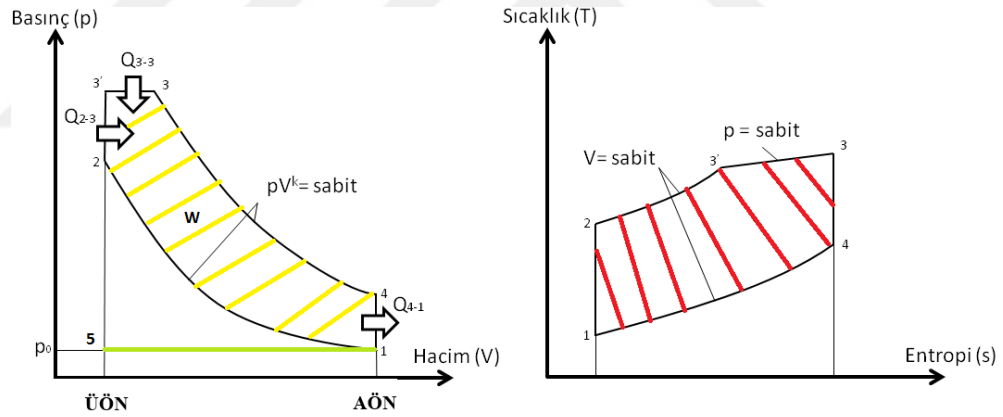
İş sisteme giriş ve çıkışı olan ısı enerjisi değişimi ile elde edilmektedir (Dağlar 2012). Sıkıştırma ve genişleme olayları ise adyabatiktir. İdeal bir dizel çevriminin ısı verimini yazmak istersek;

$$\eta_{th-Dizel} = \frac{W_{\zeta}}{Q_{2-3}} = \frac{Q_{2-3} - Q_{4-1}}{Q_{2-3}} = 1 - \frac{Q_{4-1}}{Q_{2-3}} \quad (2.10)$$

$$\eta_{th-Dizel} = 1 - \frac{C_v(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{k(T_3 - T_2)} \quad (2.11)$$

2.2.3. İdeal karma çevrim

Genel olarak karma çevrim dizel ve otto çevrimin birbirine geçtiği bir çevrim çeşitidir. İdeal karma çevrim dizel motorların çalışma prensibine sahiptir. Isının çevrim içerisinde önce sabit hacimde daha sonrada basıncı sabit olacak şekilde girerek sistemden sabit hacimde atılması olayıdır. Şekil 2.6’da görüldüğü üzere Karma çevrimde de Otto ve Dizel çevrimlere benzer işlemler gerçekleşmektedir.



Şekil 2.6. Karma çevriminin P-V, T-s grafiği

İdeal karma çevrimde grafiklerde hal değişimi:

- 5 → 1 Basıncın sabit olduğu durumda emme hali
- 1 → 2 İzentropik olarak sıkıştırma hali
- 2 → 3 Isı girişinin sabit hacimde gerçekleşme hali
- 3 → 3' Isı girişinin sabit basınçta gerçekleşme hali
- 3' → 4 İzentropik olarak genişleme hali
- 4 → 1 Isı çıkışının sabit hacimde gerçekleşmesi

2.2.3.a. İdeal karma çevriminin ısı verimi

Sırası ile $Q_{2-3'}$ ve $Q_{3'-3}$ ifadelerinin bulunması gerekmektedir.

$$Q_{2-3} = Q_{2-3'} + Q_{3'-3} = C_v(T_{3'} - T_2) + C_p(T_3 - T_{3'}) \quad (2.12)$$

İdeal Karma çevriminin ısı verimi;

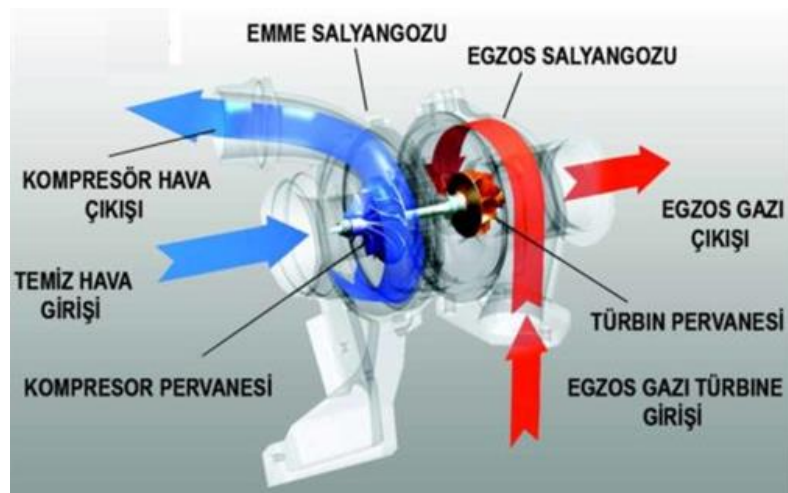
$$\eta_{th-karma} = 1 - \frac{C_v(T_4 - T_1)}{C_v(T_{3'} - T_2) + C_p(T_3 - T_{3'})} \quad (2.13)$$

ifadesi yazılarak elde edilir (Dağlar 2012).

3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1. Turboşarj ve Turboşarj Kullanımının Önemi

Motorlar mekanik enerji üretmek için yakıt-hava karışımını yakacak şekilde tasarlanmıştır. Söz konusu mekanik enerji, pistonları yukarı aşağı hareket ettirerek bir aracın tekerleklerinin dönmesini sağlayan devri üretmektedir. Mekanik enerji ne kadar yüksek olursa motorun üretebileceği güç de o kadar yüksek olur. Turboşarjlı dizel motorlar ile geleneksel, doğal emişli benzinli motorlar arasındaki önemli farklardan biri, dizel motora giren havanın yakıt enjeksiyonundan önce sıkıştırılmasıdır. Bu noktada dizel motorun güç üretiminde ve verimliliğinde, turboşarjın önemi devreye girer. Turboşarjın görevi, daha çok sıkıştırılmış havayı motorun silindrine göndermektir. Hava sıkıştırıldığında, oksijen molekülleri birbirine daha fazla yaklaşır. Havadaki bu artış, aynı boyuttaki doğal aspirasyonlu motor için daha fazla yakıt eklenebilmesini sağlar. Bu durum mekanik gücü artırırken, ateşleme sürecinin daha verimli olmasını sağlar. Dolayısıyla, turboşarjlı motorların boyutları küçültülebilir ve böylece, emisyonların yanı sıra ambalaj, ağırlık ve toplam yakıt tüketiminde de azalma sağlanır.



Şekil 3.1. Standart bir turboşarjda gaz akış yolu

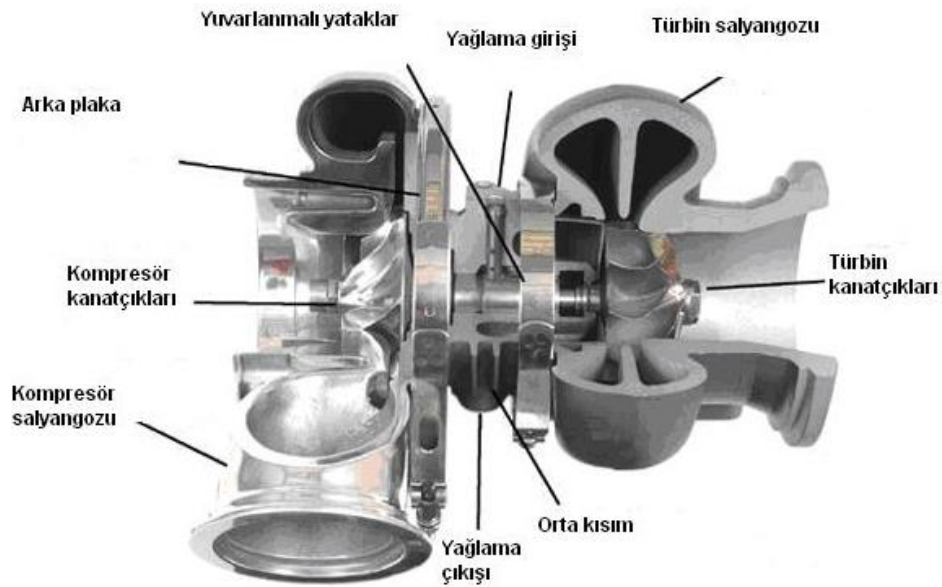
Turboşarjın çalışması göreceli olarak basit bir konsepte dayanmasına rağmen turboşarj, dizel motorların çalışması açısından kritik öneme sahiptir. Bu nedenle son derece yüksek mühendislik ürünü olan bileşenler kullanılması gerekmektedir.

3.1.2. Turboşarj çalışma prensibi

Turboşarj (egzoz turbo şarjı), egzoz manifoldundan çıkan basınçlı egzoz gazlarının hareket enerjisi ile turbonun türbin kanatçıklarına çarptırarak dönmesi sağlanır, türbin milinin diğer ucunda bulunan kompresör kanatçıkları ile de dışarıdan temiz havayı emer ve basınçlandırarak intercooler'a aktarır, oradan da emme manifolduyla yanma odasına gönderir. Turboşarjlar, temiz havayı basınçlandırarak yaklaşık 2-3 barlık mutlak basınçla emme manifolduna gönderirler. Bu şekilde egzoz gazıyla yok olan enerji tekrar kullanılarak motor performansı 2 katına çıkarılabilmektedir.

3.1.3. Turboşarjın yapısı

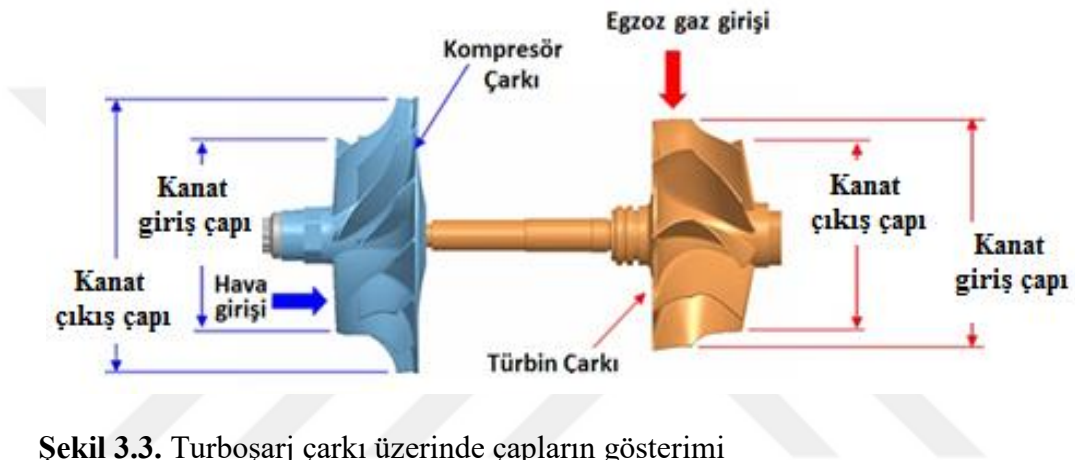
Günümüzde kullanılan turboşarjların yapısı 3 temel bileşenden oluşmaktadır. Bunlar kompresör kısmı, türbin kısmı ve yatak kısımlarıdır.



Şekil 3.2. Turboşarj sistemi teçhizat kısımları

3.1.4. Trim miktarı

Turboşarjda kompresör ve türbin kanatlarının iç ve dış çaplarının kareleri arasındaki orana (giriş ve çıkış akış alanları oranına) trim adı verilir. Trim miktarı, çarklardan geçirilebilecek gaz miktarını temsil eder; trim arttıkça çarktan geçen gazın miktarı da artar ve aynı zamanda bu durumun terside söz konusudur.



Şekil 3.3. Turboşarj çarkı üzerinde çapların gösterimi

Trim miktarı;

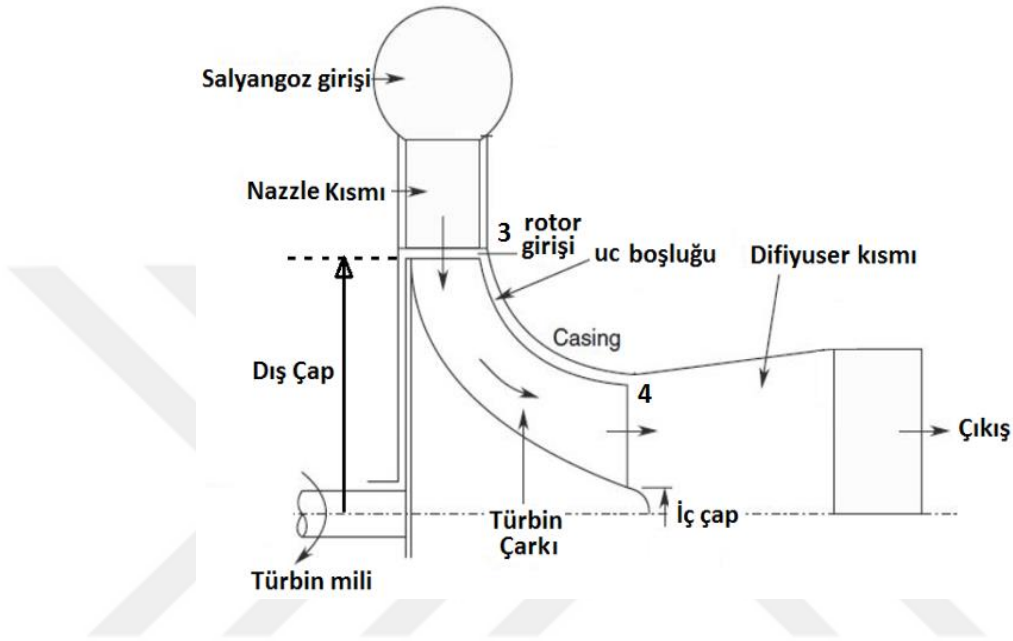
$$Trim = \left(\frac{D_{iç}}{D_{dış}} \right)^2 * 100 = \left(\frac{Kanat\ giriş\ çapı}{Kanat\ çıkış\ çapı} \right)^2 * 100 \quad (3.1)$$

3.2. Türbin Kısım

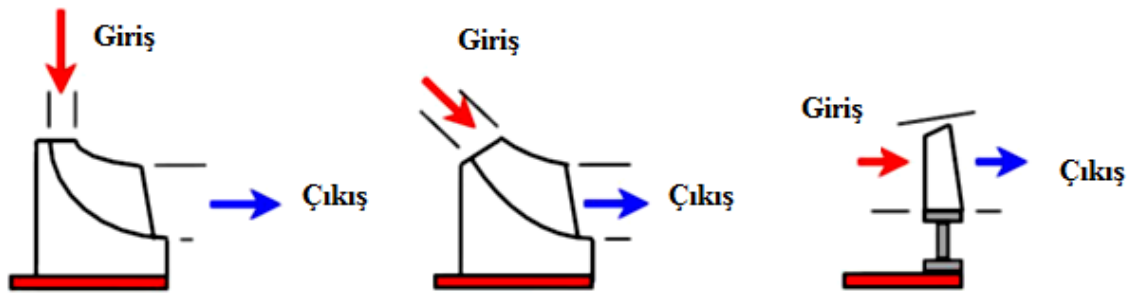
3.2.1. Türbin yapısı

Türbin kısmı egzoz gazlarının ilk olarak temas ettiği kısım olması nedeniyle turboşarjın en sıcak bölümüdür. Türbin gövdesinden motorun egzoz manifolduna bağlanan kısmından, salyangoz diye adlandırılan bölmeden türbin çarklarına ulaşırlar. Bu salyangozun iç kısmı daralan bir yol izleyerek egzoz gazına basınç ve hız

kazandırmaktadır. Çarka basınçlı ve hızlı bir şekilde çarpan egzoz gazları türbine bir hareket kazandırmaktadır. Egzoz Enerjisi ile dönmesi sağlanan türbin ayrıca bağlı bulunan mil tahriki ile kompresör bölümünün de hareket etmesini sağlar.



Şekil 3.4. Türbinin kesit resmi



Şekil 3.5. Sırasıyla radyal, karma ve eksenel akışlı türbin tipleri

Gazların hareket ettiği yolun şekli, salyangozun daraltılması, çarkın giriş ve çıkış kısmı, kanatçıkların eğimi ve difüzör kısmı üretilen işi etkilemektedir. Bu elemanların detaylı şekillerinin kesit resimde Şekil 3.4'de gösterilmektedir.

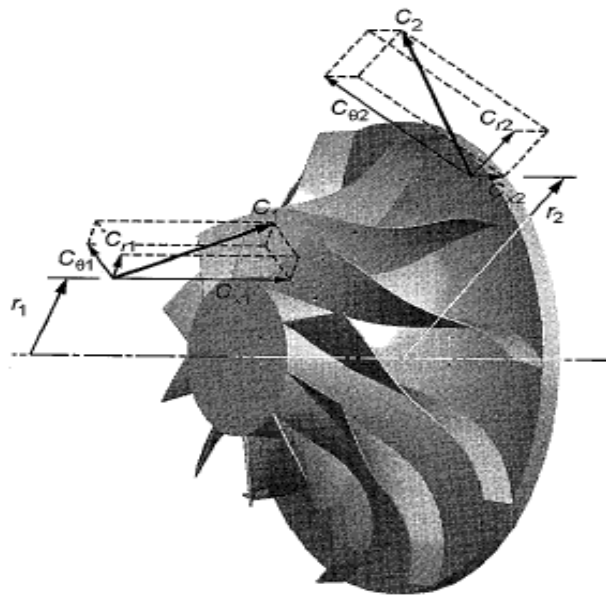
Üç farklı türbin çarkı bulunmaktadır (Şekil 3.5); bunlardan birincisi radyal (Radial turbine) diğeri karma (Mixed flow turbine)ve sonuncusu ise ekseneldir (Axial turbine).

- Radyal türbin: Gaz türbine radyal olarak girip eksenel bir yol izleyerek çıkar
- Karma türbin: Gaz türbine çap yönünde girip eksenel bir yol izleyerek çıkar.
- Eksenel türbin: Gaz türbine sadece eksenel girip eksenel çıkar.

3.2.2. Türbinin çalışma karakteristiği

3.2.2.a. Türbinlerin iş üretme prensibi

Turbomakinelerde olduğu gibi turboşarj teçhizatında iş üretim değeri iki farklı yaklaşımla bulunabilir. Bu yaklaşımlar akışkanlar mekaniği yolu ile ve termodinamiksel hesaplamalar ile bulunabilir. Turboşarjda meydana gelen momentum değişimi ile hesaplama akışkanlar mekaniği ile iş üretimi için örnek gösterilebilir. Yani akış çarktan geçerken ne kadar momentumu değişirse o kadar işin miktarı değişmiş demektir. Termodinamik hesaplamalarında ise entalpi değişimi ile iş üretimi gerçekleşmektedir. Newtonun hareket kanununda ikinci kanunu bir türbine yazarsak;



Şekil 3.6. Euler eşitliğinde bulunan hız fonksiyonları

$$\tau = \frac{d(M \cdot r \cdot C_\theta)}{dt}, r \cdot C_\theta = \text{cte}, m = \frac{dM}{dt}, \tau = m \cdot \Delta(r \cdot C_\theta) \quad (3.2)$$

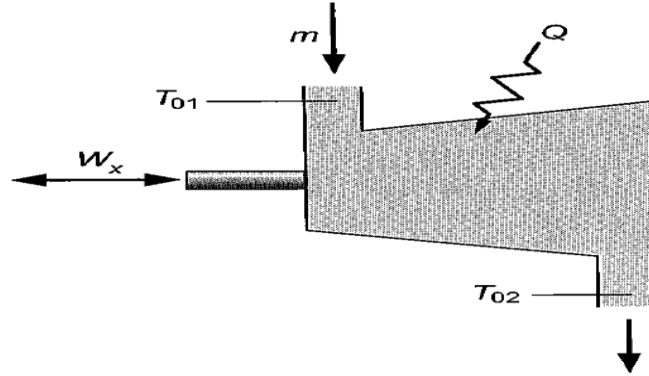
τ türbinin torku, C_θ çevresel hızın bileşeni ,
m kütleli debi(kararlı olduğu için zamana göre sabit kalır)

$$\tau = m(r_3 C_{\theta 3} - r_4 C_{\theta 4}), U = r \cdot \omega \quad (3.3)$$

Euler denklemin (The Euler Turbomachine Equation) yazarsak:

$$W_x = \tau \omega / m = \omega(r_3 C_{\theta 3} - r_4 C_{\theta 4}) = U_3 C_{\theta 3} - U_4 C_{\theta 4} \quad (3.4)$$

Termodinamik açıdan enerji denklemi yazılırsa;

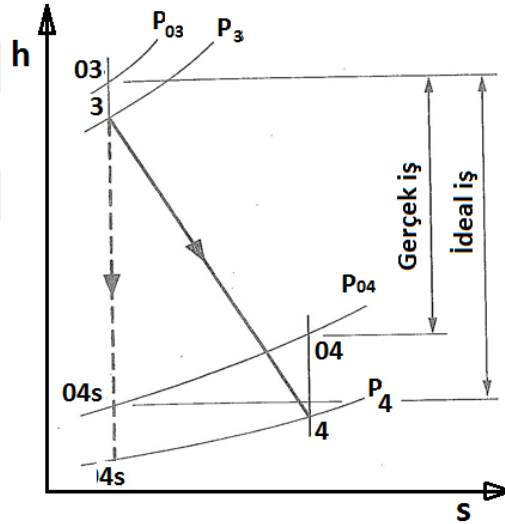


Şekil 3.7. Termodinamiğin 1. yasasının kompresör veya türbin için kesit görüntüsü

$$Q - W_x = h_{03} - h_{04} \quad (3.5)$$

Burada 'Q' turbomakinelerde meydana gelen çevre ile etkileşimde olan ısı transferi miktarı küçük bir değer olduğundan ihmal edilmektedir. Eşitsizlik eğer yeniden yazılırsa spesifik iş değeri türbinde meydana gelen entalpi değişimi miktarı kadardır.

Salyangoz bölmesinden sonra türbin kısmına gelen egzoz gazları genişleyerek çıkarlar. Bu genişleme olayı gazların enerjinin düşmesi (basınç ve sıcaklık düşmesi) ile meydana gelir. Burada enerji harcanması söz konusudur. Kanatçık kısmında bu enerji harcanmaktadır. Türbine giren egzoz gazlarının kinetik enerjinin türbin milini tahrik etmesi ile mekanik enerji elde edilmektedir. Türbin bölmesinde elde edilen güç, milin diğer tarafındaki kompresör tarafından harcanmaktadır. Bu gerçekleşen olaylar egzoz gazlarının genişlemesi ile oluşmaktadır. Genişleme iki çeşittir: Birincisi izantropik genişleme ikincisi ise gerçek genişlemedir. Şekil 3.8'de bu genişleme olayının h-s diyagramı gösterilmektedir.



Şekil 3.8. Türbinde genişleme olayının h-s diyagram üzerinde çizgileri (Baines 2005).

3.2.3. Türbin için denklemler

Türbinin verimi eşitlik 3.6'daki denklem ile gösterilmektedir.

$$\eta_{T,tt} = \frac{\text{gerçek iş}}{\text{ideal iş}} = \frac{W}{W_s} = \frac{h_{03} - h_{04}}{h_{03} - h_{04s}} \quad (3.6)$$

Denklemden elde edilen verim sıcaklık cinsinden yazılırsa:

Ayrıca

$$\eta_{T,tt} = \frac{C_P(T_{03}-T_{04})}{C_P(T_{03}-T_{04s})} = \frac{T_{03}(1-T_{04}/T_{03})}{T_{03}(1-T_{04s}/T_{03})} \quad (3.7)$$

C_P değeri sıcaklık değişiminde çok az değiştiğinden dolayı ihmal edilerek yazılacaktır.

$$T_{04s}/T_{03} = (P_{04}/P_{03})^{(k_e-1)/k_e} \quad (3.8)$$

Sıcaklık-basınç cinsinden verim tekrar denklemde yerine yazılırsa:

$$\eta_{T,tt} = \frac{1 - T_{04}/T_{03}}{1 - (P_{04}/P_{03})^{(k_e-1)/k_e}} \quad (3.9)$$

Toplam iş üretimi aşağıdaki gibi olur;

$$\begin{aligned} \dot{W}_T &= m_e C_{pe} (T_{03} - T_{04}) = m_e C_{pe} T_{03} \left(1 - \frac{T_{04}}{T_{03}}\right) \\ &= m_e C_{pe} T_{03} \eta_{T,tt} \left(1 - (P_{04}/P_{03})^{(k_e-1)/k_e}\right) \end{aligned} \quad (3.10)$$

genişleme oranı (er) birbirine eşitse:

$$Pr_T = \frac{\text{giriş basınc}}{\text{çıkış basınc}} = \frac{P_{03}}{P_{04}} \quad (3.11)$$

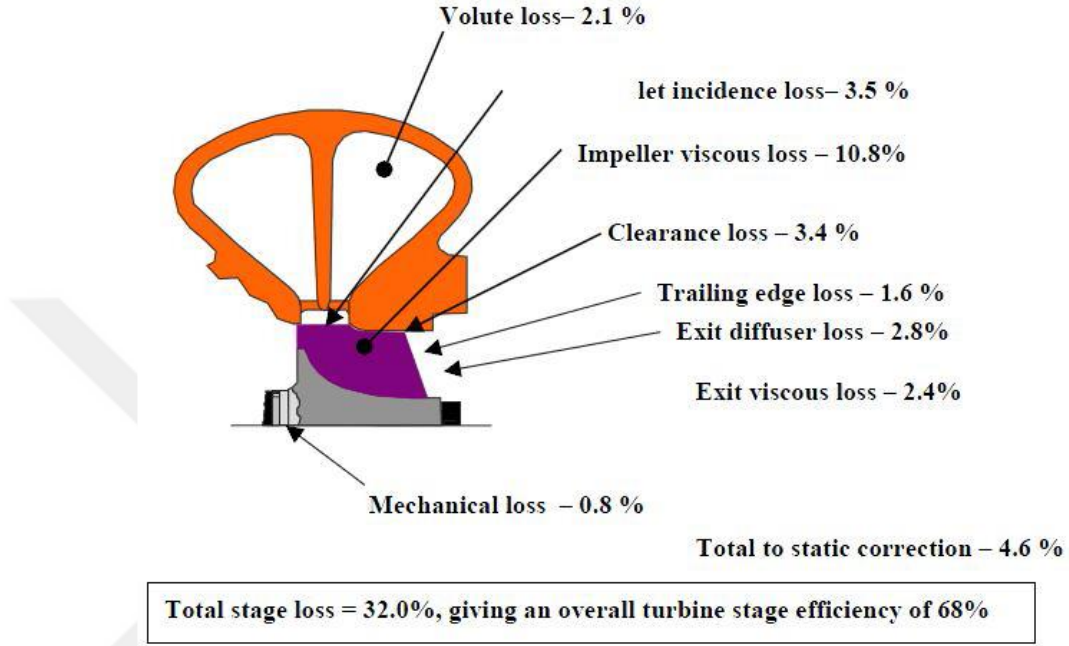
$$P_T = m_e \cdot C \cdot T_0 \eta_{T,tt} \left(1 - (1/er)^{(k_e-1)/k_e}\right)$$

Kütle korunumu yazılırsa:

$$m_e = m_a + m_f, \frac{m_e}{m_a} = 1 + \frac{m_f}{m_a} = 1 + \frac{1}{AFR} \quad (3.12)$$

Günümüzde kullanılan turboşarjlardaki türbin kısımlarında verim genelde %65-75 arasında bulunmaktadır. Türbin verimi üzerinde etkili olan bazı kayıp noktaları aşağıdaki

şemada gösterilmektedir. Bu kayıplar genel olarak salyangoz, uç yönlendirici kayıpları, açıklık kayıpları, difüzör çıkış kayıpları ve vizkos kayıpları olarak sıralanabilir.



Şekil 3.9. Türbin kısmında meydana gelen kayıpların türbin verimi üzerine yüzde etkileri (Capon and Phil 2004)

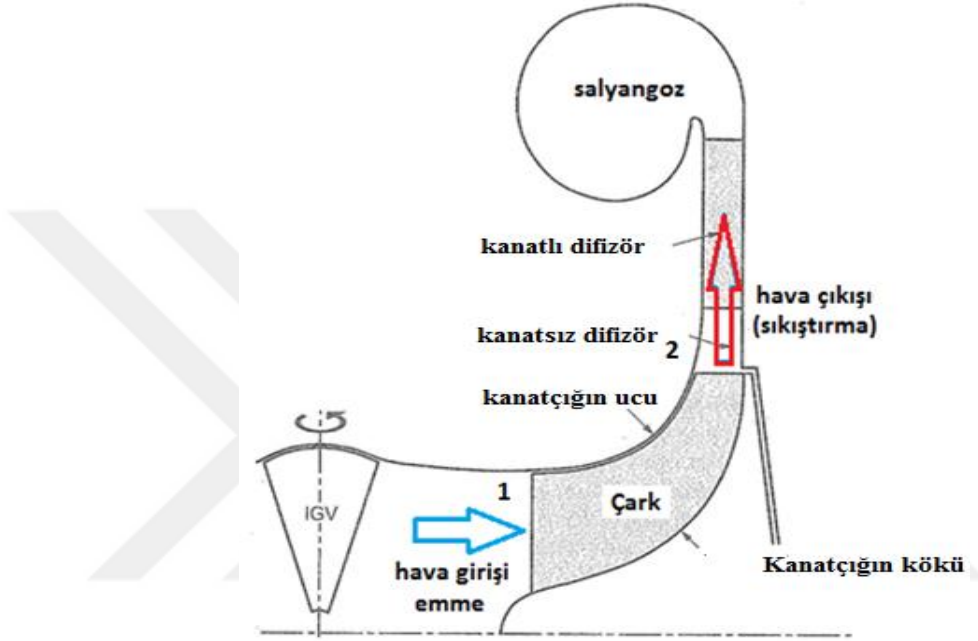
3.3. Kompresör Kısım

3.3.1. Kompresör yapısı

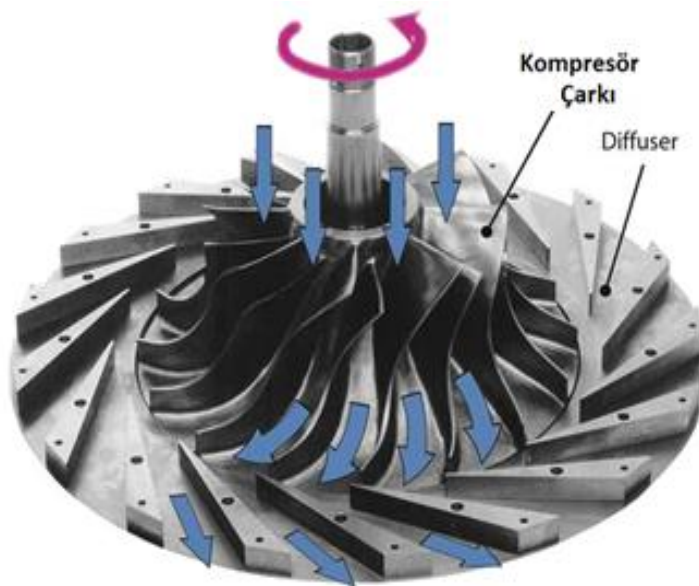
Turboşarjlarda genellikle santrifüj tipi kompresörler kullanılmaktadır. Üç temel parçadan oluşmaktadır: Kompresör çarkı, difüzör ve kompresör gövdesidir. Türbinden gelen tahrikle dönen mil kompresör çarkını döndürmeye başlar ve aksenal olarak havayı emerek dönme hareketi ile beraber motora radyal bir şekilde basar. Difüzörün görevi ise basılan havanın hızını azaltmaya yardımcı olmaktır, gövdenin içerisindeki kanalda bulunmaktadır.

Bu şekilde hava gerekli basınca değerine ulaşmaktadır. Basıncın artması ile beraber sıcaklık değeri de yükselmektedir. Kompresör bölmesinde havanın sıcaklığının artması

sistem verimliliği ve malzeme ömrü için arzu edilen bir durum değildir. Çünkü sıcaklıkla beraber yoğunluk düşecek ve yanma odasına giren havanın miktarı azalacaktır. Sıcaklığı artan hava kompresör sonrası bir ara soğutucuda (intercooler) işlem gördükten sonra motor yanma odasına iletilebilir.

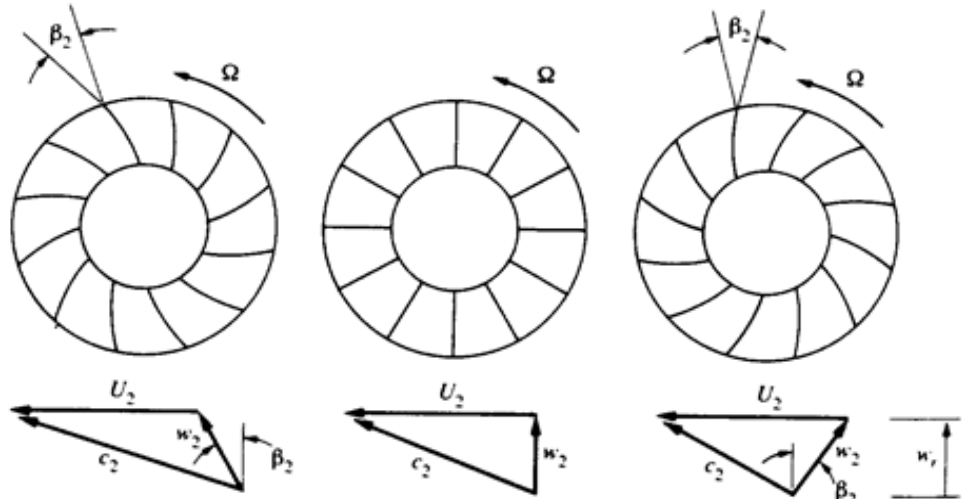


Şekil 3.10. Kompresör kesit resmi (Japikse 1996)



Şekil 3.11. Kompresörün çarkı ve kanatçıklarının genel şematik resmi (Frese et al. 2014)

Kompresörlerdeki merkezkaç kuvveti ile girişte tam aksenal çıkışta radyal doğrultuda akışı sağlanabilir. Oluşan hız üçgenleri kanat yapısına göre Şekil 3.12’de verilmiştir.



Şekil 3.12. Kanat yapısı şeklinin hız üçgenleri üzerine etkisi

3.3.2. Kompresörün çalışma karakteristiği

Atmosferden emilen hava difüzör ve salyangoz vasıtasıyla basıncı artırılarak motor bölmesine aktarılması işlemini kompresör gerçekleştirir. Sıcaklık ve basıncın artırılması ile beraber bir verim durumu söz konusudur. Ayrıca meydana gelen kayıplardan dolayı verim düşmüş olacaktır. Şekil 3.13’de sıkıştırma olayı ideal ve gerçek olarak h-s diyagramı üzerinde gösterilmektedir.

Kompresör verimini Şekil 3.13’e göre denklem oluşturulursa;

$$\eta_{c,tt} = \frac{\text{ideal iş}}{\text{gerçek iş}} = \frac{h_{02s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} \quad (3.13)$$

Denklem sıcaklık cinsinden yazılırsa:

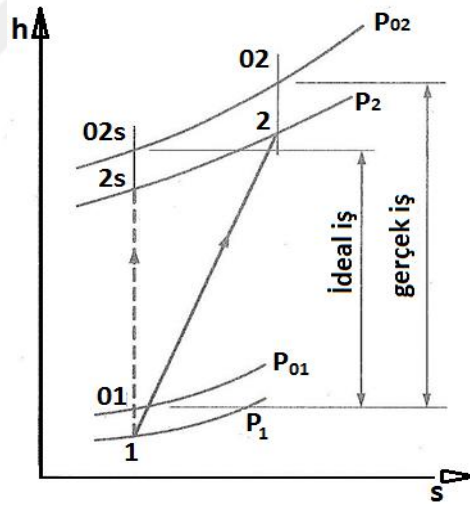
$$\eta_{C,tt} = \frac{C_{pa}(T_{02s} - T_{01})}{C_{pa}(T_{02} - T_{01})} = \frac{T_{01}(\frac{T_{02s}}{T_{01}} - 1)}{T_{01}(\frac{T_{02}}{T_{01}} - 1)} \quad (3.14)$$

Ayrıca:

$$T_{02s} = T_{01} \left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{(k-1)/k} \quad (3.15)$$

Eşitlikte yerine yazılırsa:

$$\eta_{C,tt} = \frac{(P_{02}/P_{01})^{(k-1)/k} - 1}{(T_{02}/T_{01}) - 1} \quad (3.16)$$



Şekil 3.13. Kompresörün sıkıştırma halinde h-s diyagramı (Baines 2005).

Kompresörün harcadığı iş:

$$\begin{aligned} \dot{W}_C &= m_a C_{pa} (T_{02} - T_{01}) = m_a C_{pa} T_{01} \left(\frac{T_{02}}{T_{01}} - 1 \right) \\ &= \frac{m_a C_{pa} T_{01}}{\eta_{C,tt}} \left((P_{02}/P_{01})^{(k_a-1)/k_a} - 1 \right) \end{aligned} \quad (3.17)$$

Basınç oranına göre:

$$Pr_C = \frac{\text{çıkış basınc}}{\text{giriş basınc}} = \frac{P_{02}}{P_{01}} ; P_C = \frac{m_a C_{pa} T_{01}}{\eta_{c,tt}} ((pr)^{(k_e-1)/k_e} - 1) \quad (3.18)$$

3.3.2.a. Kompresör ve türbin için enerji dengesi

Sistemde meydana gelen iş çıkışı yada girişinde öncelikle termodinamiğin 1.yasası oluşturulur. Burada enerji üretimi denklemi türetilmektedir. Turboşarjın herhangi bir noktasında meydana gelen sabit akıştaki enerji denklemi yazılacak olursa;

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}[(h_2 + KE_2 + PE_2) - (h_1 + KE_1 + PE_1)] \quad (3.19)$$

$\dot{Q}$ = Sistemde gerçekleşen ısı transferi miktarı

$\dot{W}$ =Sistemde olan iş miktarı

$\dot{m}$ = kütleli debi

h = Entalpi değeri

KE =Kinetik enerji

PE =Potansiyel enerji

1,2=sistemde giriş ve çıkış kısımları sırasıyla;

Durgun entalpi(stagnation enthalpy, h_0) değeri ifade edilirse;

$$h_0 = h + KE \quad (3.20)$$

(ısı transferi sırasında meydana gelen potansiyel enerji çok küçük olduğu için ihmal edilmektedir.)

Sisteme dışarıdan ısı verilmediğinden dolayı;

$$\dot{W} = \dot{m}(h_{02} - h_{01}) \quad (3.21)$$

Hava ile egzoz gazı mükemmel gaz olarak düşünülerek denklem yazıldığı zaman;

$$Pv=mRT \quad (3.22)$$

$$\rho=m/v \quad (3.23)$$

buradan yoğunluk çekilir ve kompresör giriş ve çıkışı için yoğunluk oranı şöyle bulunur

$$\rho = P/RT \quad (3.24)$$

$$\frac{\rho_2}{\rho_{01}} = \frac{P_1/P_{01}}{1 + \left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{k-1/k} - 1] / \eta_{c, is, ts}} \quad (3.25)$$

3.3.3. Kompresör giriş ve çıkış hız üçgenleri

Hız üçgenleri bize turboşarj makinesi hakkında bilgi sahibi olmamızı sağlar. Bir kompresörün giriş ve çıkış bölgelerinde hız üçgeni Şekil 3.14 gibi olmaktadır. Türbin ile aynı olan üç hız üçgeni parametresi vardır. Bunlar bağıl, mutlak ve teğetsel hızlardır.

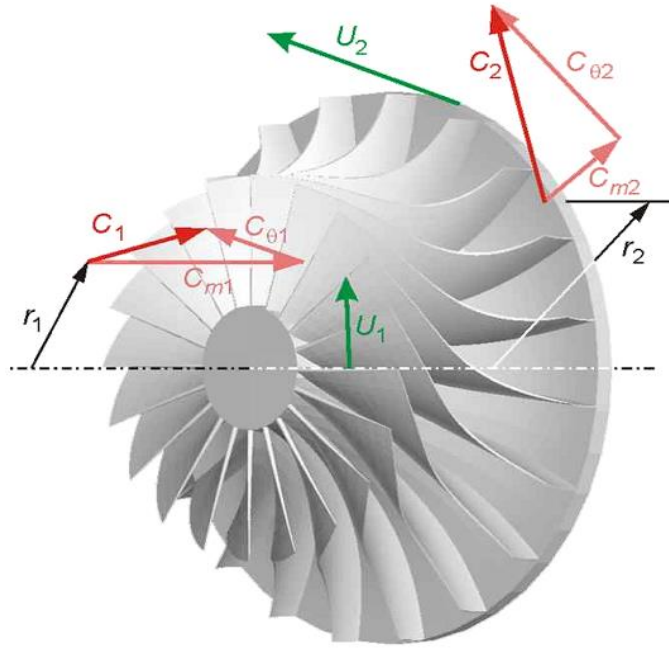
Hız üçgenlerindeki değişkenler sırasıyla;

C: Mutlak hız

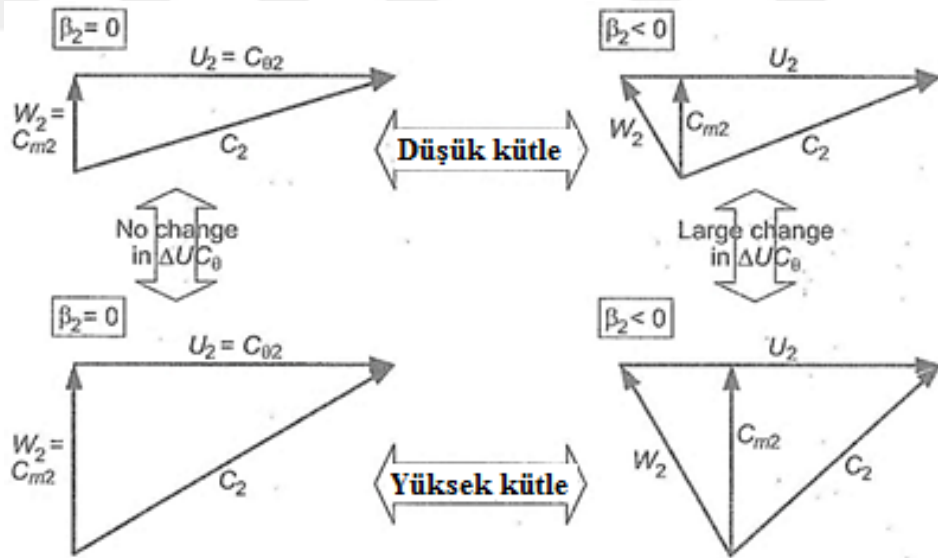
W:Bağıl hız

U: Eksenel Hız

β = Akış çıkış açısı şeklinde ifade edilebilir.



Şekil 3.14. Kompresörün giriş ve çıkışında akışkan hız bileşenlerinin gösterimi

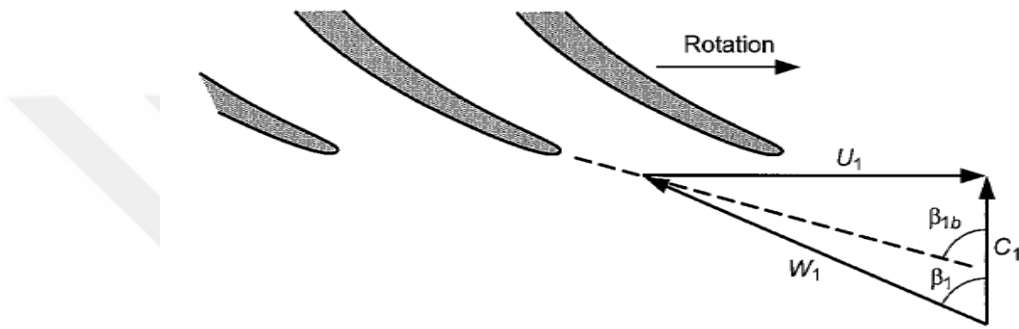


Şekil 3.15. Kompresörde kütleli debi artış miktarlarına göre hız üçgenleri (Baines 2005)

Kompresörde basınç oranı ve kütle debisi diğer iki önemli unsurdur. Bu parametrelerin değerleri bileşke hız vektörüne göre değişmektedir. Şekil 3.15 iki farklı kompresörün hız üçgenleri düşük ve yüksek debilerde gösterilmektedir. Kompresörün kanat profiline göre

hız üçgenleri farklılık göstermektedir. Bu bileşke hızların değeri nasıl değişirse aynı şekilde kompresörün parametrelerinde değişebilmektedir (Baines and Fredriksson 2010).

Kompresörde sisteme giren kütle miktarının değişimi hız değerlerinde de değişime sebep olmaktadır. Aynı zamanda çıkış açılarındaki (β) küçülme durumların kütle değerleride değişmektedir.



Şekil 3.16. Kompresör çarkı kanat çıkış açıları ve hız üçgeni (Japikse 1996)

Kanat çıkış açısı olarak (β_b) ve akışın çıkış açısı (β) arasındaki fark bize etki açısını elde edilebilir.

$$i = \beta_b - \beta \quad (3.26)$$

Hız oranı belirlenmesinde ve kanat çıkış açısı optimum şartlar için 50° olarak hesaplamalar yapılmaktadır.

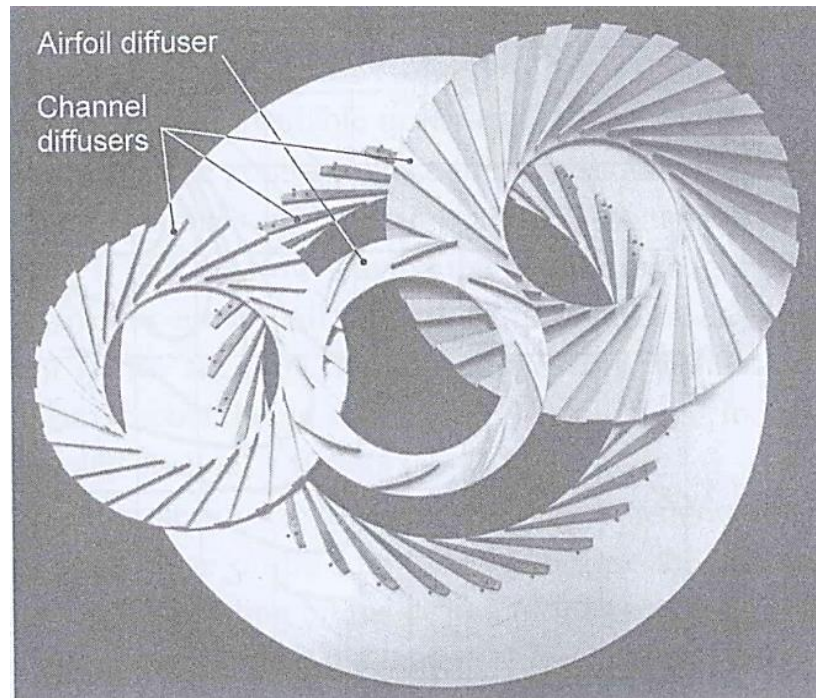
3.3.4. Difüzörler

Difüzör kompresörden ayrılan ve yüksek hızlara ulaşan havayı geniş bir yayılma alanına bırakarak akışını azaltmaktadır. Kompresör çarkından ayrılan akışın mutlak hız değeri normal hızdan yüksektir. Çark çıkışında bir kinetik enerji değeri oluşmakta olup bu değer

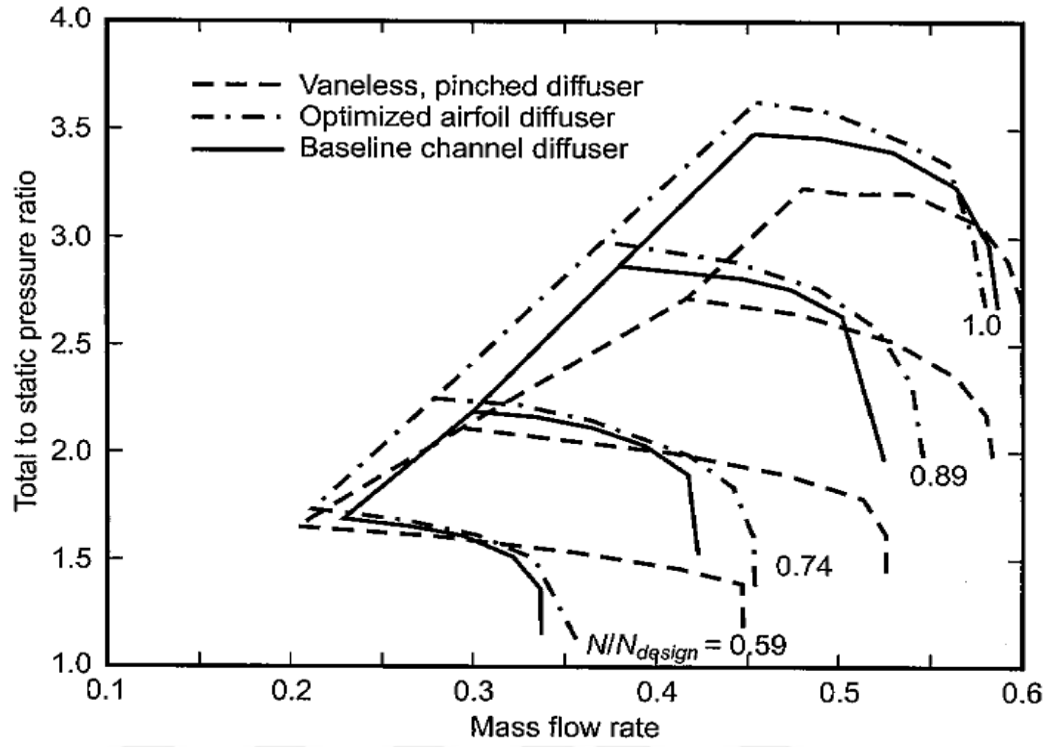
kompresör bölmesindeki mil iş girdisinin yaklaşık %30-50'sini oluşturmaktadır. Bu değer turboşarj enerji verimliliği için önemli bir yer tutmaktadır.

Difüzörler çeşitli şekillerde kullanımı bulunmaktadır. Genelde basit olan ve yaygın kullanılan küçük kompresörler için uygun olan kanatsız (vaneless) difüzördür. Kanatlı difüzörlerde kullanılan diğer bir difüzör çeşitidir. Kanatlı difüzörler kanal tipi(channel) ve yaprak tipi (airfoil) olarak ikiye ayrılır.

Yüksek basınç oranlarında ($2.5 < Pr < 4.0$) kompresör kısmında mekanik zorlamalar gerçekleşmektedir. Bu zorlanmalar gerek difüzörde gerekse kompresör kanatçıklarında oluşmaktadır. Kullanılan difüzörler kanatlı ve kanatsız olmak üzere Şekil 3.17'deki gibi iki tipten oluşmaktadır. Basınç oranları $\{2.5 < Pr < 3.0\}$ aralığında genellikle kanatsız difüzörler, daha yüksek basınç oranlarında ise ($3.0 < Pr < 4.0$) kanatlı tip difüzörler kullanılmaktadır. Basınç değişikliğinden dolayı kanatsız tip difüzörler kanatlı tip difüzöre göre verim değeri düşüktür. Kompresörün sabit bir (N) devir sayısında çalışırken artan debi ile birlikte, basınç oranı önce yavaş, sonra hızla azalmaktadır (Dağlar 2012).



Şekil 3.17. Kanat profilli difüzör tipleri



Şekil 3.18. Kompresörde kullanılan difüzör tiplerinin basınç oranı üzerine etkisi (Japikse 1996)

Tasarımcılar için deneysel veriler iyi sonuçlar almaları adına ihtiyaç duyulan unsurlardan biridir. Fakat bu sonuçlar kompresörde difüzör kullanımında kesin sonuçlar oluşturmamaktadır. Bunun temel nedenlerinden bazıları kararsız akış ve türbülans oluşumu gösterilmesidir (Japikse 1996).

Yapılan çalışmalarda kompresörde statik basınç oranları;

- Kanatsız (vaneless) difüzörde 0,45-0,6 arasında
- Airfoil difüzörde 0,55-0,75 arasında
- Kanal tipi (channel) difüzörde 0,6-0,75 arasında değerlere sahiptir.

3.3.5. Kompresör ve türbin parametrelerinin boyutsuzlaştırılması

Türbin ve kompresör için basınç ve sıcaklık parametreleri ile diğer özellikler kullanılarak boyutsuz fonksiyonlar tanımlanabilir. Bu parametreler kullanılarak sistem içerisinde değişim gösteren değerler birbirinin cinsinden ifade edilebilir;

$$\dot{m} = \eta_{is}, \Delta T = f(P_{01}, P_{02}, T_{01}, N, D, R, k, \mu) \quad (3.27)$$

Fonksiyon parametrelerinden N, D, μ sırasıyla dönme hızını, yarıçapı ve kinematik vizkoziteyi temsil edilmektedir.

$$\frac{\dot{m} \sqrt{T_{01}} R}{P_{01} D^2}, \eta_{is}, \frac{\Delta T}{T_{01}} = f\left(\frac{ND}{\sqrt{RT_{01}}}, \frac{p_{02}}{p_{01}}, \frac{\dot{m}}{\mu D}, k\right) \quad (3.28)$$

Burada kompresör için k değeri sabittir. $\frac{\dot{m}}{\mu D}$ ifadesi Reynold değerini temsil etmektedir ve ihmal edilmektedir. $\frac{\Delta T}{T_{01}}$ ve $\frac{p_{02}}{p_{01}}$ arasındaki ilişki diğer eşitliklerde kullanılmaktadır (temsil edilmektedir). Sabit olan değerler dikkate alınarak boyutsuz sayılar yeniden düzenlendiği zaman şöyle olur;

$$\frac{\dot{m} \sqrt{T_{01}} R}{P_{01} D^2}, \eta_{is} = f\left(\frac{ND}{\sqrt{RT_{01}}}, \frac{p_{02}}{p_{01}}\right) \quad (3.29)$$

Turboşarjda sabit olan diğer değerler yarıçap(D) ve gaz sabiti (R) fonksiyondan çıkarılırsa yarı boyutsuz sayılar şöyle olur;

$$\frac{\dot{m} \sqrt{T_{01}}}{P_{01}}, \eta_{is} = f\left(\frac{N}{\sqrt{T_{01}}}, \frac{p_{02}}{p_{01}}\right) \quad (3.30)$$

Elde edilen değişkenler ile turboşarj seçimi için gerekli olan performans haritalarında uygun nokta belirlenmesi daha kolay olabilmektedir. Bu fonksiyonlar kompresör ve

türbin performans haritalarında düzeltilmiş kütleli debi, basınç oranı, hız oranı, yük dağılımı ,vb. unsurlarda kullanılmaktadır (Çizelge 3.1).

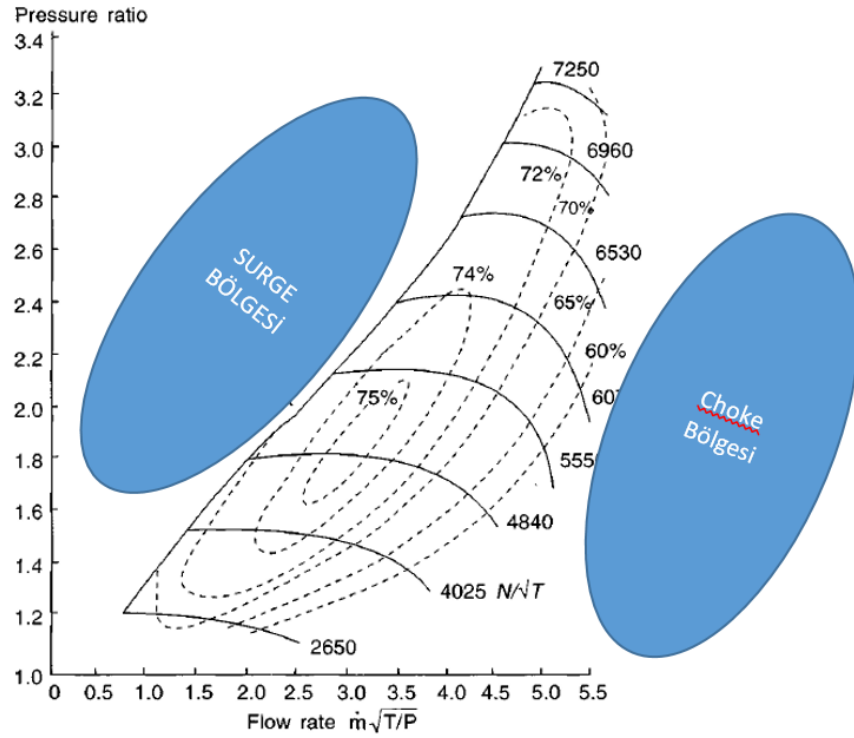
Çizelge 3.1. Kompresör ve türbin için kullanılan boyutsuz ve yarı boyutsuz değişkenler

Temel Değişkenler	m, Pr, N, η
Boyutsuz Değişkenler	$\frac{m \sqrt{T_0 R/k}}{P_0 D^2}, Pr, \frac{ND}{\sqrt{RT_0 k}}, \eta$
Yarı Boyutsuz Değişkenler	$\frac{m \sqrt{T_0}}{P_0}, Pr, \frac{N}{\sqrt{T_0}}, \eta$
Referans Değere Göre Tanımlanan Değişkenler	$\frac{m \sqrt{\Theta}}{\delta}, Pr, \frac{N}{\sqrt{\Theta}}, \eta; \Theta = \frac{T_0}{T_{ref}}; \delta = \frac{P_0}{P_{ref}}$

3.3.6. Kompresör performans haritası

Kompresör çalışma koşulları her bir kompresör için hazırlanan haritalara göre belirlenmektedir. Günümüz motorları için kullanılan bir kompresör haritası Şekil 3.19’da gösterilmektedir.

Turboşarj verimliliğini türbin ve kompresör performansı aynı oranda etkiliyor diyebiliriz. Yani genel veriminin %50 si kompresörün verimine bağlıdır. Motorun farklı çalışma koşullarına göre kütle debisi ve basınç değerleri değişiklik göstermektedir. Kompresör performans haritasında basınç oranı, debi, devir sayısı ve verim yer almaktadır. Performans haritası kompresör verim basınç kütle debisi üzerinde çalıştığı koşulları göstermektedir. Harita üzerindeki aralıklara motorla iyi bir çalışma uyumunun olması için dikkat edilmesi gerekir.



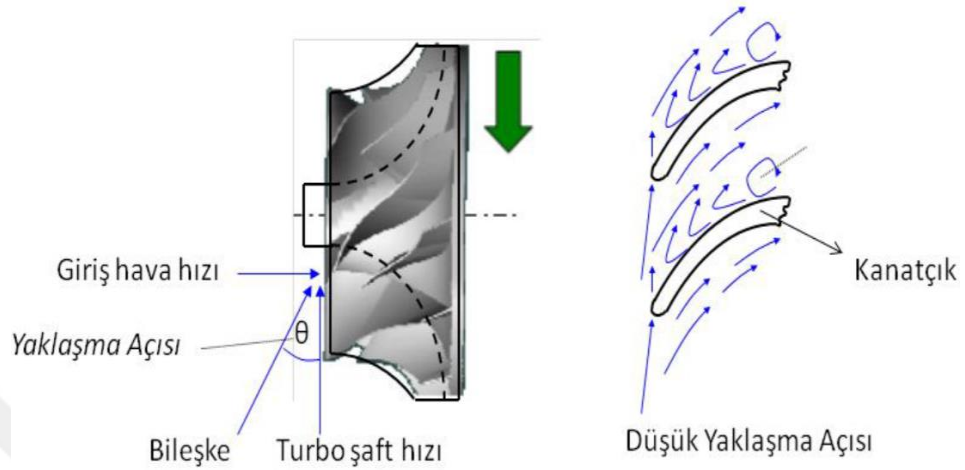
Şekil 3.19. Kompresör performans haritası (Baines 2005)

Haritada da çalışma sınırlarını belirleyen üç parametre vardır. Bunlar: haritanın solunda turbojarın devreye girme sınırı (surge limit), haritanın sağında boğulma limiti (choke limit) ve haritanın üst tarafında maksimum hız sınırıdır (Şekil 3.19).

Dalga limiti (surge limit): Kompresör çarkının kararlı bir şekilde dönmesi için gerekli minimum hava sınırının belirlendiği bölgedir. Turbo hızının artması ve kompresör kısmında düşük hava debilerinin oluşması kanatçıklarda havanın yeterli tutunamamasına sebep olur. Bu durumun kompresörün kararlı çalışmasını engeller. Aşırı yüklenme durumlarda kompresör çarkında geri akışın olduğu da gözlenmektedir. Bu olayı önleyebilmek amacıyla kanatçık açılarını düzgün girişi sağlayabilecek kompresör giriş yönleri belirlenir. Aşağıdaki resimde dalgalanmanın oluşumu gösterilmektedir.

Kompresör meydana gelen dalgalanma olayı giriş açıları ve yönleri tasarım aşamalarında hesaplanmalıdır. Dalga olayının başlangıç durumuna da Stall denilir. Şekil 3.20’de stall

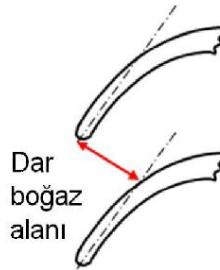
durumunun oluşumu gösterilmektedir. Kompresör kanadında oluşan her bir stall toplamda surge durumuna gelinmesine neden olmaktadır.



Şekil 3.20. Kompresörde stall (girdap) olayı

Dalgalanma etkisi, motorda düşük devirlerde yaşanan bir etkidir. Tork eğrisi bu aşmada düşük devirlerde iyi bir şekilde çalışmaz. Bu eğriyi düşük devirlerde yukarıya çekmeyi sınırlayan etken kompresörde yaşanacak surge olayıdır.

Boğulma Limiti (choke limiti): Gaz akışının kanatçıkların arasındaki en dar alanda hızının ses hızını aşması olayıdır. Bu durumda kompresör hızı arttığı halde akış hacmi artmamaktadır (CTT Dewas, 2009).

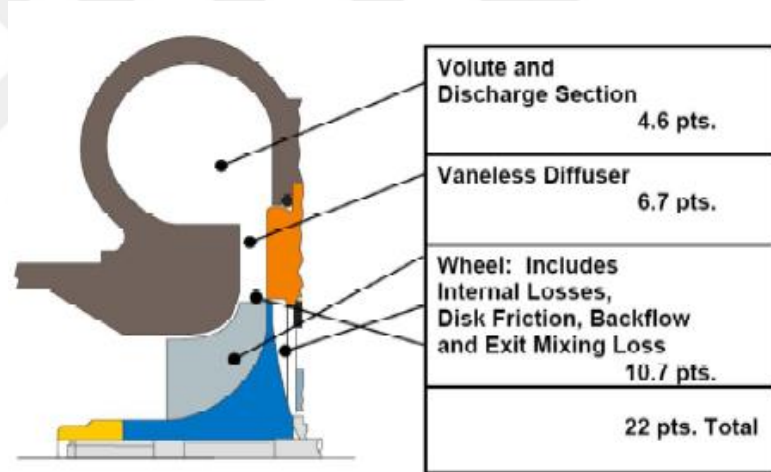


Şekil 3.21. Choke olayına etki eden kanatçıklar boğaz alanı

Maksimum hız limiti: Turboşarj şaft hızının sınırının belirlendiği noktadır. Bu sınırların aşılması durumunda turboşarj görevini kararlı bir şekilde sürdüremez ve hasarlar meydana gelmektedir.

Tüm bu önemli aşamaların sistem içerisinde kararlı bir durumda olması için ve turboşarj seçiminde uygun değerlerin tayin edilebilmesi için kompresör performans haritalarının önemi çok büyüktür.

Kullanılan turboşarj için kompresör verimleri genelde %70-78 aralığındadır. Bunu artırmak amacıyla çalışmalar halen devam etmektedir. Bütün bu kayıpların dağılımı ise aşağıdaki Şekil 3.22’de gösterilmiştir.



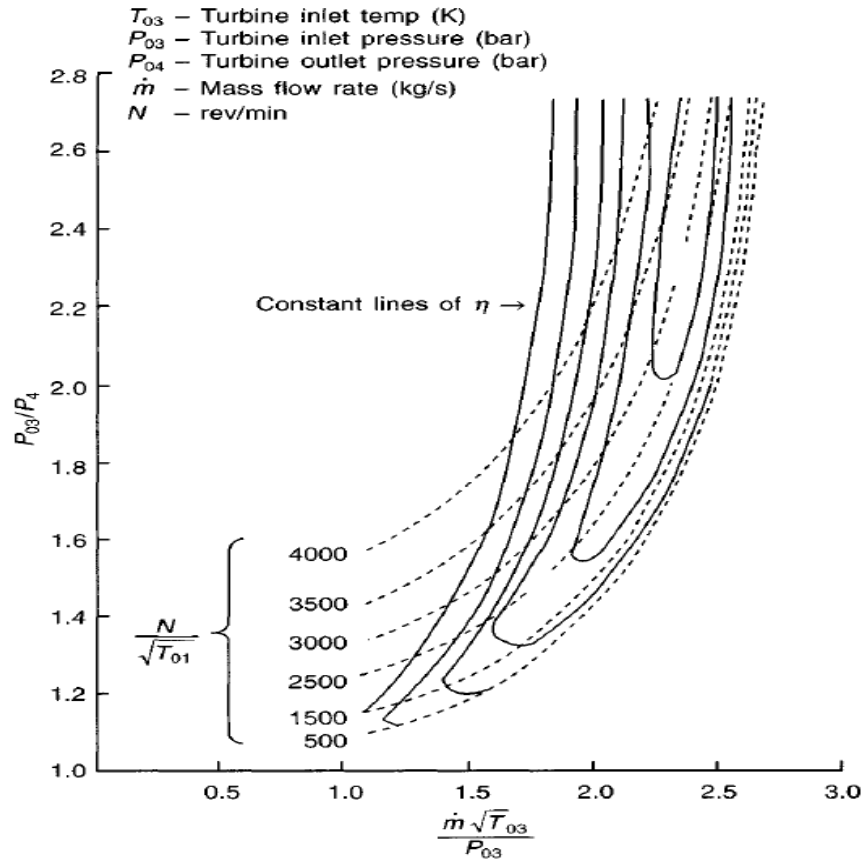
Şekil 3.22. Kompresör için oluşan kayıpların kompresör verimi üzerine yüzde oranı etkileri (Capon and Phil 2004)

3.7. Türbin Performans Haritası

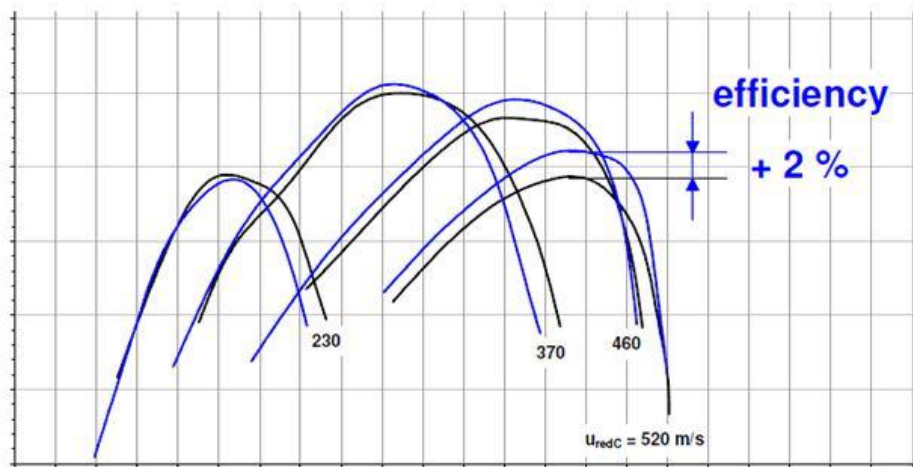
3.7.1. Türbin performans haritaları

Türbin performans değerlendirmesi için gerekli parametreler yatayda düzeltilmiş kütleli debi $(\frac{\dot{m}\sqrt{T_{03}}}{P_{03}})$ ve düşeyde ise basınç oranı $(\frac{P_{03}}{P_4})$ değişkenine göre seçilir (Şekil 3.23).

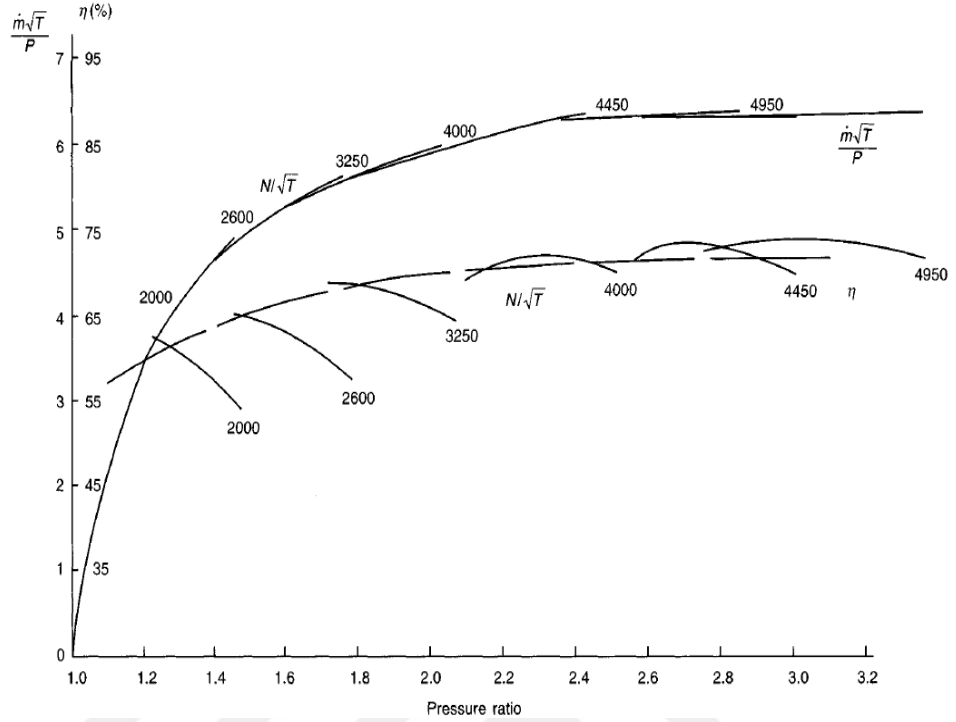
hareket edilmektedir. Burada kompresörde olduğu gibi türbin girişinde 3 noktası çıkışında ise 4 noktası değişkenlerine göre işlemler gerçekleştirilmektedir.



Şekil 3.23. Türbin performans haritası



Şekil 3.24. Doludan işleme ve döküm yöntemi ile üretilmiş iki farklı türbin çarkının verim açısından karşılaştırılması (Cummins Turbo Technologies 2009)



Şekil 3.25. Türbin performans haritası alternatif gösterimi

Türbin performansı için en önemli öncelik yüksek basınçlarda yüksek sıcaklıklara dayanabilecek formda üretimi gerçekleştirilmektedir. Bu kapsamda gerek işçilik gerekse malzeme kalitesi için karmaşık bir hal alan bir yapıyla karşılaşılmaktadır. Bu kapsamda türbin üretimi için iki farklı yöntem kullanılmaktadır.

- 1- Doludan işleme yöntemi
- 2- Hassas döküm yöntemi

Doludan işleme yönteminin döküm yöntemine göre daha hassas olmasından dolayı verimlilik açısından hassas döküme göre daha iyi değerlere sahiptir (Şekil 3.24) (Lüddecke *et al.* 2014).

Nozzle olmadan kullanılan radyal akışlı türbinde kütle akışı geniş bir akış alanı sergilemektedir. Şekil 3.25'deki türbin performans haritasında diğer gösterimde olduğu

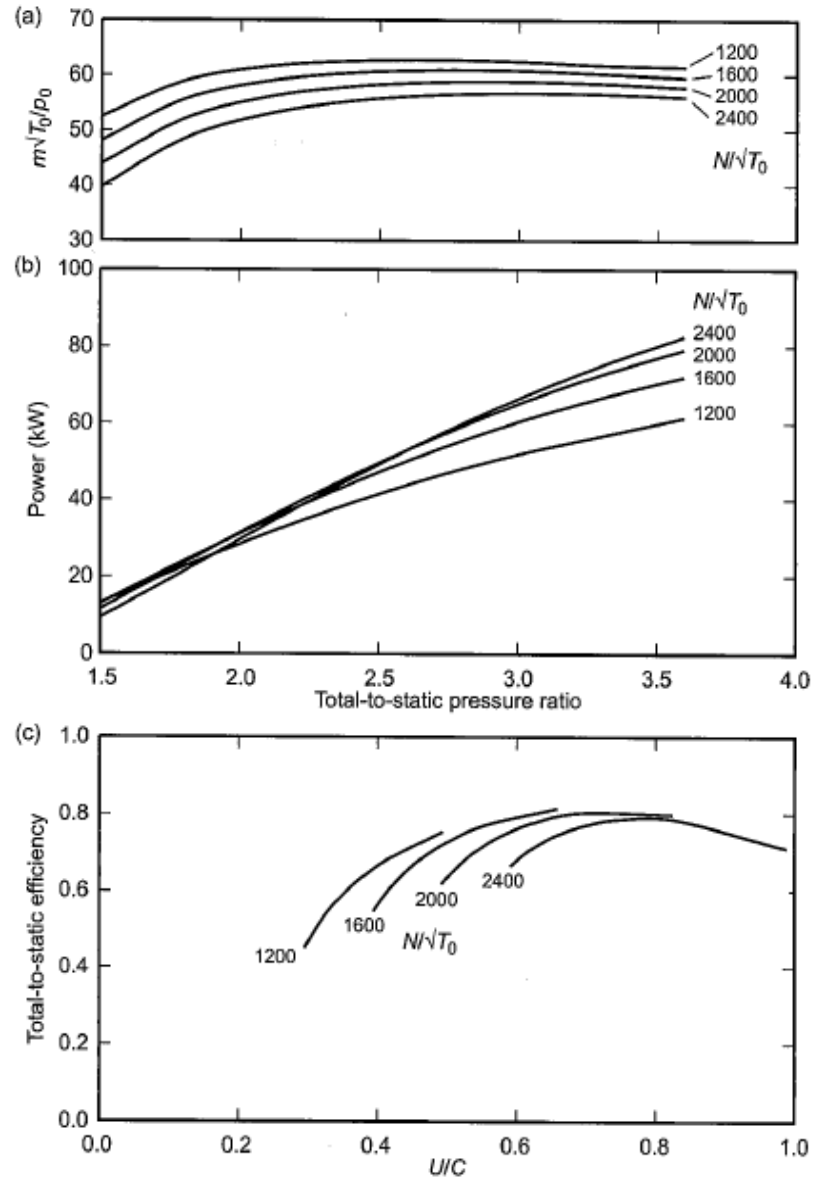
gibi dönme hızı boyutsuz fonksiyonu ($N/\sqrt{T}$) sabit değer olmakta ve 2000-4950 değerleri arasında kabul edilmektedir.

3.7.1.a. Türbinde hız-verim haritası analizi

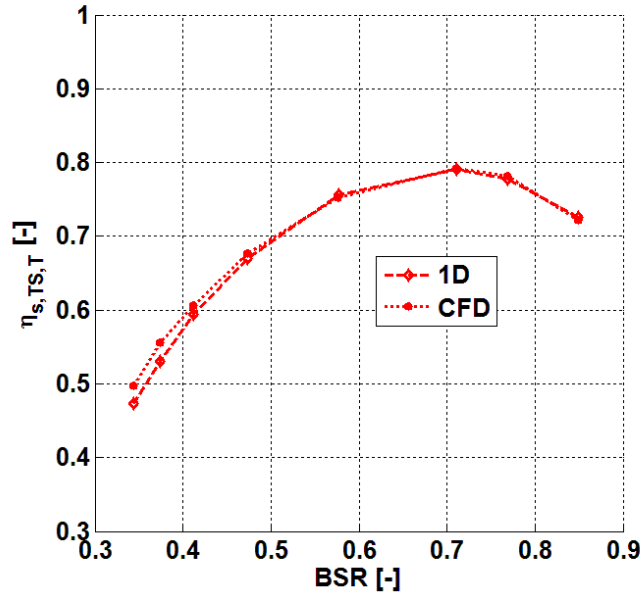
Türbin tasarımında esas amaç en yüksek verimli, uzun ömürlü, sıcaklığa dayanaklı, daha kolay devreye girebilen, düşük maliyetli ve motora en iyi şekilde adapte olmasını sağlamaktır. Hız-verim haritası bu amaca ulaşmak için yararlanmaktadır. Şekil 3.26'da ki diyagram, hız oranına göre verim miktarların belirtilmektedir. Hız oranı (BSR), kanatçığın uç hızının izotropik hızına bölünmesinden oluşmaktadır ($\frac{U}{C}$). Eğer akış türbin yerine bir ideal nozel içinde genişlenirse ve akışın enerjisi tamamıyla kinetik enerjisine dönüşürse, ilgili akışın hızı izantropik hız olarak isimlendirilir. Bu ifade denklem olarak yazılırsa:

$$P = \frac{1}{2} m C^2 \xrightarrow{\eta=100\%} C = \sqrt{\frac{2P}{m}} = \sqrt{2 C_p T_0 \left[1 - \left(\frac{1}{er} \right)^{k-1/k} \right]} \quad (3.17)$$

Normalde tipik bir radyal türbinde en yüksek verim, hız oranının 0,7 değerinde bulunmaktadır. Ancak motorun farklı çalışma şartlarına göre bu miktar değişebilmektedir. Sonuçta hız oranının motora uyumlu olması öngörülmektedir (Şekil 3.26).



Şekil 3.26. Radyal türbin performans haritası, a) basınç oranı- kütleli debi, b) genişleme oranı-güç çıkışı, c) verimlilik ve U/C oranı (Japikse and Baines 1994)

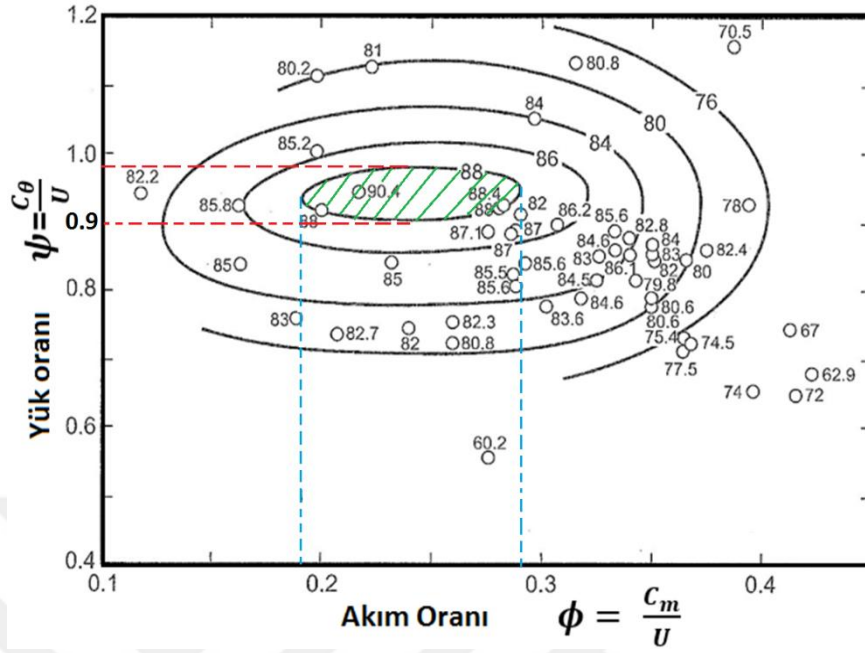


Şekil 3.27. Türbinde bir boyutlu ve CFD analizleri için verimin kanat uc hız oranına göre karşılaştırılması

Şekil 3.27’de görüldüğü gibi türbin verim noktası olarak en ideal nokta 0,7 olarak görülmektedir. Verim bu noktada yaklaşık %75-79 arasında bir değer almaktadır.

3.7.1.b. Yük – akım haritası

Tasarım noktasında türbin için gerekli olan iki boyutsuz sayı akım (ϕ) ve yük (φ) oranı, 'SMİTH' grafiği olarak adlandırılan grafikte bize akım miktarını belirlemede yardımcı olmaktadır. Ayrıca bu grafikte yukarıdaki parametrelerin belirli bir değerlerinde verim miktarı bulunmaktadır. En yüksek verim radyal türbinler için bu çizgi üzerinde akım ve yük oranlarının $0,2 < \phi < 0,3$ ve $0,9 < \varphi < 1$ aralığında değerlendirilmektedir. Şekil 3.28'de yüksek verimli alanı gösterilmektedir. Fakat türbinin malzemesine göre bazı kritik durumlar çalışma esnasında meydana gelmektedir. Bu değerler türbin boyutu ve malzeme değişimi olduğu durumlarda değişkenlik göstermektedir. Akım oranı türbin kanatçığının çapı ve boyutuyla, yük oranı ise türbinin malzemesi ile alakalıdır. Akım oranı artışı türbin alanının küçük olması ile orantılıdır. Boyut küçülmesi durumunda turboşarj devri artmakta ve verim düşmektedir.



Şekil 3.28. Radyal türbinlerde akım ve yük oranları (Chen and Baines 1994)

Ayrıca akım ve yük oranının özel hızıyla bir denklemde yazarsak:

$$\phi = \frac{c_m}{U}, \varphi = \frac{\Delta h_0}{U^2}, N_s = \frac{\omega \sqrt{Q}}{\Delta h_0^{3/4}} = \text{constant} \times \frac{\phi^{1/2}}{\varphi^{3/4}} \quad (3.27)$$

3.8. Turboşarj Üretim Malzemeleri

3.8.1. Türbin tasarım materyalleri

Radyal akışlı türbinler genelde kullanımı vardır. Bunlar genelde sürtünmeli yada elektron ışıını ile kaynaklanmış mile sahiptirler. Türbin çarkı kompresörler aynı dönme hızına sahiptir. Sıcaklık olarak 900 K derecelerinde işlem yapmaktadır. Türbin pervaneleri ve gövdesi yüksek sıcaklıklara dayanıklı İnceonel 713C gibi yüksek dayanıklı malzemeden yapılmaktadır. Türbin çarkı yüksek sıcaklıklara dayanıklı olmasına rağmen dönme yorulmalarında daha hassastır. Ancak rotor bölmesinde bir yanmaya dayanıklı formda olması beklenmektedir. Kum yada kabuklu dökme işlemi SG demir dökümü genelde kullanılmaktadır. 900 K sıcaklıklara dayanıklı şekilde üretim gerçekleşir. Ni(nikel)

içerikli döküm yüksek sıcaklıklara dayanıklı olması ile beraber aşırı pahalı olması ve çatlamaya meğilli olması nedeniyle tercih edilmemektedir.

Türbin rotor kısmı motordan gelen egzoz gazı sıcaklığına ve basıncına dayanabilecek yeterlilikte olmalıdır. Bununla beraber aerodinamik ve mekanik tasarım geliştirmeleride gitgide artmaktadır. Fakat bu gelişmeler kısıtlı durumdadır (Baines 1995).

Dayanıklılık gereksinimleri malzeme özelliklerine göre malzeme pazarında bulunmaktadır.

Çizelge 3.2. Radyal türbinler için malzeme tipi ve özellikleri

Malzeme Cinsi	Yoğunluk(kg/m ³)	Özgül Mukavemet değeri (UTS/ $\rho \times 10^6$)	Özgül Sertlik değeri (E/ $\rho \times 10^3$)
IN713LC(800°C)	8000	0.11	0.02
MAR-M-247 (800°C)	8500	0.11	0.018
γ TiAl	4400	0.12	0.036
Hot Pressed Si ₃ N ₄	3200	0.21	0.097
IN718	8200	0.15-0.10	0.024
Hot pressed Beryllia	3030	0.068	0.132

Türbin malzemesi üretimi için bazı dayanıklılık değerleri Çizelge 3.2’de gösterilmiştir. Burada genelde Inconel 713LC ve 713C cinsinden malzemeler kullanılır. Bazı benzinli motor uygulamalarında görülen MAR-M-247 türünde malzemeler kullanılmaktadır.

Inconel malzeme ıslaklık kazandırılarak sertleştirilebilen bir malzemedir, çok değişik sıcaklıklarda bile mekanik özelliklerini koruyabilmektedir. Bu nikel alaşım malzeme çok yüksek bir gerilme direncine sahiptir. Inconel 713 malzeme kopma direnci, kırılma direnci olan çok yüksek bir malzeme türüdür. Aynı zamanda yüksek sıcaklıklarda dayanabilen bu malzeme, yaşlandırılarak çökertildikten sonra daha da sert bir yapıya sahip hale gelmektedir.

Son zamanlarda büyük gelişme kaydeden türbin kanatlarının özel alaşımlarla dökülmesi veya talaş kaldırarak imal edilmesi ya da seramik döküm ile elde edilmesi üretimde hız kazanmıştır. Ayrıca özel alaşımların kullanımı ve kanatların özel malzemelerle kaplanması üzerine çalışmalarda sürdürülmektedir. Kullanılan seramik kaplama çeşidinin farklı etkileri olduğu gibi kullanılan kaplama yöntemi de önemli farklılıklara sebep olmaktadır. Kaplama yöntemleri esas itibarıyla fiziksel buhar biriktirme, kimyasal buhar biriktirmeye bunların alt başlıklarıdır (Miller 1997; B-Dahotre and Sudarshan 1999; Matthew and James 2002; Carlos and Estrada 2007).

Günümüzde daha çok tercih edilen malzemeler metaller ile alaşımı olan malzemelerdir. Bu malzemeler genelde seramik gibi dayanıklı özellikleri gösteren ve yüksek sıcaklık değerlerinde uyum sağlayan $\gamma TiAl$ gibi malzemelerdir.

3.9. Turboşarj Çeşitleri

3.9.1. Tek kademeli turboşarj çeşitleri

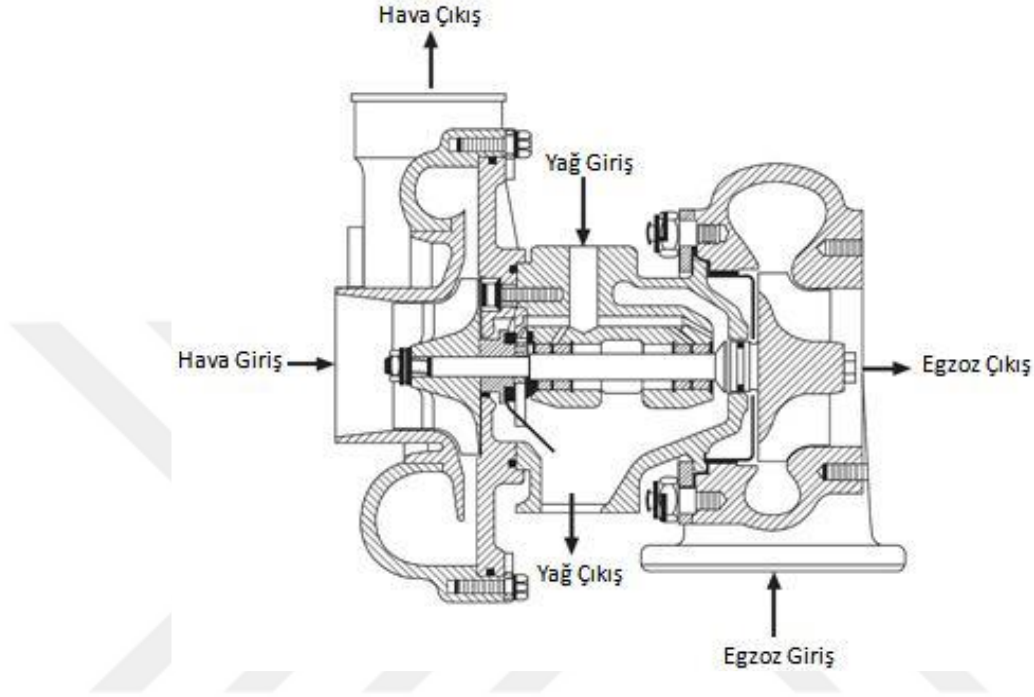
3.9.1.a. Sabit geometrili turboşarjlar

1. Konvansiyonel turboşarjlar

Turboşarjları kademe şekillerine göre turboşarjlar olmak üzere ikiye ayırabiliriz. Tek kademeli sistemlerde motorda anlaşılacağı gibi tek bir turboşarj bulunmakta ve tüm egzoz gazları buradan tahliye edilmektedir.

Turboşarjların gelişim sürecinde genellikle hep konvansiyonel turboşarjlar göze çarpmaktadır. Konvansiyonel turboşarjlarda akışı değiştirebilecek yada basıncı dengeleyici bir basınç artırıcı yoktur. Turboşarjın yapısı basit bir türbin-kompresör

ikilisinden oluşmakta ve ortada şaftın yataklanmasını sağlayacak olan yatak kısmı bulunmaktadır. Aşağıda standart bir turboşarjın kesit resmi Şekil 3.29’da görünmektedir.



Şekil 3.29. Konvansiyonel turboşarjın kesit görüntüsü (standart geometri) (Challen and Baranescu 1999)

Konvansiyonel turboşarjlar ilk kullanılmaya başladıkları zamandan itibaren sahip oldukları olumsuzları gidermek için yenilikçi teknolojilere maruz kamilşlardır. Bunların en temel ve büyüklerinden bir tanesi turbo gecikmesidir. Turboşarjın yeterli hava basıncını sağlayabilmesi için motorda gaza basıldıktan sonra belirli bir devire kadar egzoz gazı ile doldurulması gerekir. Tek kademeli turboşarj motorda belirli devirlerde devreye giren bir sistem değildir. Sürekli olarak egzoz manifolduna bağlı olduğu için motorun her türlü tepkisine cevap vermektedir. Motora seçilen turboşarj ise motorun en sıklıkla kullanıldığı devir aralığına göre belirlenmektedir. Bu sebepten ötürü de düşük ve yüksek devirlerde turboşarjdan alınan tepki değerleri istenilen mertebelerde değildir. Motor rölantide çalışırken gaza basıldığında yaşanan tepkideki gecikme süresi “turboboşluğu” olarak anılmaktadır. Bu etki turboşarjın şaftının ataletini yenerek döndürmek için gerekli olan enerjiyle doğru orantılıdır. Burada önemli olan döner parçalar olan türbin ve

kompresör çarkları ile turbo şaftının mümkün olduğunca hafif malzemeden yapılması gerektirir (Westin 2005).

Turboşarjda meydana gelen aşırı basınç yüklemelerinde türbin kısmının bu basınç yüklenmesi turboşarj verimini olumsuz etkileyebilmektedir. Bu durumlarda olabilecek hasarların önüne geçilebilmesi için tahliye kanalları ile fazla basınç kanalizasyonu yapılması formülü kullanılabilir. Bu tiptekilere, tahliye supaplı sabit geometrilili turboşarjlar olarak isimlendirilmektedir.

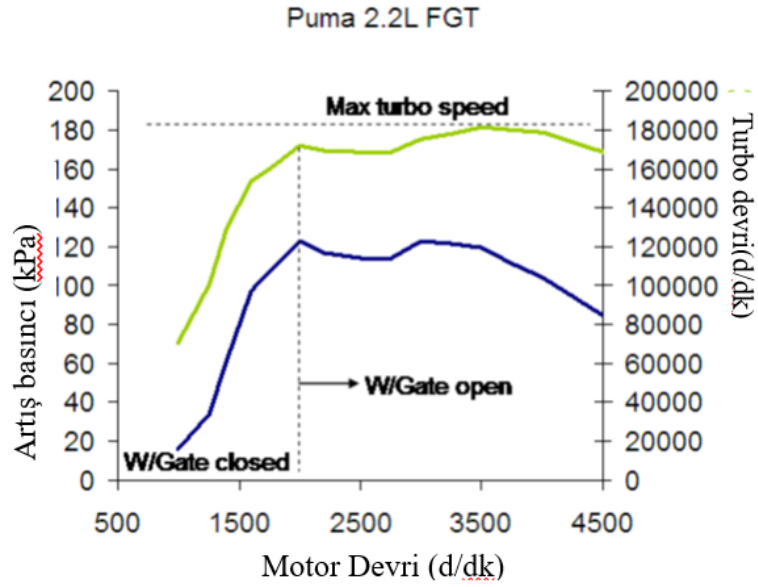
3.9.1.b. Tahliye supaplı turboşarjlar (Wastegate – WG)

Tahliye supaplı turboşarjlarda, fazla olan egzoz gazı türbin bölümüne girmeden bir tahliye kanalı ile dışarı yönlendirilir. Böylece şaftın hızı kontrol edilebilir duruma gelmektedir. Bu şekilde türbin üzerinde kontrol edilebilen egzoz gazı turboşarjın diğer kısmındaki kompresöründe en fazla ne kadar hava basacağını da kontrol anlamına gelmektedir. Şekil 3.30'da 2.2 litrelik bir motorun turboşarj itme basıncı ve hız karakteristiği gösterilmiştir. Tahliye supabı 2000 d/dk civarında açılmaya başlanmış, kompresör basıncı ve turboşarj şaft hızı belirli bir seviyede kalmıştır.

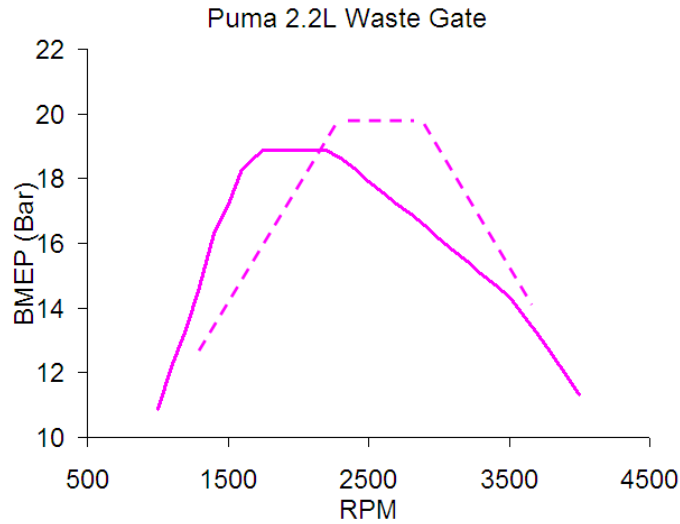
Ayrıca bu çalışmamızda wastegate valfinin açılma miktarları göz önüne alınarak türbin kompresör dengesini, verimliliklerini hava yakıt oranı üzerindeki etkilerini analiz etmeye çalışacağız.

Bu sorunu ortadan kaldırmak, turboşarj seçimi aşamasında aynı motora daha küçük türbin seçmeye olanak tanımaktadır. Seçilen küçük turboşarjdaki amaç turbo gecikmesi kısıltılmaktadır. Aşağıdaki resimde aynı 2,2 litrelik motora büyük ve küçük turbo seçimiyle BMEP değerlerinin karşılaştırılması Şekil 3.31'de gösterilmiştir. Sürekli çizginin grafiği küçük turboşarjı kesikli çizginin grafiği büyük turboşarjı belirtmektedir. Grafikten elde edilen bilgilere göre küçük turboşarj düşük devirlerden itibaren yüksek tork değerleri elde etmekle beraber maximum tork ve güçten bir miktar düşüş beklenilmektedir.

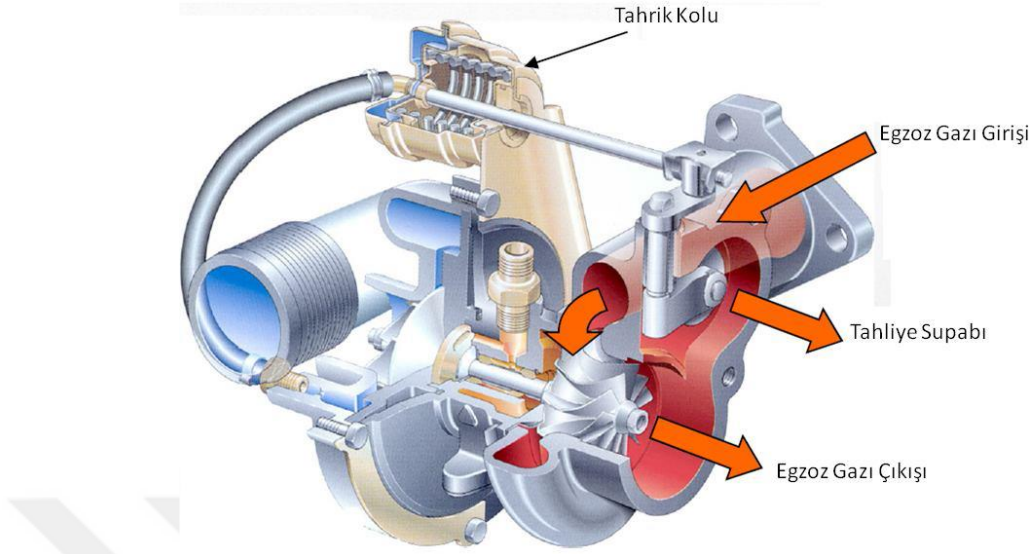
Büyük olan turboşarj ile ise küçük olana göre biraz daha geç ve uzun bir sürede istenilen torku sağlamakla birlikte yüksek devirlerde daha fazla tork ve güç sağlamaktadır.



Şekil 3.30. tahliye kapaklı turboşarjın basıncı ve devri üzerindeki etkisi (Cummins Turbo T. 2009)



Şekil 3.31. Konvensiyonel tahliye kapaklı turboşarj motorun tork eğrisi (CTT Dewas, India 2009)

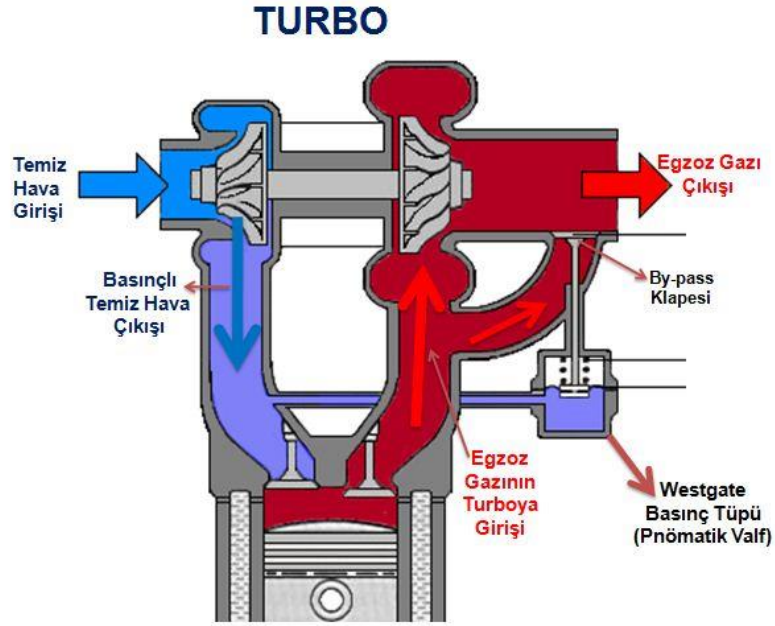


Şekil 3.32. Türbine giren egzoz gazının wastegate kontrollü turboşarjda izlediği yol (Borg Warner 2011).

Aşağıdaki şekilde wastegate ile kontrol edilen turboşarjın izlediği yol Şekil 3.32 de gösterilmiştir. Şekilde gösterildiği gibi egzoz gazı, tahrik kolu vasıtasıyla kontrol edilen tahliye supabından türbin kanatçıklarına gelmeden egzoz sistemine geçmektedir. Subabın açılma miktarına göre tahliye edilecek egzoz gazı miktarı ayarlanabilir. Tahliye kapağının kontrol mekanizmasına göre “wastegate”li turboşarjlar iki çeşide ayrılmaktadır:

3.9. Pnömatik Kontrol Wastegate

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

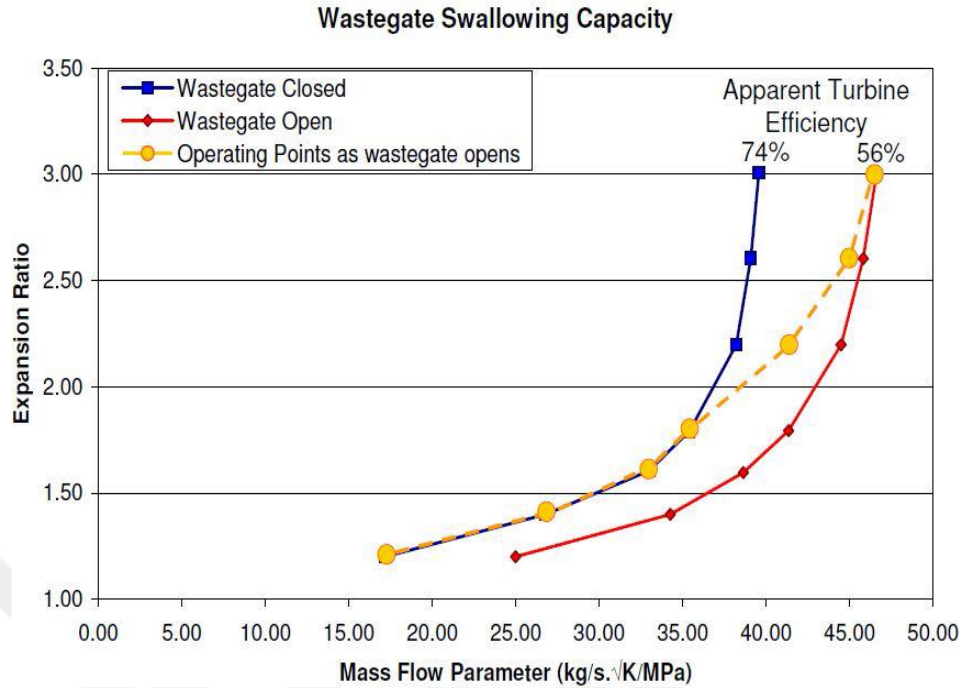


Şekil 3.33. Pnömatik kontrollü wastegate supap kesit görüntüsü

3.10. Hidrolik Kontrollü Wastegate

Havanın yoğunluğunun değişimi prensibine göre çalışma prensibi olan bu sistem daha çok uçak sanayiinde kullanılmaktadır. Burada tahrik kolundaki yay tahliye supabını açmak için, hidrolik olarak kullanılan motor yağı ise basınçla birlikte supabı kapatmak için kullanılmaktadır. Burada tahrik kolunda pnömatik sistemdeki basıç yerine yağ yoğunluğuna göre çalışmaktadır. Tahrik mekanizmasında yağın çıkış kısmında bir tane yoğunluk kontrol eden sensör bulunmaktadır. Uçak yüksek irtifaya çıkınca havanın yoğunluğu azalmaktadır. Yoğunluk azalınca da yoğunluk kontrolörü wastegate'i kapatarak turboşarja daha fazla hava basmaktadır.

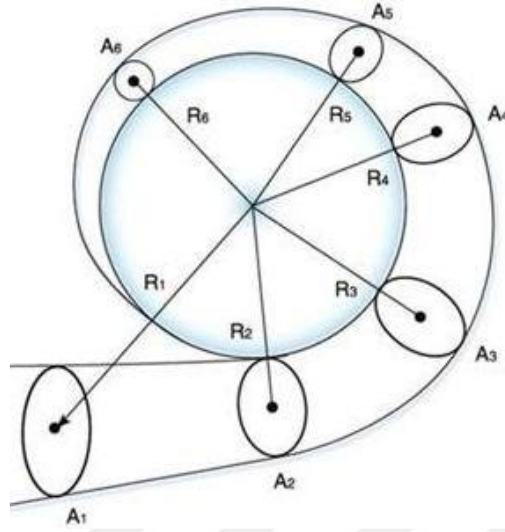
Wastegate kapasitesinde meydana gelecek değişiklikler türbin veriminde düşüğe sebep olmaktadır. Çünkü basınçta meydana gelen azalma turboşarj veriminide etkilemektedir. Burada wastegate tamamen açık olduğu durumdaki türbin verimine kadar devam edecektir. Aşağıdaki şekilde tipik bir wastegateli türbinin verim değişimi göstermektedir. Aşağıdaki grafik üzerinde de görüldüğü gibi mevcut egzoz gazının yaklaşık %25 i kadarı tam olarak wastegate valfinden dışarı atılabilmektedir.



Şekil 3.34. Waste gate kullanım ve kullanılmaması durumuna göre genişleme oranının kütle akış parametresine göre değişimi (CTT Dewas, India 2009)

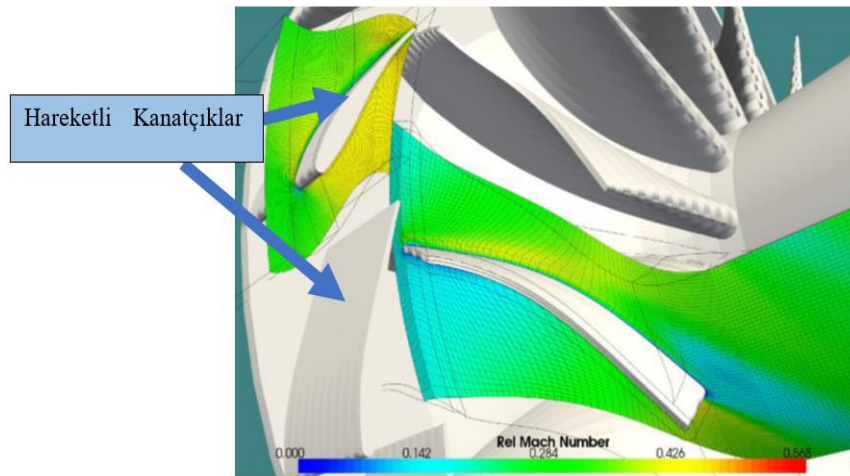
3.11. Değişken Geometrilili Turboşarjlar (VGT)

Wastegateli turboşarjlar bize düşük devirlerde yüksek torklar elde etmemizi sağlamaktadır. Fakat bu noktada yüksek devirlerde ve yüksek tork seviyelerini ulaşabilmek için değişken türbin geometrisine (variable geometry turbine –VGT) sahip turboşarjlar icat edildi. Değişken olan kısmı türbin çarkı dışında, akışa yön veren hareket edebilen kanatçık mekanizmasıdır. Bu nedenle farklı mekanizmalar geliştirilmiş olsa da temel prensip çarka girecek olan havanın yönlendirilerek A/R oranını değiştirmektir. Bu oran türbinin gaz giriş yolundaki herhangi bir kesitin alanının o kesitin merkezine türbinin merkezine olan uzaklığıdır. Aşağıdaki Şekil 3.35’den bu ifade daha iyi anlaşılabilir. Şekilde gösterilen her kesitin birbirine oranı aynı olmalıdır. Yani 1, 2, 3, 4, 5 ve 6 kesitlerindeki A/R oranları aynı olmalıdır.



Şekil 3.35. Türbin üzerinde A/R oranı (Capon and Phil 2004)

Bir turboşarjın ihtiyacı olan A/R oranı küçük ve yüksek devirlerde oldukça değişkendir. Turboşarj seçimi yaparken önemli kural hangi amaçla kullanılacağını tespit etmektir. Düşük devirlerde kullanılacak bir otomobil için A/R oranını küçük seçmek, fakat performanslı olan yarış araçları için A/R oranını yüksek seçmek önemlidir. VGT turboşarjlar ile A/R oranı hassas bir şekilde kullanılan mekanizma ile değiştirilebilmektedir. Aşağıdaki Şekil 3.36’da hareketli kanatçık mekanizmasına sahip bir VGT turboşarjın kesit resmi gösterilmektedir.

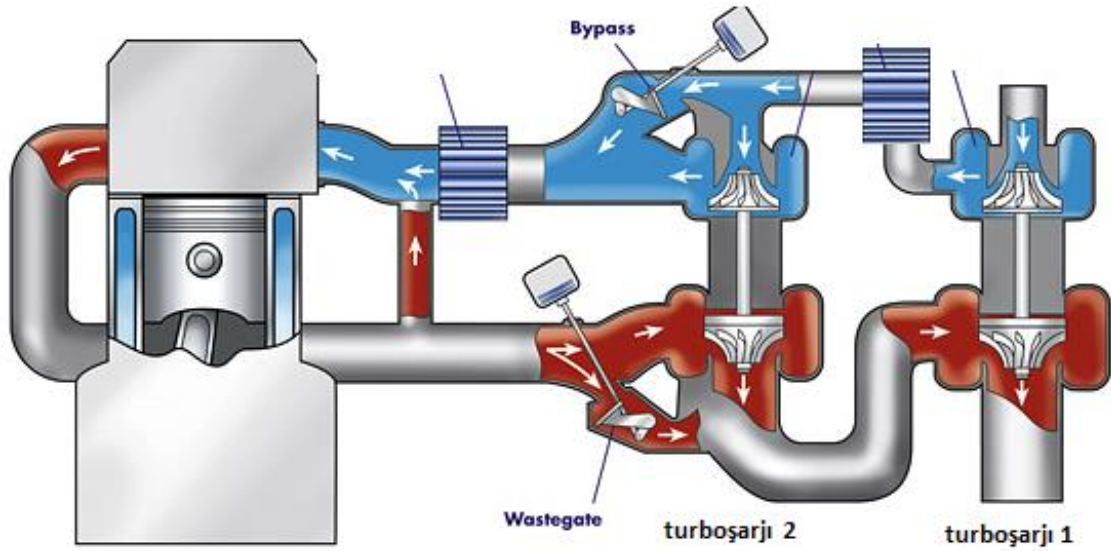


Şekil 3.36. Hareketli kanatçık mekanizmasına sahip VGT turboşarj kesit görüntüsü

Kanatçıklar kapanarak düşük devirde yüksek tork değeri, kanatçıklar açılarak yüksek devirde yüksek güç elde edilmektedir.

3.12. Çift Kademeli Turboşarj Sistemi

Bu sistem düşük ve yüksek basınçlı iki turboşarjın birbirine bağlı olarak çalışmaktadır. Sistemde herhangi bir kontrol valfi vs. bulunmadığı için sistem aktif halde olduğu zaman iki kademede çalışır halde bulunmaktadır. Bu sebepten ötürü turboşarjın tepki süresi oldukça yüksek olup, kısa süreli geçişlerde fazla itkiye ihtiyaç olmayan havacılık endüstrisinde tercih edilmekteydi. Fakat kontrol mekanizmaların geliştirilmesiyle düşük motor devirlerinde diğerine oranla daha küçük olan yüksek basınç (high pressure, HP) türbini, yüksek devirlerde ise bir geçiş valfi sayesinde daha büyük olan düşük basınç türbini devreye alınmaktadır. Bu kontrol valfi sayesinde sistemin ihtiyacına göre hem düşük devirlerde hem de yüksek devirlerde istenilen turboşarj itki basıncı motora sağlanmaktadır (Şekil 3.37).

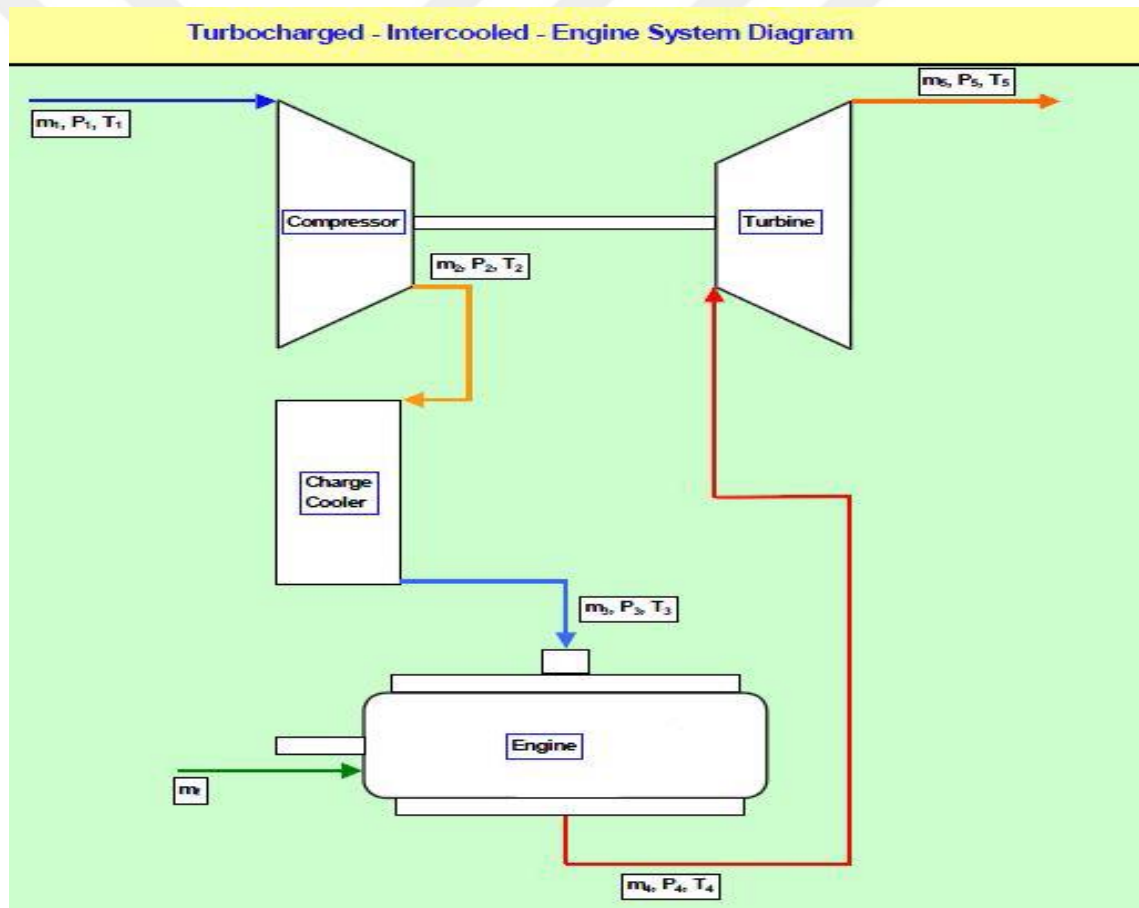


Şekil 3.37. İki kademeli turboşarj sistemi

Burada bulunan by-pass valfi düşük devirlerde kapalı halde bulunmakta olup egzoz gazı tamamen yüksek basınçlı (HP) bölmeye girmektedir. Basılan hava da tamamen yük

basınç kompresöründe basılmaktadır. Bu turboşarj küçük olduğu için basma basıncı kısa sürede oluşturulmaktadır. Bu da düşük devir torkunu ve kısa süreli performansları artırmaktadır. Yüksek basınç kademesini sabit geometrili türbin yerine VGT turboşarj kullanılırsa bu özellikler daha da iyileşecektir. Egzoz gazı yüksek basınç türbinden çıktıktan sonra daha büyük olan düşük basınç LP türbinine girmektedir. Burada son kez genişletirdikten sonra egzoz sistemine gitmektedir.

3.13. Turboşarj Tasarım Parametreleri Seçimi



Şekil 3.38. Bir boyutlu turboşarj sistemi şematik gösterimi

Şematığı belirtilen Şekil 3.38'deki sistem üzerinde ilk başta akış miktarı ve şarz (boost) basıncı tahmin edilerek yapılacak iterasyonlar ile sistem verimi hesaplanabilmektedir.

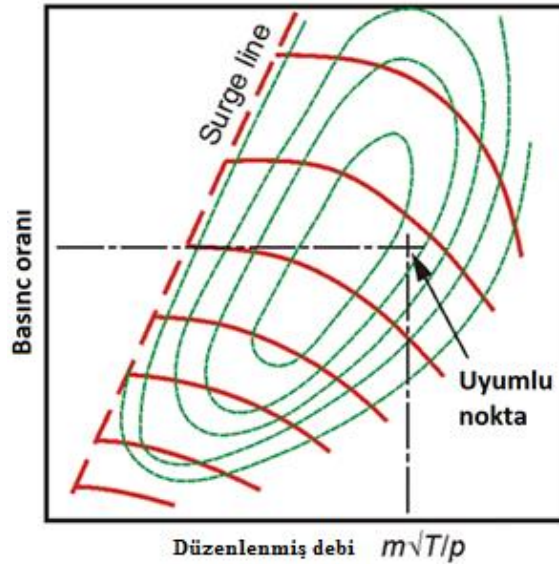
1. Boost basıncı (kompresör çıkış) ve kompresör giriş basınç oranı (P_2/P_1) tahmin edilir.
2. Kompresör verimi (η_c) tahmin edilir ve buna göre kompresör çıkış sıcaklığı

3.14. Turboşarj ve Motorun Analitik Seçim Prosesi

Bu aşama bir turboşarj seçimi yaparken ki ilk aşamadır. Aşağıdaki adımlarda analitik olarak yapılan bir hesaplamada bir iterasyona nasıl başlanacağı anlatılmıştır. Model olarak ise aşağıda verilen sistem ele alınmıştır.

Şematiği verilen turboşarj –motor sistemlerde kompresöre ilk giriş bölümünde filtreleme durumu gözlemlenmektedir. Kullanılan filtre küçük maddeleri engellemek amacı ile giriş bölgesine eklenmektedir. Aslında sistemin giriş havasında ise bir miktar basınç kaybına sebep olmaktadır. Meydana gelen basınç kaybını denklemsel bir şekilde ifade edersek:

$$P_{01} = P_{atm} - (\Delta P_0)_{filtre} \quad (3.28)$$



Şekil 3.39. Performans haritası üzerinde kompresör veriminin bulunması (Baines 2005)

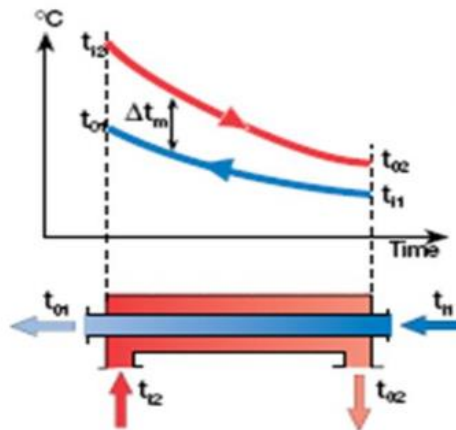
Kompresör çıkış sıcaklığı hakkında hesaplama yapılabilmesi kompresör veriminin tahmin edilmesi gerekmektedir. Kompresör verimi yüksek olması her zaman bize avantaj sağlamaz. Bu aşamada kompresör seçiminde diğer parametrelerde göz önünde bulundurulmalıdır. Şekil 3.39'de görüldüğü gibi kompresörün verimi motor özelliklerini karşılayacak şekilde seçilmelidir.

Kompresörün verim (η_c) ve basınç oranı ($\frac{P_{02}}{P_{01}}$) miktarlarının tahmin edilmesiyle birlikte kompresörden çıkan sıkıştırılmış havanın sıcaklığı hesaplanabilmektedir:

$$T_{02} = T_{01} \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_c} \left[\left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{(k_a-1)/k_a} - 1 \right] \right\} \quad (3.29)$$

Sistemde intercooler (ara soğutucu) kullanılmıyorsa T_{02} , P_{02} motorun giriş sıcaklığı ve basıncı alınarak hesaplamaya devam edilecektir. Fakat intercooler kullanılmışsa sıkıştırılmış hava ara soğutucudan geçerken basınç ve sıcaklığı belli bir ölçüde değişecektir (Şekil 3.40). Soğutucu verimi ϵ_c ve soğutucu akışın sıcaklığı T_c ile gösterirsek:

$$P_{03} = P_{02} - (\Delta P_0)_{cooler} , T_{03} = T_{02}(1 - \epsilon_c) + \epsilon_c T_c \quad (3.30)$$



Şekil 3.40. Ara soğutucu (ısı değiştiricisi) şematik gösterimi

$$\varepsilon = \frac{\text{gerçek ısı transfer miktarı}}{\text{maximum olan ısı transfer değeri}} = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_c} \quad (3.31)$$

İntercooler sistemdeki basınçlandırılmış havanın daha soğumasını sağlayarak yanma özelliğini artırmayı amaçlayan kısımlardan biridir. Burada intercooler giriş çıkışında oluşan basınç farklılığı yaklaşık olarak kompresörün hacimsel debisine eşittir.

$$\Delta p_{0,intercooler} = p_{02} - p_{03} \sim \dot{Q}_2^2 \quad (3.32)$$

Sistemin ısı verimi için motorun watt cinsinden güc değeri, yakıtın kütleli debisi ile yakıtın alt ısı değerleri gerekmektedir (Van den Braembussche 2013).

$$\eta_{BTE} = \frac{\dot{W}_{Engine}}{\dot{m}_f LHV} \quad (3.33)$$

Kompresöre giriş yapan havanın kütleli debisini hesaplamamız için de birbirine dönüşebilen formüllerden yararlanabiliriz.

$$\dot{m}_a = \frac{AFR * \dot{W}_{Engine}}{\eta_{BTE} * LHV} \quad (3.34)$$

Motora giren havanın özellikleri belirlendikten sonra havanın kütleli debisi hesaplanabilir. Bu durumda dört zamanlı bir motorda silindir içine emilen havanın miktarı silindir hacmine, devir sayısına, volumetrik verime ve havanın yoğunluğu gibi parameterelere bağlıdır.

$$\dot{m}_a = (N/2) \rho_3 V_{sw} \eta_{vol}, \rho_3 \cong P_{03} / RT_{03} \quad (3.35)$$

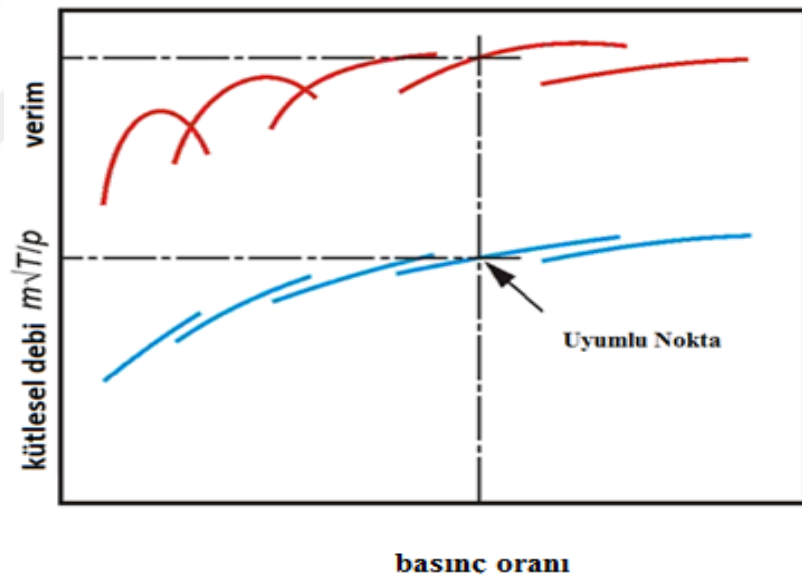
Sonraki aşamada hava yakıt kütlesi tahmin edildikten sonra mevcut motorlar göz önüne alınarak içerde ne kadarlık bir gaz sıcaklığı artışı ($T_{04} - T_{03}$) meydana geleceği tahmin edilir. Buna bir değer verildikten sonra T_{04} belirlenmiş olur.

Türbin verimi tahmini için türbin bölmesinde giriş ve çıkış arasında bir enerji denklemi yazılır. Enerji denkleminde türbin giriş basıncı P_{04} hesaplanır. Türbin çıkış basıncı P_5 ise atmosfer basıncına yakın kabul edilebilir.

$$\left[\left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{(k_a-1)/k_a} - 1 \right] C_{pa} T_{01} = \left[1 - \left(\frac{P_5}{P_{04}} \right)^{(k_e-1)/k_e} \right] C_{pe} T_{04} \left(1 + \frac{m_f}{m_a} \right) \eta_{TC} \quad (3.36)$$

Emme manifold basıncı ile türbin giriş basıncı oranı (P_{03}/P_{04}) tahmin edilir.

Türbin verimi çalışma kritik noktaları göz önüne alınarak türbin haritası üzerinde Şekil 3.41’de gösterildiği gibi bulunur.



Şekil 3.41. Türbin veriminin performans haritası üzerinde bulunması (Baines 2005)

Türbinden çıkan egzoz gazlarının çevreye salınımı ile motor bölmesinde bir basınç değişimi meydana gelir. Bu ifadeyi denklem şeklinde ifade edersek:

$$P_5 = P_{amb} + (\Delta P_0)_{exhaust} \quad (3.37)$$

Sonuç olarak kompresörün Boyutsuzlaştırma yapılarak elde edilen debisi $m_a \frac{\sqrt{T_{01}}}{P_{01}}$ şeklinde hesaplanabilmektedir ve basıncı oranı ile beraber kompresör performans haritası üzerinden kompresörün yeni verimi bulunabilir. Elde edilen verim noktası ile tahmin edilen verim karşılaştırılarak bu uygulama değerlendirilebilir. Farklı değerlerin olduğu durumlarda işlemler eşit oluncaya dek devam ettirilmektedir. Benzer işlemler türbin içinde geçerli olup Türbinin düzenlenmiş debisi hesaplanırken kütle korunumuna bağlı kalınarak hesaplamalar yapılır.

$$m_e = m_a + m_f, m_e \frac{\sqrt{T_{04}}}{P_{04}} \quad (3.38)$$

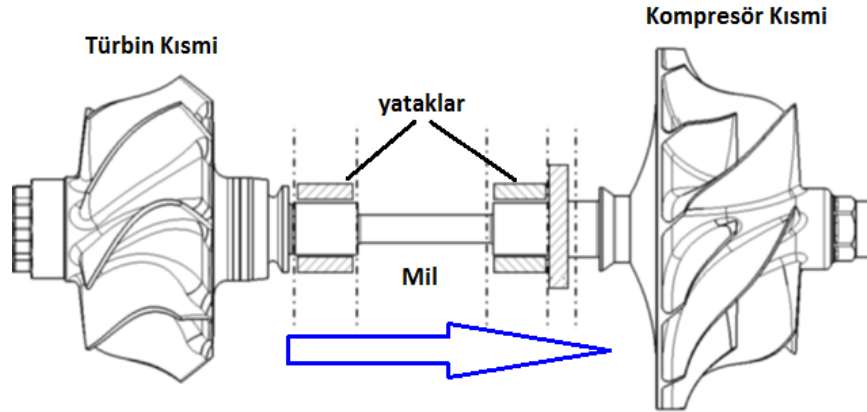
Türbinde ise kütle miktarı ve genişleme oranı türbin haritasında düşey ve yatay eksenleri ifade etmektedir. Türbin verimi haritadan bulunarak hesaplamaların doğruluğu kontrol edilebilmektedir.

Aynı mil üzerinde bulunan kompresör ve türbin parçalarının devir sayıları aynı olmak zorundadır. Aynı zamanda sıkıştırarak giren ve daha sonra sistemden genişleyerek ayrılan akışkan için giriş basıncının çıkış basıncından büyük olması tavsiye edilir. Bu sayede motora giren hava piston üzerinde iş yapmalı ve yüksek verim ile çalışmasına olanak sağlar.

$$P_{03} - P_{04} > 0 \quad (3.39)$$

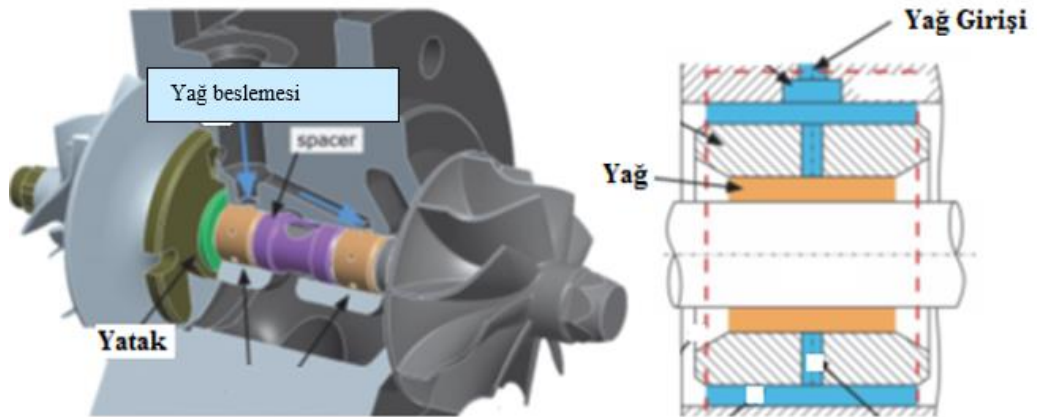
3.15. Turboşarjda Yatak Kısım

Türbin kısmı ile kompresör kısmı arasındaki bölge yatak kısmıdır. Turboşarjın mili yataklar üstüne konulur ve onların desteği ile dönebilmektedir. Türbin kısmında üretilen iş mil ve yataklar vasıtasıyla kompresör kısmına aktarılmaktadır. Bir turboşarj şaftının devir sayısı 250000-300000 d/d hıza kadar çıkabilmektedir. En yaygın kullanılan yatak türü kaymalı yataklardır. Hem türbin tarafında hem kompresör tarafında olmak üzere iki tane kaymalı yatak bulunmaktadır.



Şekil 3.42. Tübin ve kompresör kısımlarında yataklar

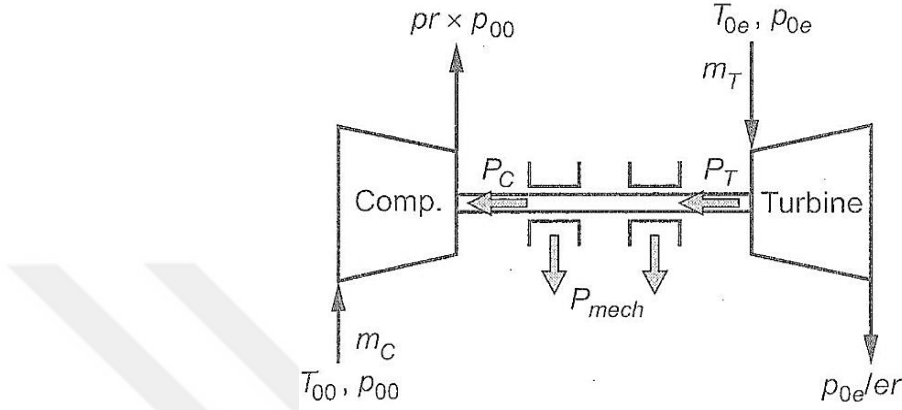
Yatakların dayanıklı bir şekilde çalışmalarını sağlayan en önemli unsur yağlama durumudur (Şekil 3.42). Yatak gömleği üst kısmında turboşarj giriş yapan yağ yatak kısımlarına aktarıldıktan sonra aşağıya doğru gömlek alt kısmından çıkış yaparak motor karteri tahliye borusundan dışarıya atılır (Şekil 3.43). Sürekli kullanılan ve sıcaklığa maruz kalan yağlama yağı atılması ve yerine yeni soğuk yağ girişi yapılarak yataklarda oluşabilecek sorunlar ortadan kaldırılabilir ve dışarı atılan sıcak yağ ile turboşarj sıcaklığı ve yatak sıcaklığı dengelenebilmektedir.



Şekil 3.43. Turboşarj yataklarında yağlanma (Porzing *et al.* 2014).

Egzoz gazlarının enerjisinin bir kısmı turboşarja aktarılmaktadır. Bu enerji türbin tarafının çevrilmesi için kullanılır ve bu şekilde diğer uçtaki kompresör kısmında taze

hava alımı için tekrar harcanır. Basınçlı hava silindir içine girer ve yine egzoz gazlarıyla dışarı çıkar (Şekil 3.44). Bu işlem gerçekleşirken oluşan enerjinin bir kısmı yataklarda ve ısı transferinde harcanmaktadır. Bu enerji mekanik enerji olarak ifade edilmektedir.



Şekil 3.44. Turboşarjın kompresör, türbin ve yataklarda iş durumları (Baines 2005).

Yukarıdaki ifadeyi denklem olarak yazarsak:

$$\dot{W}_T - \dot{W}_C - \dot{W}_{mech} = (I_C + I_T) \frac{2\pi dN}{60 dt} \quad (3.40)$$

I_C ve I_T kompresörün ve türbin momentini temsil etmektedir.

Türbinde üretilen iş:

$$\dot{W}_T = m_e \cdot C_p \cdot T_0 \eta_{T,tt} (1 - (1/er)^{(k_e-1)/k_e}) \quad (3.41)$$

Kompresörde açığa çıkan iş.

$$\dot{W}_c = m_a C_{pa} (T_{02} - T_{01}) = \frac{m_a C_{pa} T_{01}}{\eta_{c,ts}} \left[\left(\frac{P_2}{P_{01}} \right)^{(k_a-1)/k_a} - 1 \right] \quad (3.42)$$

Enerji korunumu ilkesi yazılırsa;

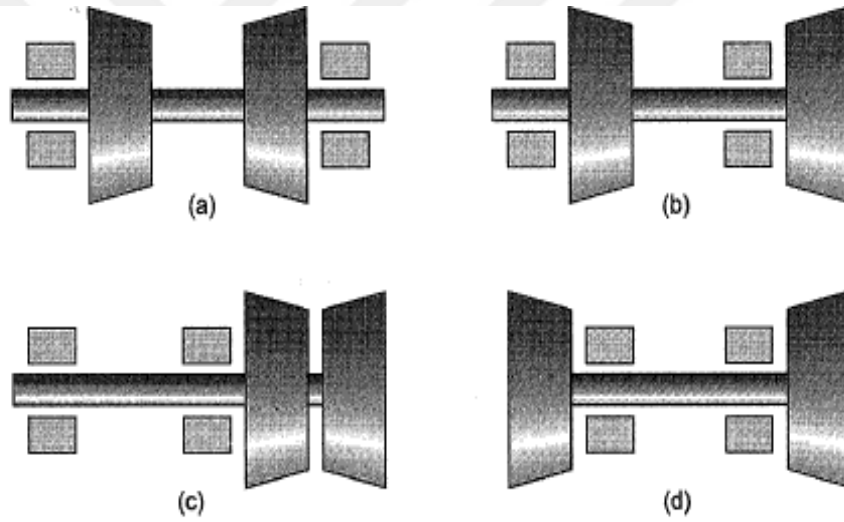
$$\left(\frac{P_2}{P_{01}}\right)^{(k_a-1)/k_a} - 1 = \left[1 - \left(\frac{P_4}{P_{03}}\right)^{(k_e-1)/k_e}\right] \left(1 + \frac{1}{AFR}\right) \frac{C_{pe}T_{03}}{C_{pa}T_{01}} \eta_{TC} \quad (3.43)$$

η_{TC} turboşarj verimini yataklarda oluşan mekanik verimle tekrar ifade edilirse;

$$\dot{W}_c = \dot{W}_T \eta_{mech} , \quad (3.44)$$

$$\eta_{TC} = \eta_C \cdot \eta_T \cdot \eta_{mech} \quad (3.45)$$

3.16. Turboşarj Yatakları ve Bağlanma Tipleri



Şekil 3.45. Turboşarjda bağlanma şekilleri ve bağlantı yerleri

Şekil 3.45’de turboşarjlarda kullanılan yatakların yerleştirilme örnekleri gösterilmiştir.

Şekil 3.45.a’da yataklar dışa dönük olarak konumlandırılmaktadır. Bu tür durumlara daha çok büyük turboşarjda durumunda karşılaşılr. Bu yatak çeşidinin en önemli avantajı turboşarj kısımları çıkarılmadan kontrol kolaylığı sağlamasıdır. Akışkan filmli makaralı yatak kullanılmaktadır.

Egzoz gazlarına yakın oldukları için türbin yatakları su cepli bir tasarıma sahiptir. Bunun nedeni yüksek hızlı turboşarj rotorları ile yatak boşlukları arasında çok dikkatli olunması gerekmektedir.

Ayrıca yüksek işlem sınırları üzerinde çalışan turboşarjların mil bükülme oranları daha geniş bir aralığa sahiptir.

Şekil 3.45.b’de gösterilen uygulamalarda ise yatağın biri kompresör yatağı dışarıda türbin yatağı ise çarklar arsında konumlandırılmıştır. Bu tasarım nadiren kullanılmaktadır. Çünkü iç ve dış bölmelerde bazı dezavantajları vardır. Olumlu özelliği olarak türbin yatak kısmında bir su soğutma bölmesine ihtiyaç kalmaz. Ayrıca daha küçük bir mil ile beraber kritik hızlarda bükülme miktarı istenilen seviyededir.

Şekil 3.45.c’de ise en farklı tasarım karşımıza çıkmaktadır. Yataklar türbin çarkının önünde destekli konumlandırılmıştır. Bu tasarım DeLaval ve Aerodyne gibi şirketlerce kullanılmaktadır. Genelde küçük gaz türbinleri için uygulanmaktadır.

Şekil 3.45.d’de ise turboşarjlar için en çok kullanılan ve tercih edilen yatak çeşididir. Birçok küçük turboşarj ve büyük turboşajlarda kullanılmaktadır. Yatağın bu şekilde kullanılıyor olması gerek yağlama için gerekse bakım için tüketicisine kolaylık sağlamaktadır.

3.17. Turboşarj Gövde Kısım

Yatak gövdesi, türbin ve kompresör arasında bulunur. Farklı ebatlarda imal edilip, müşteri ihtiyaçlarına göre farklı uygulamalara uygun hale getirilse bile rulman gövdesi tasarımlarının birbiri arasında önemli bir imalat veya işletme farkı yoktur.

Yatak gövdesi, turboşarj milinin yataklarını yağlama-soğutma devresi, türbin rotoru ve kompresör pervanesi ve yağlama conta halkalarını bağlayan mil ile kapatır. Düşük

maliyetli turboşarjlar ve otomotiv uygulamaları için orta menzilli güç çıkışı için, silindir şeklinde rulmanlar kullanılır. Bu rulmanlar yatak yuvası deliğine özel bir şekilde yerleştirilir.

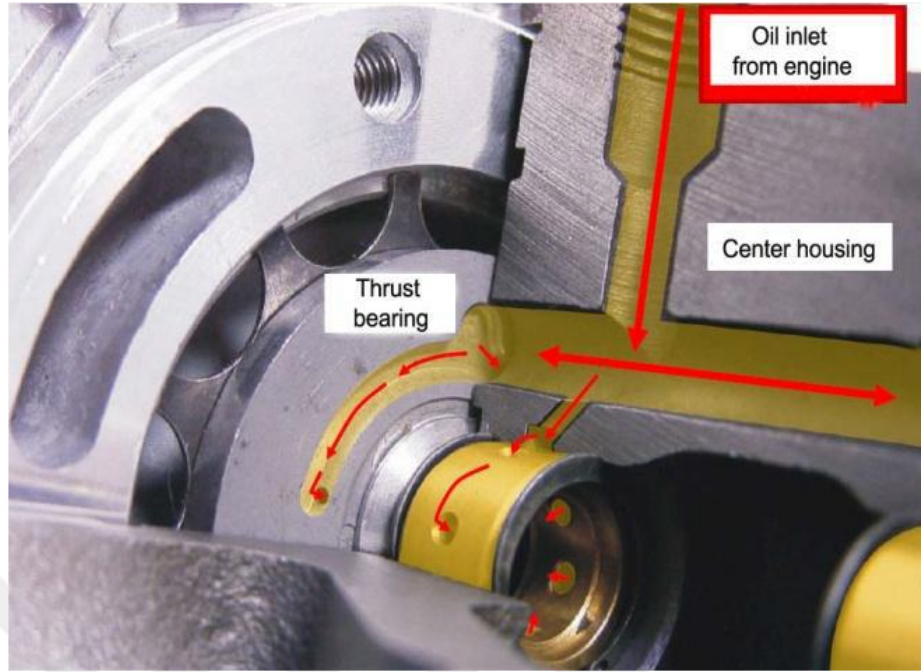
Bu yataklar, yatak yuvası deliğinde, türbin ve kompresör arasındaki özel yerleşimlerde bulunur ve motor yağlama sistemi tarafından yağlanır.

Yağlama yağı, bu amaç için üretilen gövde içindeki iç boşluklardan rulmanlara ulaşır. Tam yük altında, yağlama yağı, bu güç çıkış aralığındaki konvansiyonel(geleneksel) turboşarjlar için 2 bar basınç ve 1,9 lt / dk hacimsel debi oranlarında turboşarjlı rulmanlara ulaşır. Yataklar ve şaft, yağlama maddesinin yatak ve şaft arasında nüfuz edeceği, çalışma yüzeylerini yağladığı ve aynı zamanda sürtünmeyi azalttığı ve aynı zamanda yüzeyler arasında doğrudan ve sınır temasından kaçınacağı şekilde yeterli toleransla tasarlanmıştır.

3.17.1. Tek burçlu yatak

Bu rulmanlar, rulman gövdesi deliğinin içinde bulunması üretimi basitleştirir ve maliyeti düşürür. Yağlama yağı, yatak iç yüzeyi ve şaft yüzeyi arasında bir yağ filmi oluşturur, iki yüzey arasındaki sürtünme katsayısını azaltır ve böylece yüzeyler arasında doğrudan sınır temasını önler (metalden metale temas). Makara elemanı yatakları radyal şaft yüklerini destekler, ancak itme yüklerini desteklemez.

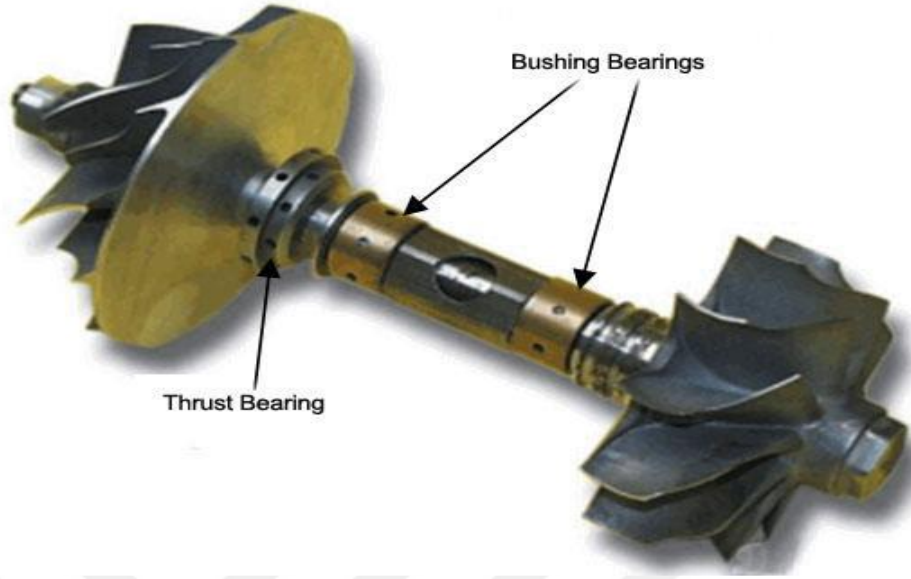
Bu nedenle, bir itme yatağının, motor yağlama sistemi tarafından yağlanan itme yüklerini desteklemek için kullanılmasının nedeni budur (Şekil 3.46). Bu özel yatak konfigürasyonu, şaft rezonansı sırasında yüksek hızlarda (kritik hız) meydana geldiğinde daha hızlı aşınmaya neden olur. Bu, şaft merkezinin kendi yörüngesinde (şaft dönüşüyle aynı yönde) dönmeye başladığı yüksek dönme hızıdır, bu da, yatak ve şaft yüzeyleri arasında yağın döndürülmesiyle sonuçlanır. Şaft kritik hızına ulaştığında veya şaftın hizalanması kaybolduğunda, şaft salınım yapmaya başlar, bu da yağlama toleransları içinde dönme merkezinin sürekli olarak yer değiştirmesiyle sonuçlanır ve tüm tertibat, yataklar arasında salınım yapmaya başlar.



Şekil 3.46. Baskı yatağından yağlama yağı akışı

3.17.2. Tam kaymalı burç yatakları

Tam kaymalı burç yatakları turboşarja bağlı değildir, ancak yatak ve yatak yuvası deliği yüzeyi arasında bir tolerans vardır (Şekil 3.47). Bu iki yüzey arasında, yağ besleme sistemi tarafından bir yağ filmi temin edilmektedir.



Şekil 3.47. Kaymalı burç yatakları kullanıldığında turboşarj mili desteği

Yağlayıcı, mil ile yatak arasında dolaşır (yağlayıcı, yatağın çevresi üzerinde açılan deliklerden iç boşluğa doğru akar), fakat aynı zamanda, yatağın dış yüzeyi ile yatak yuvası deliğinin yüzeyi (dış boşluk) arasında da dolaşır.

Yağlanan rulmanlar, iç tolerans (şaft ve yatak arasında) ilgili dış toleranstan (yatak ve yatak yuvası deliği arasında) daha küçük olacak şekilde imal edilir. Turboşarj işlemi sırasında bu yataklar şaft ile dönecek yağlayıcının hidrodinamik sürtünmesi ile zorlanır. Yatakların dönme hızı, yatak üzerinde etki eden iç ve dış yağlayıcı film direnç kuvvetleri tarafından belirlenir. Teoride rulman dönme hızı şaft dönme hızının %50'sine kadar ulaşabilir. Gerçekte, bu hız daha küçüktür, çünkü belirli bir dönme hızı için, hızları bir denge noktasına ulaşınca kadar orantılı olarak artar. Ölçümler iç yağ filmi sıcaklığının dış film sıcaklığından daha yüksek olduğunu ve rulman dönme hızını sınırlandıran yağlayıcı viskozite değişikliği ile sonuçlandığını göstermiştir.

3.17.3. Yarı-Kaymalı burç yatakları

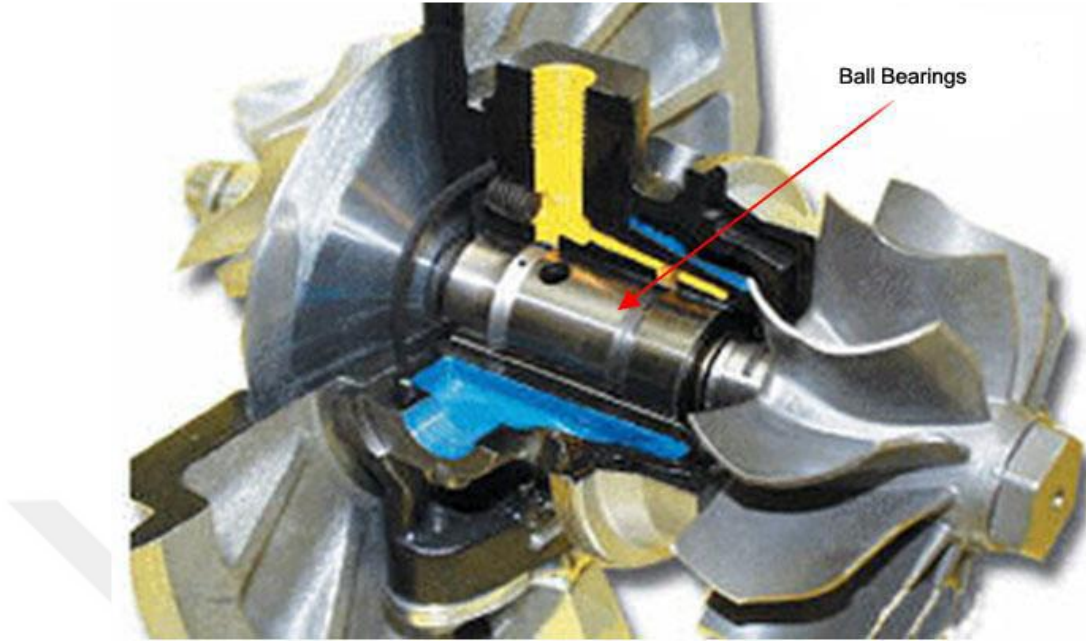
Bu yataklar turboşarj milini en yeni destekleyen yöntemdir. Kaymalı burç yataklarına dayanır ve yarı-kayan burç yataklarının kullanılmasıyla elde edilir. Bu rulmanlar, yatak

yuvasına ve dönme eksenlerine bağlanmıştır (Şekil 3.48). Hareketlerinin yanı sıra dönüşleri de, yatağın ucuna tutturulmuş olan bir flanşla engellenir. Yalnızca, bir damper(titreşim azaltıcı) olarak çalışan, şaft yönüne dik olarak hareket etmelerine izin verilir.

Bu yatakların dönmemesi, tam kaymalı burç yataklarına kıyasla motor yağlama sisteminden daha düşük yağ basıncı beslemesi gerektiğini göstermektedir. Ek olarak, turboşarj gövdesi alüminyumdan imal edildiğinde, daha düşük imalat maliyeti ile sonuçlanır. Şaft salınım seviyelerinin ölçümleri, şaft desteği için tek burçlu yatakların 0,001 inç'lik bir yer değiştirme sonucu kullanıldığında, daha iyi sönümleme davranışları nedeniyle, şaft kaymasının sadece 0.0002 inçlik olduğu görülmüştür.



Şekil 3.48. Tturboşarjda yarı-yüzen orta-sönümlemeli farklı yatak tipleri



Şekil 3.49. Bilyeli rulmanlı turboşarj

3.17.4. Bilye yataklı turboşarjlar

Son yıllarda bilyeli yatakların (açısal temaslı bilyalı rulmanlar) kullanılması, kaymalı burç yataklarına göre önemli avantajlarının olması nedeniyle tercih edilmektedir. Bilyalı rulmanlar avantajları sıralandığında

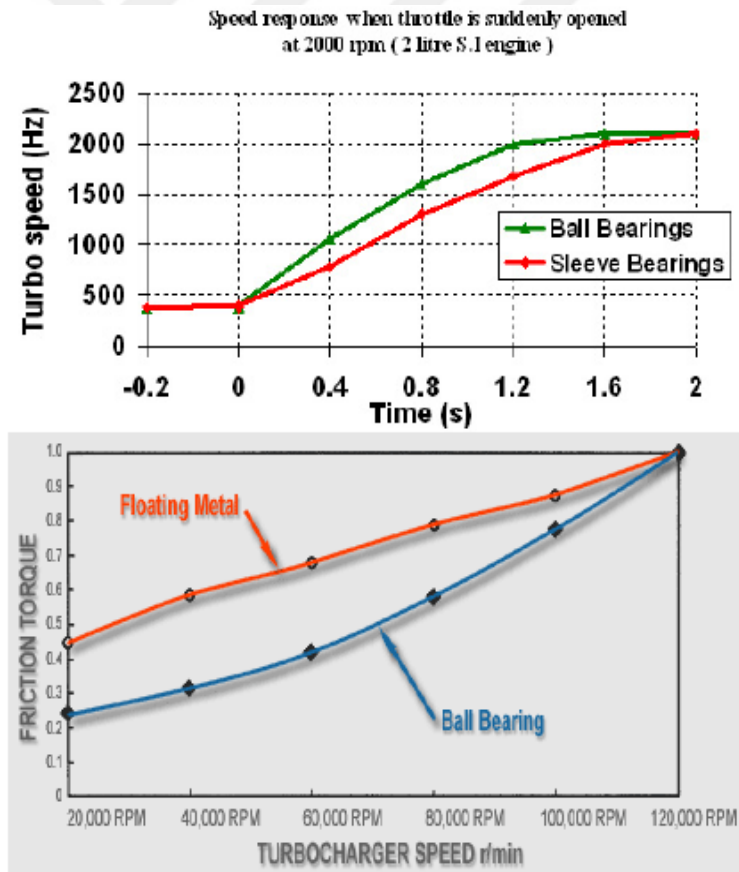
- a) Daha düşük sürtünme katsayısı,
- b) Daha küçük (yağ) toleransları ve
- c) Daha az yağ tüketimi (düşük sürtünme nedeniyle gerekli yağ miktarını azaltır).

Bilyalı rulmanlı turboşarjlar için bir itme yatağının kullanılması gerekli değildir, çünkü tasarım özellikleri hem itme hem de radyal yükleri desteklemelerini sağlar (Şekil 3.49).

Ana bilyalı rulmanın avantajlarından biri, sürekli basınçlı yağ akışının gerekli olmamasıdır, ancak yuvarlanma elemanları ve yatağın (iç ve dış) halkaları arasında oluşturulan ince bir yağ filmi gereklidir. Sonuç olarak, sızdırmazlık sorunları ortadan kaldırılır ve aynı zamanda turboşarjın yağ tüketimi azalır. Ek olarak, hidrodinamik

sürtünme ve iç güç tüketiminde azalma vardır. Bilyalı rulmanlı turboşarjların bir diğer özelliği de motorda bir hızlanma geçici olayında daha hızlı bir şekilde biriktirmeleridir, kaymalı burç yataklı turboşarjlardan daha düşüktür, motor düşük hızda çalışırken turbo gecikmesini azaltır.

Şekil 3.50'de, bir bilye yataklı turboşarj ile burç yataklı turboşarjın karşılaştırılmıştır. Özellikle bir bilyalı yatak turboşarjın biriktirme süresi, bir kayan burç yatakları turboşarjın biriktirme süresi ile karşılaştırılmıştır. Şekil 3.50'de bir bilyeli turboşarjın sürtünme torku, turboşarj mili dönme hızının bir fonksiyonu olarak, bir kaymalı burç yataklı turboşarjın sürtünme torku ile karşılaştırılmıştır.



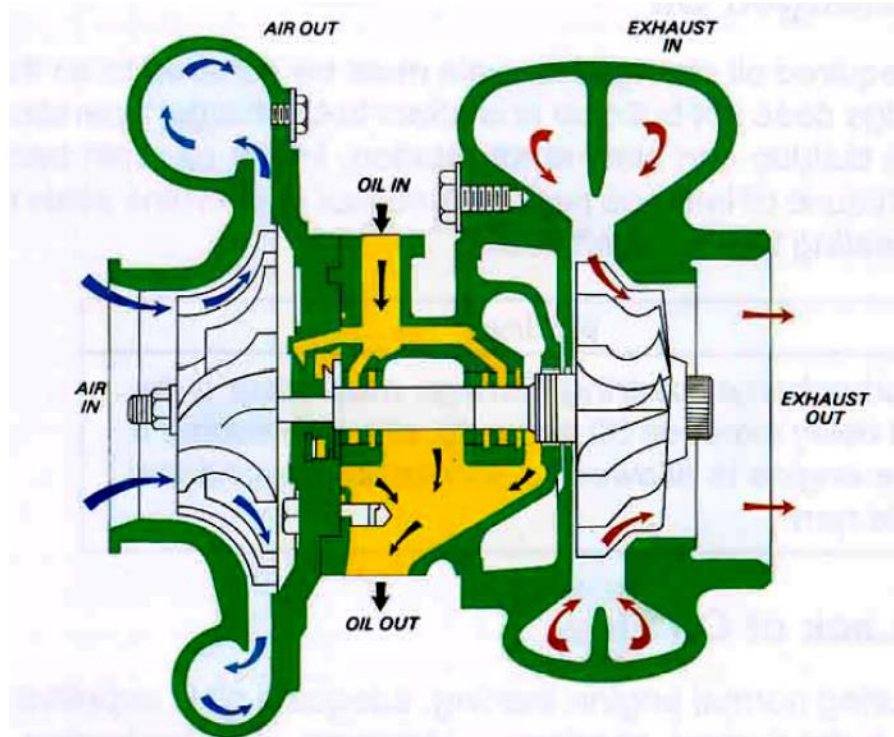
Şekil 3.50. Kaymalı yatak ile bilyeli yataklar arasındaki sürtünme tork-turbo hızı değerlendirmesi

3.18. Yağlama ve Soğutma Kısımı

3.18.1. Yağlayıcılar

Yağlayıcıların kullanımı, hareketli yüzeyler arasındaki sürtünmeyi azaltmak için kullanılabileceği gibi, aynı zamanda bu yüzeylerde soğutma işlemi yapılması içinde kullanılabilmektedir.

Çoğu durumda yağ, hareketli yüzeyler arasındaki sürtünme nedeniyle ortaya çıkan yüksek sıcaklıklar nedeniyle elverişsiz koşullar altında çalışır. Bu yağ sıcaklığının yükselmesine neden olan diğer bir faktör de, yüksek sıcaklıkta çalışan komşu bileşenlerden ısı geçişi ile sıcaklık transferinin olmasıdır.



Şekil 3.51. Turboşarjda ısı transferinin şematik gösterimi

Isı transferinin üç bileşeni de turboşarjlı yatak kısmında daha yüksek çalışma sıcaklığına sebep olmaktadır: bitişik türbin ve yatak gövdeleri ile kompresör ve yatak yuvaları arasındaki ısı iletimi; ısı taşınımı doğrudan sıcak temas alanında yağlama yağına olacak şekilde gerçekleşmektedir. Işınım ile ısı transferi ise çok sıcak egzoz türbini gövdesinden ve turboşarj tesisatı ve egzoz manifoldunun ana motor bloğuna olan yakınlığına bağlı olarak gerçekleşmektedir. Bir turboşarj içindeki birincil ısı transfer yollarının şeması Şekil 3.51'de gösterilmiştir. Çok yüksek sıcaklıklara maruz kalan yağlar, yapısının ve yağlama özelliklerinin bozulmasına ve hatta sonunda yağlama hatasına neden olabilmektedir.

Turboşarj tasarımcıları, daha etkili bir yağlama ve soğutma işlemini hedefleyen, aynı anda turboşarj soğutması sağlayan yağ sistemlerinin geliştirilmesi çalışmalarını yapmaktadırlar. Yağlanması gereken ve aralarında meydana gelen büyük bir sıcaklık farkına sahip iki ana alan vardır. Yağ, sıcak türbin yuvasının yanında bulunan yatağın içinden geçer. Türbin gövdesinden yatak yuvasına aktarılan önemli ısı seviyeleri nedeniyle (bazen egzoz gazı sıcaklığı 900°C 'yi aşar), bu bölümdeki yağ sıcaklığı önemli ölçüde artar.

3.18.2. Yağlayıcı türleri

Aynı zamanda yağ kompresör bölmesi yanında bulunan yatağın içinden geçer. Bu bölüm türbin yuvasının yanındaki bölüme göre daha serindir. Yağ sıcaklığı tipik olarak $40-50^{\circ}\text{C}$ arasındadır (turboşarjın çalışması gereken çevre koşullarına bağlı olarak). Bu nedenle “sentetik” yağlayıcıların kullanılması tavsiye edilir çünkü büyük bir sıcaklık dalgalanmasında daha iyi uyumluluk göstermektedirler. Ayrıca, mineral yağlayıcılara kıyasla yüksek sıcaklıklardan kaynaklanan aşınmaya daha yüksek direnç gösterirler.

Buna rağmen, önemli sayıda turboşarjın hasar görmesi ve uygun yağlama olmaması nedeniyle arızalar meydana gelir. Uygun olmayan yağ tipinin kullanılması, türbin yuvasının yanındaki yatak yuvası bölümünde meydana gelen yüksek sıcaklıklar yağın kömürleşmesine katkıda bulunan faktörlerdir (Şekil 3.52). Daha önce belirtildiği gibi,

petrol (yağ) kömürleşmesi, turboşarj yatağı bölümünde biriken önemli miktarda kömür yakıtı ile sonuçlanmakta, burada yağ akışını bloke edebilmekte ve bu nedenle uygun yağlama yağı kütle akış hızının olmaması nedeniyle turboşarj arızasına neden olmaktadır.

Yağ koklaşmasından (kömürleşmesinde) kaynaklanan sebeplerden bazıları şunlardır:

- a) yüksek sıcaklık kapasitesine sahip yağın yeterli alanda tutulmaması,
- b) yatak bölümünde aşırı ısının oluşması,
- c) yağın bir çok değişkenlik aralığına sahip olması

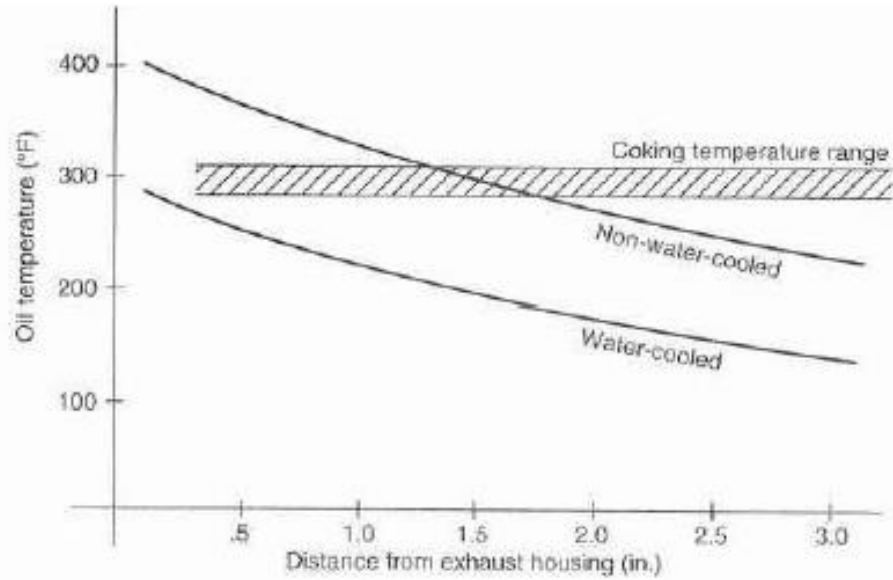


Şekil 3.52. Piston halkası bölgesinde birikmiş ve kömürleşmiş yağ kalıntıları

3.18.3. Su soğutmalı turboşarjlar

Birçok turboşarj üreticisi, koklaşma (kömürleşme)sorununu önlemek için su soğutmalı turboşarj tasarımlarına başvurmaktadır. Su soğutmalı bir turboşarj, turboşarjlı yatak muhafazasının içindeki soğutma sıvısının akışını sağlayan özel olarak geliştirilmiş bir devreye sahiptir. Turboşarj soğutma devresi, şaft yataklarının kapalı olacağı şekilde tasarlanmıştır, böylece yatak yuvasının dış kısmından ortaya çıkan ısıyı etkili bir şekilde

ve aynı zamanda hareketli parçalardan elde edilen sürtünmeden gelen ısıyı iyi bir şekilde yutabilir. Turboşarjın türbin tarafında, yağlama maddesi bozunması da bu ısının dağıtılması ile ortadan kaldırılabilir.



Şekil 3.53. Su soğutmalı ve su soğutmalı olmayan bir turboşarjda yağ çıkış sıcaklığının eksoz dış kısmına olan mesafeye göre değişimi

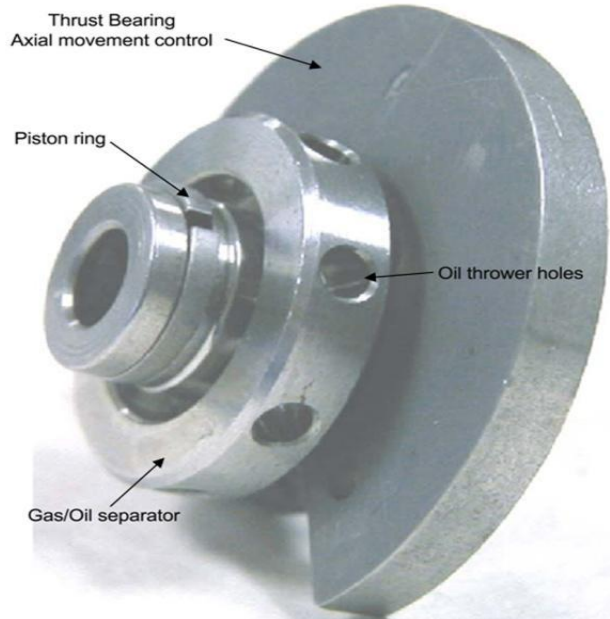
3.18.4. Turboşarj sızdırmazlık yöntemleri

Turboşarjda yağ kaçağını ortadan kaldırmak için çeşitli yöntemler ve türbin gövdesinden yatak yuvasına giden egzoz gazı sızıntısının ortadan kaldırılması için çeşitli yöntemler bulunmaktadır. Sızdırmazlık için piston halkalarının kullanımı (içten yanmalı motorun piston segmanlarının çalışma prensibine dayanarak) bugün kullanılan en yaygın yöntemdir. Her biri bir piston segmanı, hem kompresör hem de türbin yuvası uçlarında, şaftın her iki ucunda bulunan karşılık gelen bir oluğa yerleştirilmiştir. Bu piston halkaları dönmekte ve uçları şaft yüzeyine temas etmeden şaft yüzeyine çok yakın yerleştirilmekte ve aralarında çok küçük bir tolerans bulunmaktadır.

Bu şekilde, yatak yuvasından türbin ve kompresör gövdesine yağ sızması önlenir ve türbin gövdesinden yatak yuvasına sızan egzoz gazı da önlenir. Türbin ucu üzerindeki

sızdırmazlık, her zaman türbin ve yatak yuvaları arasında meydana gelen pozitif basınç eğiminden dolayı nispeten kolayca elde edilir. Bazı turboşarj üreticileri, türbin ucundaki labirent tipi contayı kullanarak, tek pistonlu contalara kıyasla daha verimli sızdırmazlık sağlar.

Kompresör ucunda başka bir sızdırmazlık yöntemi piston(grafit) halkalarını kullanımı ile elde edilir. Bu halkaların uçları, kompresör mahfaza gövdesine takılan yaylar vasıtasıyla üzerlerine uygulanan kuvvet nedeniyle şaft yüzeyi ile temas halindedir. Bu sızdırmazlık yöntemi mükemmel performans sağlar, ancak yaygın kullanımda değildir, çünkü yüzeylerin temasından kaynaklanan artan sürtünme ve şaftın dönmesi sırasında ortaya çıkan artan direnç gösterir (Şekil 3.54).



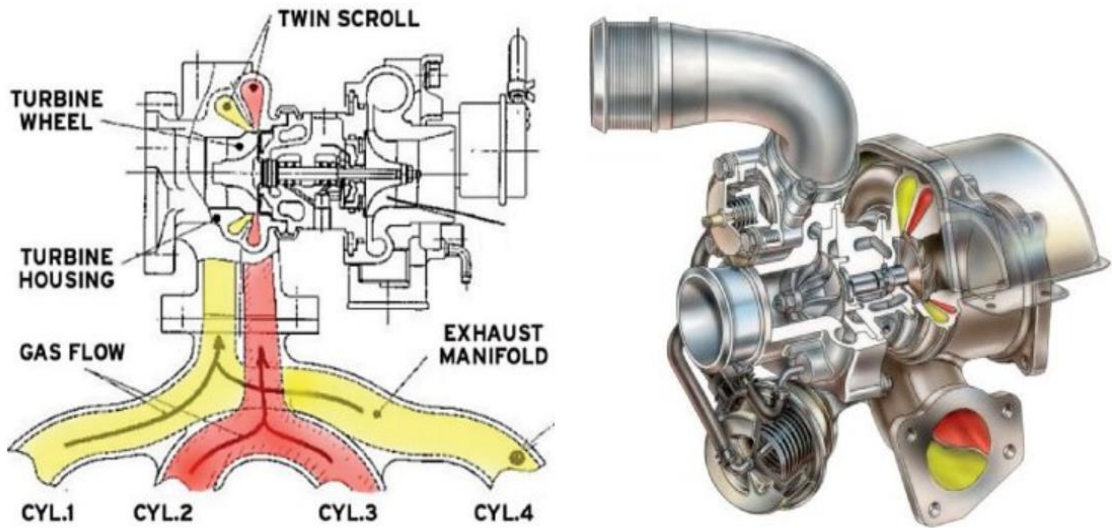
Şekil 3.54. Gaz-yağ bölmesi yatak burcu

3.18.5. Twin –Scroll (ikiz girişli) turboşarjlar ve bağlanma şekilleri

Turboşarj teknolojilerinde yakıt – hava karışımının ateş alması ile beraber ortaya çıkabilecek vuruntu olayının sınırlandırılabilmesi için geliştirilen uygulamalardan biriside twin-entry (ift giriş) uygulamasıdır (şekil 3.55).

Bu uygulamalar ayrıca egzoz gazının tam yanmasını sağlayarak emisyon değerlerinin düşük olmasına da katkı sağlayabilirler. Bu uygulamalar değişken geometri turboşarj, wastegate, bypass valfi uygulamaları gibi temelde turboşarj sisteminin potansiyel olarak verimlerinin artırılması için geliştirilmiştir.

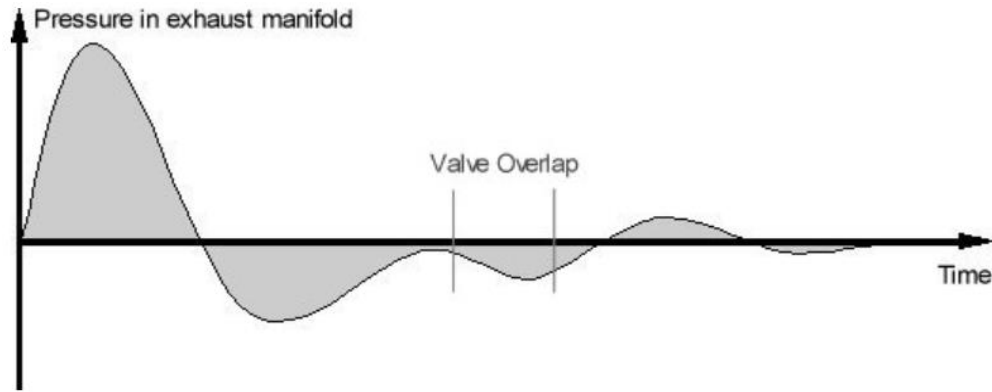
İkiz ıkışlı turboşarjlar genellikle otobüs tipi araçlarda kullanılmaktadır. şekil 3.55’de de görüldüğü üzere bir valf aracılığı ile akış kritik alan üzerinden salyangoz girişini gerçekleştirmektedir. Bu şekilde akış karakteristiğide kararlı bir halde akış gerçekleştirmektedir. Tek girişli turbolara nazaran %10-15 daha fazla verim iyileştirilmesi mevcuttur.



şekil 3.55. Twin-scroll trbn bağlanma şekilleri ve kesit görüntüsü

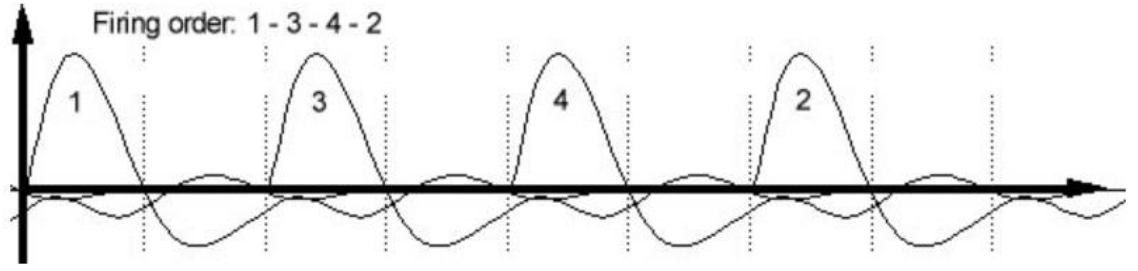
Sistemi çalışma prensibine bakılırsa; turboşarjların genelde tek turbo kanalı egzoz türbinde birbirine bağlı ve tüm egzoz manifoldlarına sahipken, twin scroll turbo iki ayrı kanalla bölünür. Örneğin, tipik bir 4 silindirli motorda, silindir 1 ve 4 bir yola birleşir, silindir 2 ve 3 ise başka bir kanalla birleşir. İki egzoz akışı, türbin gövdesine entegre bir duvarla ayrıldıklarından, türbin kanatlarını birbirlerinden bağımsız olarak çarparlar. Bu, iki egzoz akımının birbirine karışmasını önler.

Sistemi bu şekilde çalışması geri basma hareketinde önüne geçmektedir. Pulse etkisi ile oluşan basınç dalgalanmalarının önüne geçilmektedir. Şekil 3.56'da bir silindirli motordan tipik bir egzoz atımı gösterir. Egzoz valfleri açıldığında, sıcak egzoz gazı yanma odasından dışarı çıkar ve yüksek basınçlı bir darbe üretir. Darbe etkisi ani bir hareket oluşturur ve basınç da hızla düşer. Valfde oluşan bu puls hareketi, ayarlanmış egzoz bölümünde oluşan negatif bir basınçtır (atmosfer basıncından daha düşük). Giriş valfi "örtüşme" (overlap) periyodu sırasında açıldığında, basınç tekrar düşer. Daha sonra, egzoz valfi kapalı durumda iken egzoz manifoldundaki basınç dengeleniyor.



Şekil 3.56. Emme ve egzoz valflerinde meydana gelen basınç dalgalanması

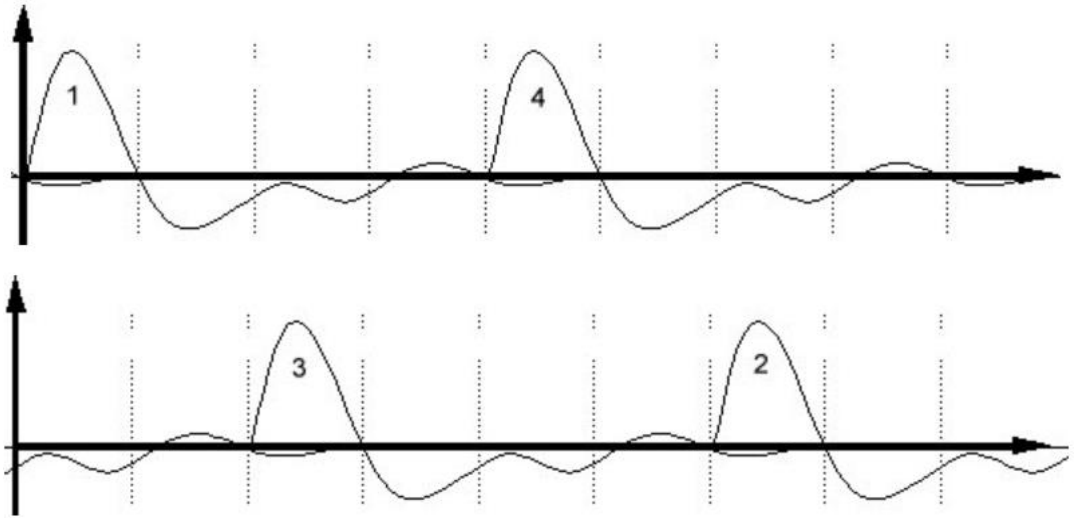
Bahsedilen durum sadece bir silindirin durumudur. Şimdi 4 silindirli bir motorumuz varken düşünelim. Egzoz pulsalarını tüm silindirlerde birlikte eklersek, aşağıda Şekil 3.57'deki gibi çok sayıda basıç dalgalanması meydana gelir.



Şekil 3.57. Dört silindirli bir motorda meydana gelen basınç dalgalanması

Özellikle, her bir pozitif darbe, üst üste binme periyodundan kaynaklanan negatif basınç ile kısmen dengelenir. Sonuç olarak, valflerde meydana gelen negatif basınç gücü azalır ve türbinin birikmesi daha uzun zaman alır. Bu nedenle, geri basmalarda kaynaklı negatif basınç oluşumu turboşarjın tepkisi için olumsuz bir durumdur.

Silindir 1 + 4'ün egzoz gazını Silindir 2 + 3'ten ayırmak için iki yönlü bir turboşarj kullanırsak, neredeyse hiç müdahale olmaksızın iki darbe akışı elde ederiz (Şekil 3.58).



Şekil 3.58. Twin scroll turboşarjda emme ve egzoz valflerinde meydana gelen basınç dalgalanmaları

Sonuç olarak, nabızlar daha güçlüdür ve daha önce türbinleri biriktirebilir.

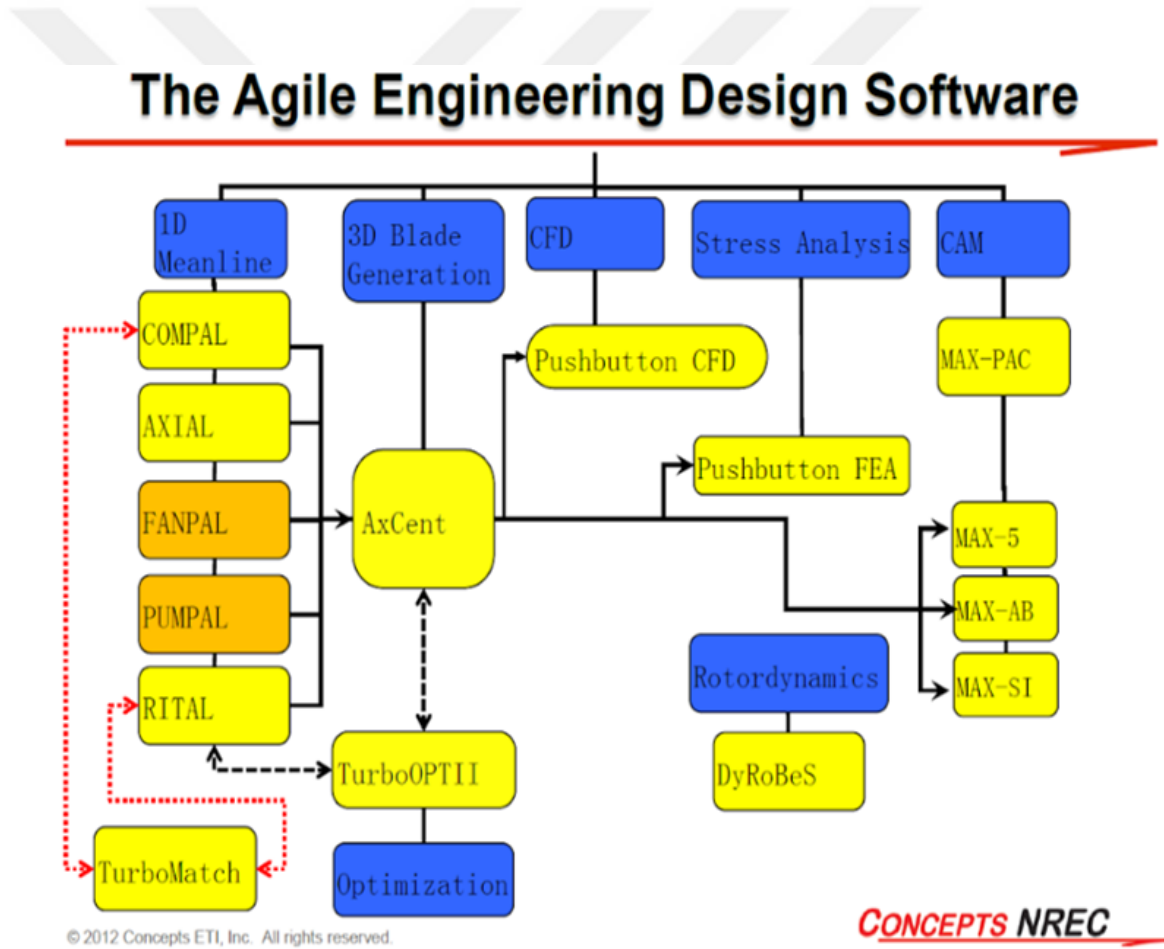
Geri basmanın olmayışı nedeniyle, tek-kıvrımlı(scroll) turboda mümkün olmayan daha büyük valf örtüşmesine izin verir. Daha büyük valf alanı ile daha iyi süpürme etkisiyle sonuçlanır - hem giriş hem de egzoz valfleri açıldığında, egzoz akışı, yanma odasına taze havayı emmeye ve kalan egzoz gazını çekmeye yardımcı olur. Bu nedenle yanma odası daha soğuk, "daha yüksek kalitede" hava ile doldurulur ve hacimsel verim artışı sağlanır.



4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

4.1. Turboşarj Sistemleri için Concept NREC Programı

Bu tez çalışmamızda turboşarj uyum analizleri gerçekleştirilecektir. Bu kapsamda bize yardımcı olan CONCEPTS NREC olarak bilinen program özel olarak turbo makinalar veya turboşarjlar için oluşturulmuştur. Bir turboşarjın tasarım aşamaları ve ilgili programlar Şekil 4.1 ve Çizelge 4.1'de gösterilmiştir.



Şekil 4.1. Turboşarj tasarım aşamaları

4.1.1. Concept NREC program alt başlıkları

Çizelge 4.1. CONCEPTS NREC programları

1	TURBOMATCH
2	COMPAL
3	RITAL
4	CAD TRANSLATOR
5	AXCENT
6	PUSHBUTTON CFD
7	PUSHBUTTON FEA

1) TURBOMATCH: Turboşarj tasarımı ve turboşarj motor arasında uyumluluğun kontrolünü sağlayan bir programdır. Motorun tüm özelliklerinin program içerisine aktarıldığı programdır. TURBOMATCH programı, kompresör ve türbinin ilgili alt programlara geçiş bağlantısı mevcuttur.

2) COMPAL: Kompresörlerin tasarımları için oluşturulan özel bir programdır. Kompresörün bütün bölmelerinin tasarımdan analize bu program aracılığı ile gerçekleştirilmektedir. Kompresör uygunluğu performans haritaları üzerinden değerlendirilmektedir.

3) RİTAL: COMPAL programın türbin için uygulanan versiyonudur. Bu program radyal türbinler için düzenlenmiştir. Türbinler 3 boyutlu tarama gerçekleştirildikten sonra CAD TRANSLATOR vasıtasıyla RITAL programa aktarılır.

4) CAD TRANSLATOR: Sıfırdan bir turboşarj üretilecekse bu programın çıktı bölümü kullanılmaktadır. Turbo makinenin taranan kanat profilleri sayesinde bu program sayesinde kanat (blade) düzenlemesi bu sayede gerçekleştirilebilir.

5) AXCENT: Bu programda yukarıda geçen programlar için düzenlenen üç boyutlu analiz ve düzenlemeler yapılmaktadır. Concept NREC programının diğer program kademlerine nazaran daha önemli yer tutabilmektedir.

6) PUSHBUTTON CFD: Akış analizlerinin gerçekleştiği programdır. AxCent programına ana program olarak paket halinde eklenmektedir.

7) PUSHBUTTON FEA: PUSHBUTTON CFD kısmı ile benzerdir. Bu program katı model analizini Finite Element Analysis yöntemi kullanarak yapan programdır. Türbin çarkının yüksek sıcaklıklarda çalışmasıyla meydana gelen sıcaklık gerilmesi, yüksek devirlerde kanatçık profillerinde meydana gelen titreşimlerin gerilme analizlerinin ve yorulma analizlerinin yapılmasına imkan sağlamaktadır.

4.1.2. Motor özelliklerinin tanıtılması ve motora uygun yeni bir turboşarj tasarımı

Turboşarj değerlerini analiz edebilmek için motor bölümünde bilinen bir motorun özelliklerinden faydalanmamız gerekmektedir. Bu kapsamda çalışmamızda Cummins motor performans değerlerini göz önüne alınarak turboşarj analizi yapılmıştır.

Cummins Motor özellikleri baz alınarak tabloya aktarılan motor değerleri

Çizelge 4.2. Mevcut çalışmada analizler için motor özellikleri (Anonim 2018)

1	Motor tipi	Turbo intercooler diesel
2	Motor hacmi	6,7 Litre
3	Silindir sayısı	6 silindir
6	Motorun maksimum devri	2500(devir/dak)
7	Maksimum güç@2500rpm	194 kw
8	Maksimum tork@1500rpm	990 Nm
11	İntercooler tipi	Hava soğutmalı
12	Emisyon normu	Euro 5
13	Volumetrik verim	%86
14	Yakıt tüketimi@maksimum güç	19,44 kg/h
15	Yakıt tüketimi@maksimum tork	10,44 kg/h

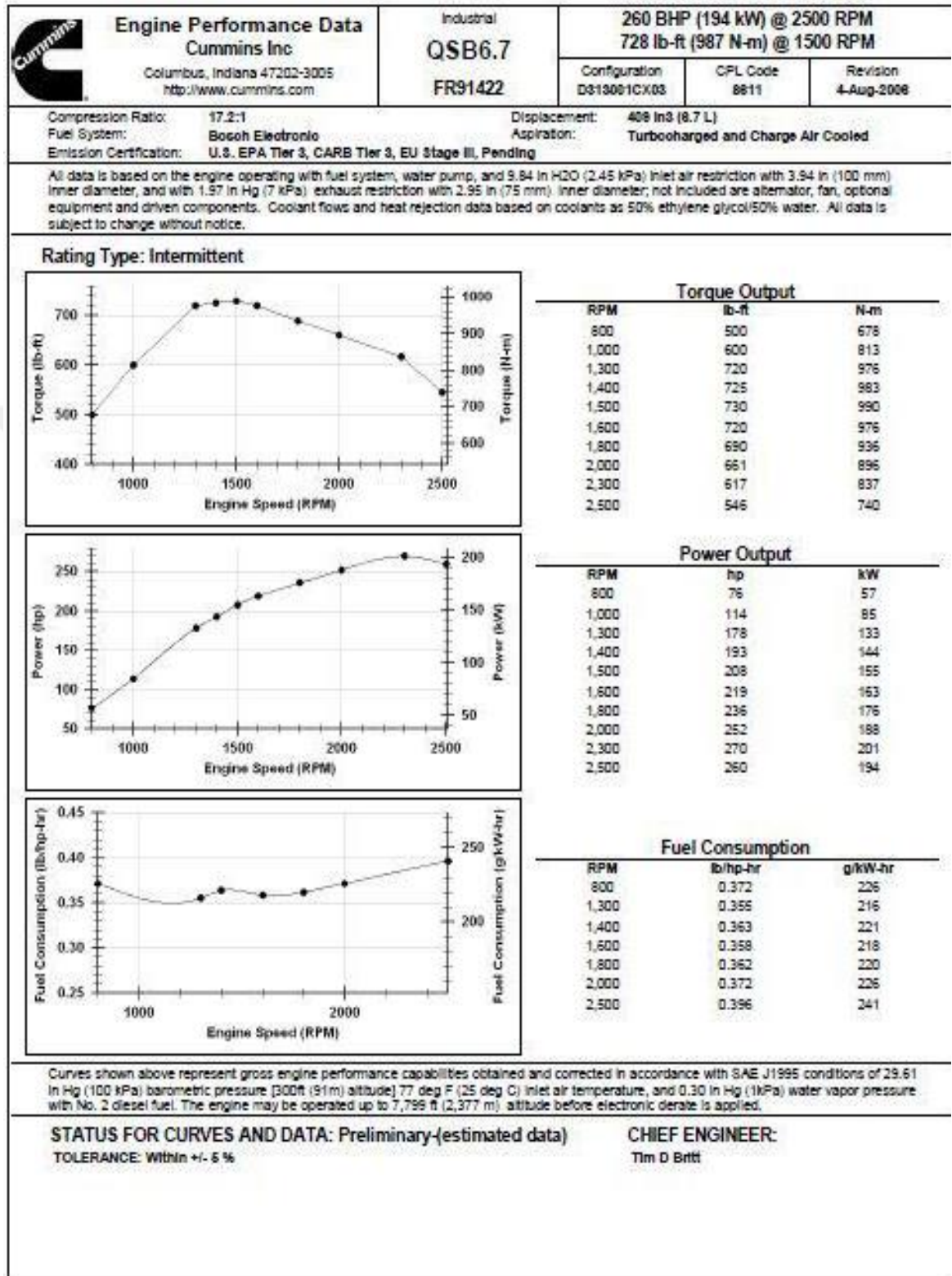
Çizelge 4.3. Mevcut çalışmada analizler için turboşarj tasarım özellikleri

1	Turboşarj devir sayısı	120 000(devir/dak)
2	Ara soğutucu akış sıcaklığı	96,85 deg C
3	Ara soğutucu verimi	%60
4	Kompresörün giriş kısmında referans hacimsel debi	$0,1m^3/s$
5	Türbin çıkış kısmındaki referans hacimsel debi	$0,1m^3/s$
6	Tahliye çıkış sıkıştırma (boost) basınç oranı	2,8
7	Yatak kaybı için referans devir sayısı	100 000(devir/dak)
8	Yataklarda referans güç kaybı	1 kW

Çizelge 4.4. Mevcut çalışmada analizler için turboşarj-motor ünitesinde kabuller

NO		
1	Atmosfer basıncı	100 kpa
2	Atmosfer sıcaklığı	298,15 K
3	Kompresörün filtre giriş basınç kaybı	$\Delta p = 1$ kpa
4	Türbin egzoz çıkış basınç kaybı	$\Delta p = 1$ kpa
5	Ara soğutucusu basınç kaybı	$\Delta p = 1$ kpa
6	Yakıtın ısı değeri	42 600 kJ/kg

Bu çalışmada Cummins motor üzerinde bazı parametreler değiştirilerek turboşarj için wastegate basınç oranları değiştirilerek sistem üzerinde verim oranları hesaplanmıştır.



Bold entries revised after 1-Aug-2006

Cummins Confidential

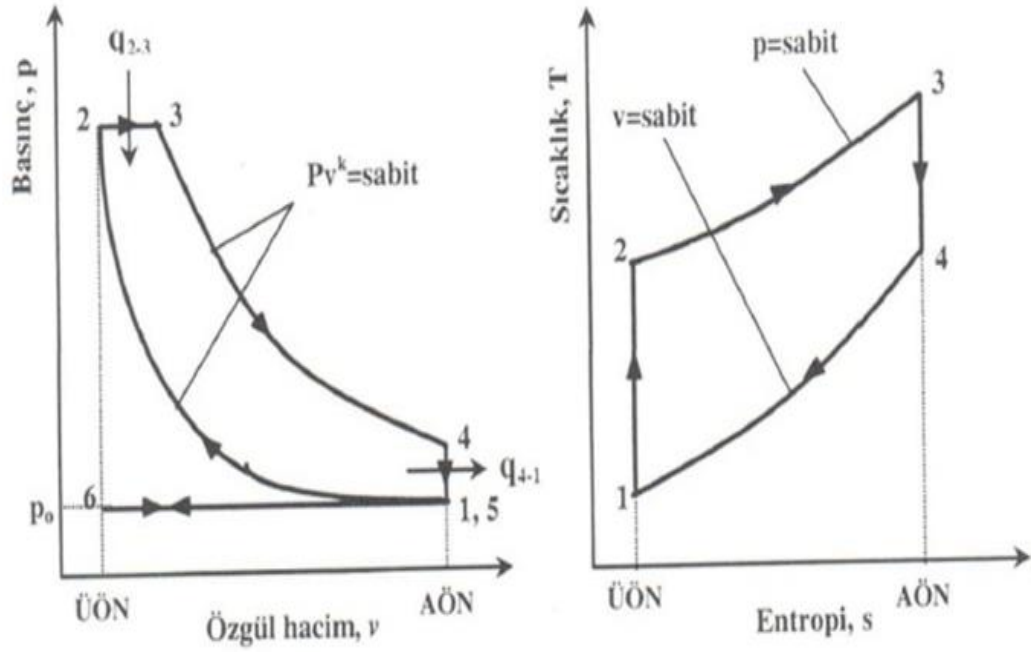
Şekil 4.2. Cummins motor katalog değerleri (Anonim 2018)

Çizelge 4.5. Motor giriş değerleri

Veriler	
Motor hacmi (V_1) (lt)	6,7
Hacim sıkıştırma oranı (r)	17,2
Motor gücü (W_{net}) (kw)	160
Motor giriş sıcaklığı T_{01} (K)	298,15
Motor giriş sıcaklığı P_{01} (Kpa)	100
Yakıtın alt ısı değeri H_u (kj/kg)	425000
Sabit basınçta özgül ısı (kj/kg.K)(c_{pe})	1,115
Sabit Hacimde Özgül Isı (kj/kg.K) (c_{ve})	0,838
Isı iletim katsayısı hava k_a	1,4
Isı iletim katsayısı hava k_e	1,36
Hava kütleli debisi(kg/s)	0,29
Egzoz gazı kütleli debi(kg/s)	0,0097
Egzoz gazı değeri(kg/s)	0,2997
Hava/Yakıt oranı	26

Elimizdeki veriler ışığında sıkıştırma oranı verilen katalog değeri kullanılarak sıkıştırma sonrası V_2 değeri şöyle bulunur.

$$V_1/V_2 = r \quad (4.1)$$



Şekil 4.3. Bir dizel motorun çevrim grafiği a) P-V grafiği, b) T-S grafiği

Sıkıştırma sonu sıcaklığı T_2 değeri izantropik sıkıştırma sonucu şöyle bulunur.

$$T_2 = T_1 \cdot \frac{V_1^{k-1}}{V_2^{k-1}} \quad (4.2)$$

Sıkıştırma sonu basıncı P_2 değeri izantropik sıkıştırma sonucu bulunur.

$$P_2 = P_1 \cdot \frac{V_1^k}{V_2^k} \quad (4.3)$$

Motor

$$\eta = \frac{W_{net}}{Q_{in}} \quad (4.4)$$

Çevrimin ısı verimi (η) elde edilir.

Hava yakıt oranını (Air-Fuel Ratio);

$$AFR = \frac{m_a}{m_f} \quad (4.5)$$

Çevrime ısı girişi (Q_{in}) yakıtın yakılması ile verilir;

$$Q_{in} = m_f \cdot H_u \quad (4.6)$$

Sistemden ısı çıkışı(Q_{out}) sonucu egzozdan atılan ısı;

$$Q_{out} = W_{net} - Q_{in} \quad (4.7)$$

Dizel çevrimlerinde sıkışan havayla yakıt püskürtülerek yanma meydana gelir. Bu yanma sırasında basınç sabit kaldığı kabul edilir. Yanma hal değişimi sırasında $P_2=P_3$ alınır. Yanma sonu sıcaklığı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$T_3 = T_2 + \frac{Q_{in}}{m_e \cdot c_p} \quad (4.8)$$

Turboşarj türbin kısmında oluşacak bir hareket enerjisi için egzoz gazının motordan çıkışındaki sıcaklık ve basınç değerleri büyük önem arz etmektedir. Bu değerler türbin ve turboşarj verimi önemli ölçüde belirlememizi sağlamaktadır.

$$T_4 = T_1 + \frac{Q_{out}}{m_e \cdot c_v} \quad (4.9)$$

$$P_4 = P_3 \cdot \frac{V_3^{k_e}}{V_4} \quad (4.10)$$

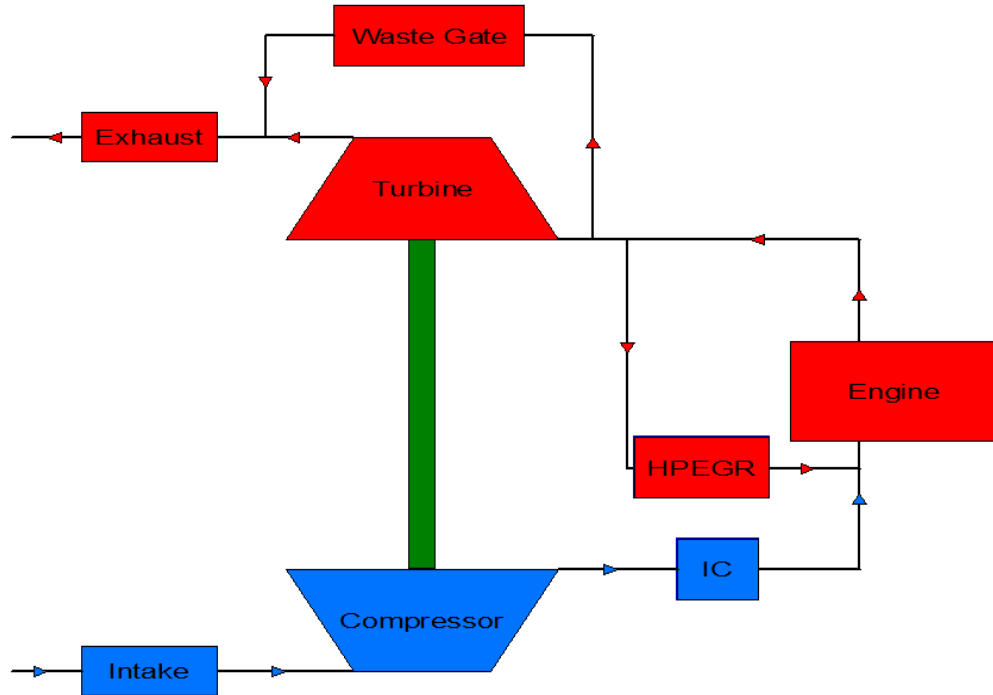
Çalışmamızda bu değerler kullanılarak elde edilen değerler sonuçlar Çizelge 4.6'da verilmiştir.

Çizelge 4.6. Motor çıkış değerleri

Veriler	
Sıkıştırma hacmi (V_2)	0,39
Sıkıştırma sıcaklığı (T_2) (K)	930,83
Sıkıştırma basıncı(P_2) (kPa)	5 436,17
Verim(η)	39
AFR değeri (Hava yakıt oranı)	26
Giren ısı Q_{in} (j)	413
Çıkan ısı Q_{in} (j)	253
Yanma sonunda sıcaklık (T_3) (K)	2 166
Egzoz gazı sıcaklık değeri (T_4) (K)	1 328,02

4.1.2.a. Turbomatch programında sistem seçimi ve bir boyutlu tasarım

Bundan sonraki kısımda Turbomatch programı hakkında genel bilgiler verilerek sistemin kompresör, türbin ve diğer aşamaları için verilerin set edilmesi gösterilmiştir.

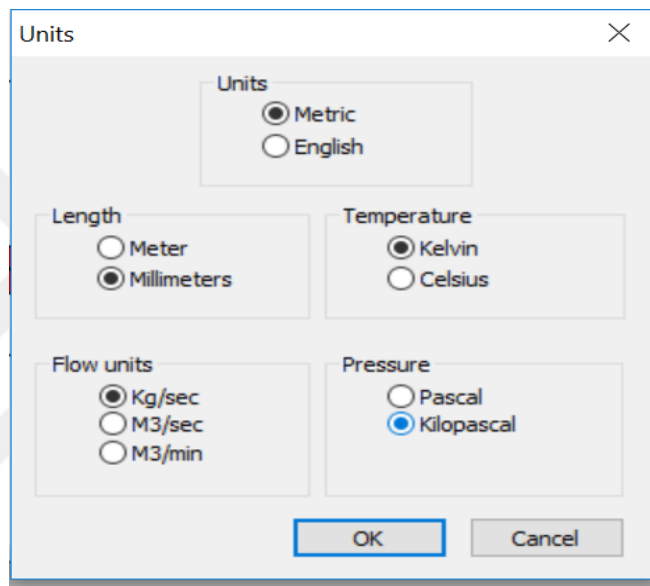


Şekil 4.4. TURBOMATCH programında turboşarj tasarımında sahip olunan ana elemanlar ve genel görünüşü

Şekil 4.4’de turboşarjın sahip olduğu temel elamanlar şematik olarak gösterilmiştir. Sisteme giren havanın giriş çıkış arsında hangi aşamalardan geçtiği görülmektedir.

1. Birimler kısmı

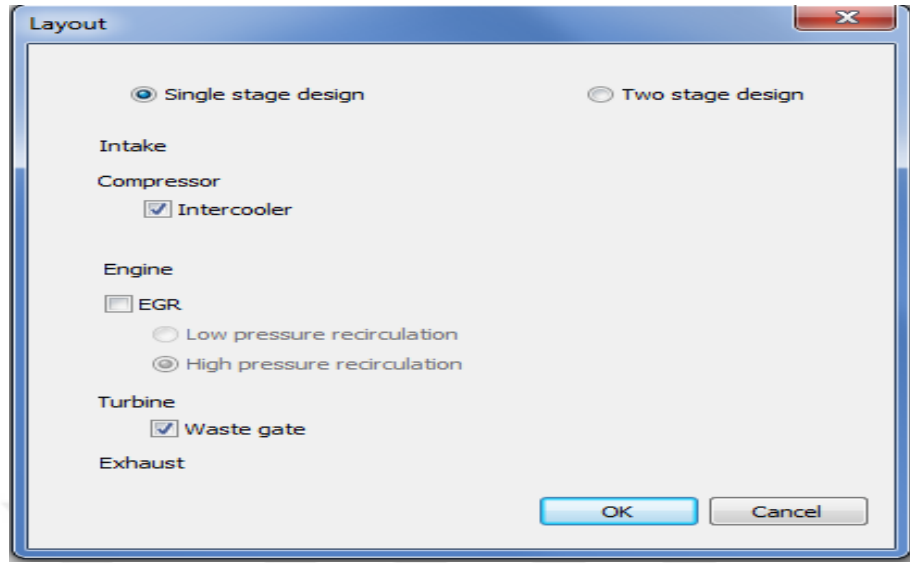
Bu aşamada sıcaklık, uzunluk, basınç ve debi için birim ayarları yapılmaktadır (Şekil 4.5).



Şekil 4.5. TURBOMATCH programında birimler

2. Genel (Layout) kısmı

Bu sekmede programın bize hazır kütüphanesinde bulunan seçeneklerin seçimi söz konusudur. Burada sistem üzerinde değişiklikler yapılabilmekte ve farklı eleman seçimleri yapılabilmektedir (Şekil 4.6).



Şekil 4.6. TURBOMATCH programına mevcut elamanların eklenmesi

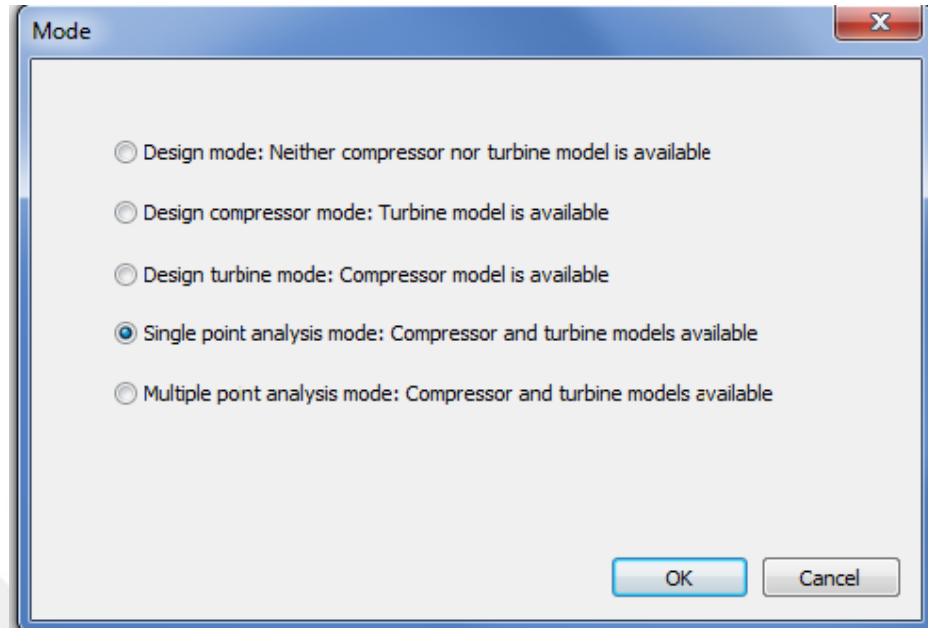
3. Program Mode seçenekleri

Bu kısımda programda mevcut iki farklı mod seçeneğinden biri seçilir. Eğer yeni bir turboşarj tasarımı planlanıyorsa desing modu seçilir, yok eğer çizimi hazır Turboşarj mevcutsa ve üzerinde değişiklik yapılması planlanıyorsa analiz modu seçilir.

'Design' kısmında üç seçenek bulunur. Bunlar:

- 1-Turboşarjda türbin ve kompresör kısımlarının her ikisinin olmaması hali
- 2-Türbin çarkı tasarımı olmasına karşın kompresörün olmaması hali
- 3-Kompresör çarkı tasarımının olmasına karşın türbin çarkının olmaması hali
- 4-Aynı şekilde 'Analiz' kısmında çalışıyorsa bu durumda iki farklı seçenekten biri seçilir:
- 5- Bir noktada çalışma: kompresör ve türbin modelleri mevcut
- 6- Çoklu noktada çalışma: kompresör ve türbin modelleri mevcut

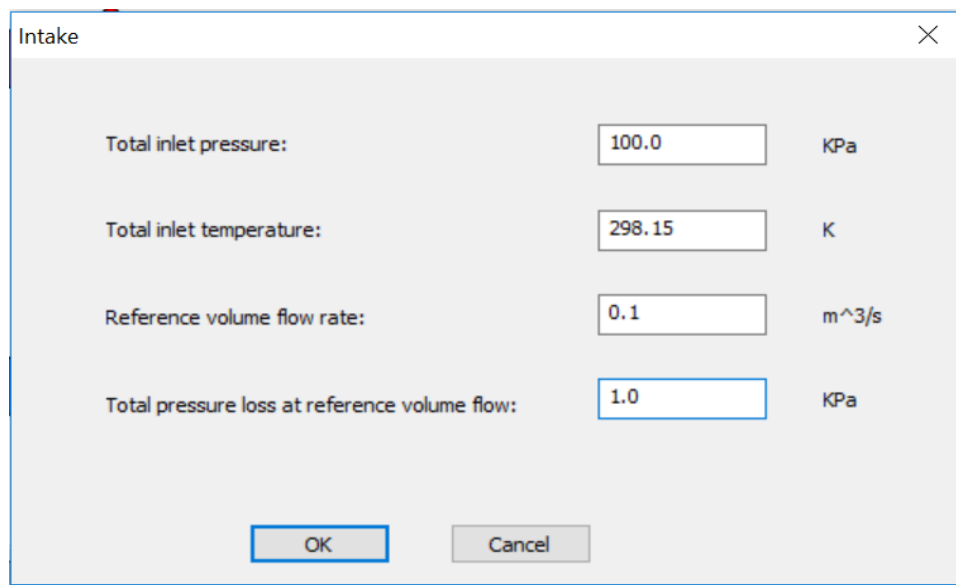
Yukarıda ifade edildiği gibi Şekil 4.7'de 'mode' seçeneklerden biri seçilir.



Şekil 4.7. TURBOMATCH programında 'Mode' sekmesi seçenekleri

4. Atmosfer havası özellikleri

'Intake' kısmında kompresöre giren ve atmosferden emilen havanın özellikleri Şekil 4.8'de gösterildiği gibi girilir.



Şekil 4.8. Turboşarja giriş havası özellikleri

5. Egzozdan atmosfere atılan havanın özellikleri

'Exhaust' kısmında ise motordan ve türbin kısmından atmosfere atılan egzoz gazların özellikleri Şekil 4.9'daki gibi programa girilir.

Parameter	Value	Unit
Ambient pressure:	100.0	KPa
Ambient temprature:	298.15	K
Reference volume flow rate:	0.1	m ³ /s
Pressure loss at reference volume flow:	1.0	KPa

Şekil 4.9. Turboşarjdan atmosfere atılan egzoz gazı özellikleri

6. Hava-Yakıt oranı

Yakıtın yanma değeri (alt ısı değeri) (Q_f) ve hava-yakıt oranı bu kısımda Şekil 4.10'de gösterildiği gibi girilir. Bu çalışmada farklı hava yakıt oranı AFR =26 olarak analizler yapıldı.

Engine

Engine Fuel

Fuel heating value(Qf): 42600.0 KJ/Kg

☒ Air fuel ratio (AFR): 26.0

☐ Fuel rate: 0.0097 Kg/s

Tamam İptal Uygula Yardım

Şekil 4.10. Motor kısmında yakıtın alt ısı değeri ve hava-yakıt oranının girilmesi

7. Motor tanıtımı

Motor bölümünde istenilen parametrelerin programa girildiği kısımdır (motorun süpürdüğü hacim, volumetrik verim, krank mili devir sayısı ve ısı kayıpları gibi). Bu çalışmada farklı devirlerde analizler yapılmıştır (Şekil 4.11).

Engine ? X

Engine Fuel

Crankshaft speed: rpm

Swept volume of cylinder: liters

Volumetric efficiency:

Engine boost pressure ratio:

Number of strokes: ☒ 4-stroke ☐ 2-stroke

☒ BSFC or thermal efficiency ☒ BSFC g/kWh

☐ Thermal efficiency

☒ Fractional heat loss

Exit temperature calculation

☐ T04 specified: K

☐ ER (Energy Release) to the exhaust gas specified: K

☐ FER (Fractional Energy Release) of total energy specified:

☒ Both BSFC and heat loss specified

Şekil 4.11. Motor özelliklerinin girilmesi

8. Ara soğutucu

Kompresörde sıkıştırma sonunda sıcaklığı artan ve yoğunluğu düşen havanın yoğunluğunu tekrar artırmak amacıyla bir ara soğutucu kullanılır (intercooler). Alüminyum alaşımından oluşan ara soğutucu boruları iyi oranda ısı transferi sağlamaktadır. Turboşarj-motor ünitesine genel (layout) kısmında eklenen ara soğutucu elemanının modellenmesi için Şekil 4.12'de gösterilen veriler girilir.

Compressor Details

Compressor Intercooler

Cooling temperature: 370.0 K

Cooling effectiveness: 0.6

Pressure loss at reference volume flow rate: 1.0 kPa

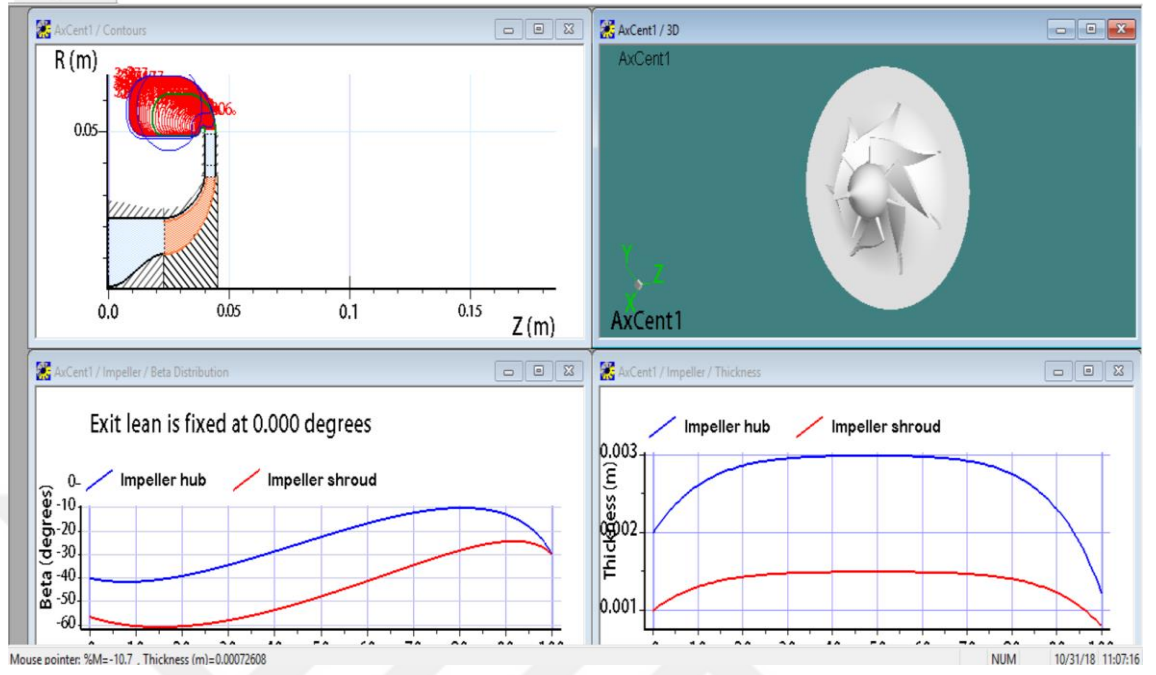
Reference volume flow rate: 0.1 m³/s

Tamam İptal Uygula Yardım

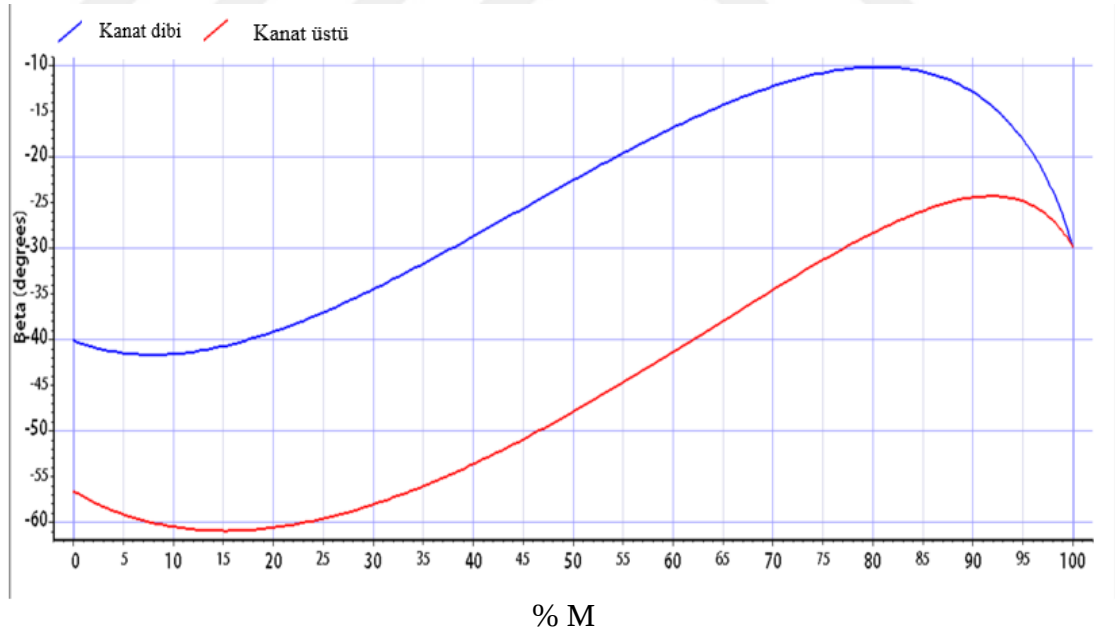
Şekil 4.12. Turboşarj-motor ünitesinde ara soğutucu (intercooler) değerlerinin girilmesi

9. Kompresör tanıtımı

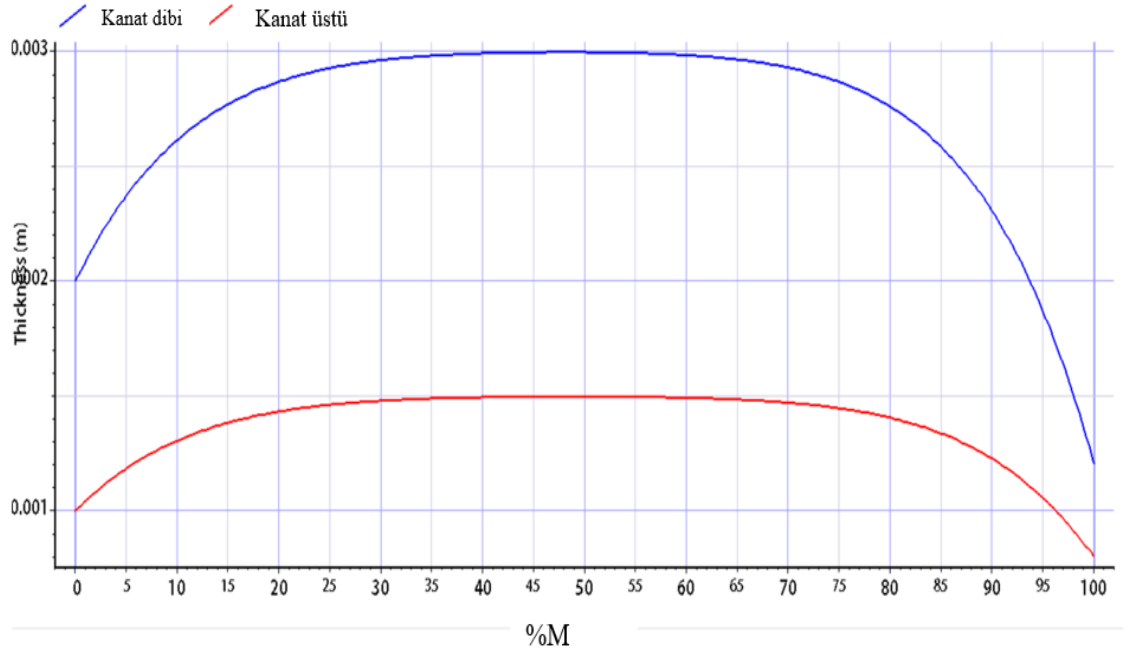
Turboşarj sistemi içerisinde bulunan (CMM) (Coordinate Measuring Machine) ile daha önce taranmış turboşarj modeli CAD TRANSLATOR ve AxCent programları vasıtasıyla COMPAL ve RITAL programlarına aktarımı yapılabilmektedir. Üç boyutlu kompresöre ait veriler Şekil 4.13'de grafiksel olarak gösterilmiştir.



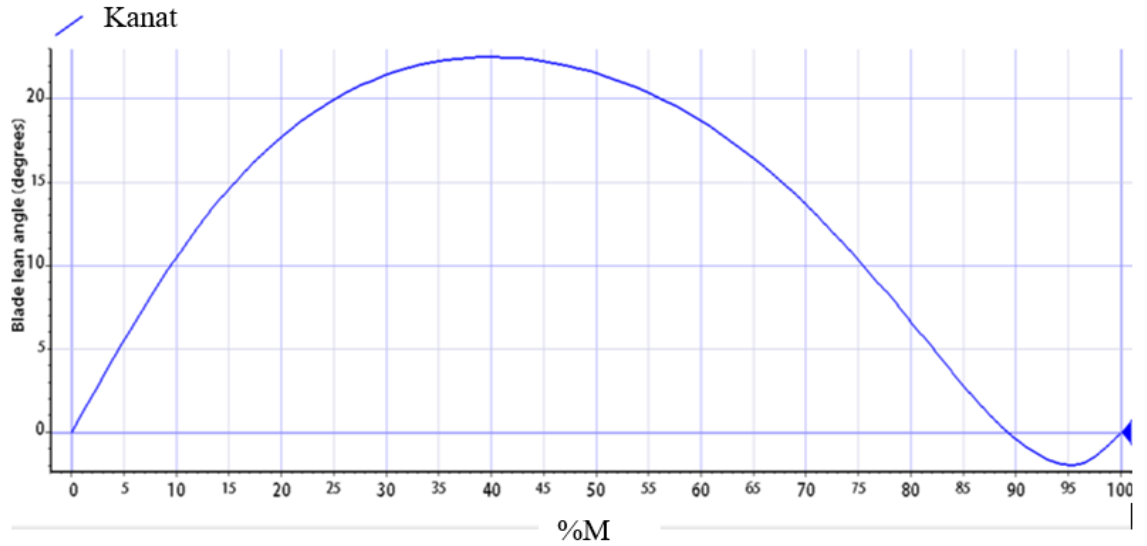
Şekil 4.13. Kompresör çarkı analiz sonucunda oluşturulan 3D model görünümü



Şekil 4.14. Kanat üstü ve kanat dibinde kompresör çarkı çıkış açısının meridyen mesafe ile değişimi



Şekil 4.15. Kanat üstü ve kanat dibinde kompresör çarkı kanat kalınlığının meridyen mesafe ile değişimi

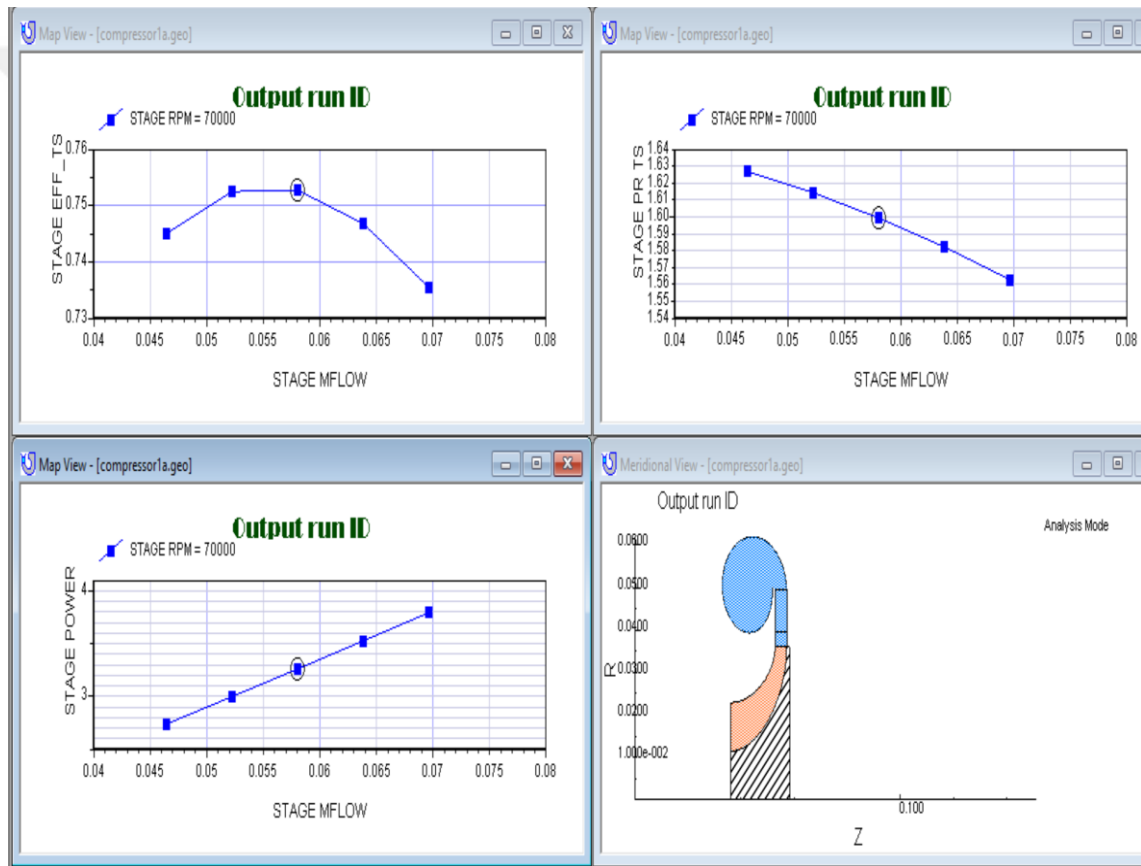


Şekil 4.16. Kompresör çarkının 3D kanat ucu eğim açısının meridyen mesafe ile değişimi.

Analizler sonucunda kompresör kanadı için Beta açısı(β) kanat kalınlığının değeri kanat dibi (hub) ve kanat üst tarafında (shroud) ve ayrıca kanat ucu çıkış eğim açısı (blade lean

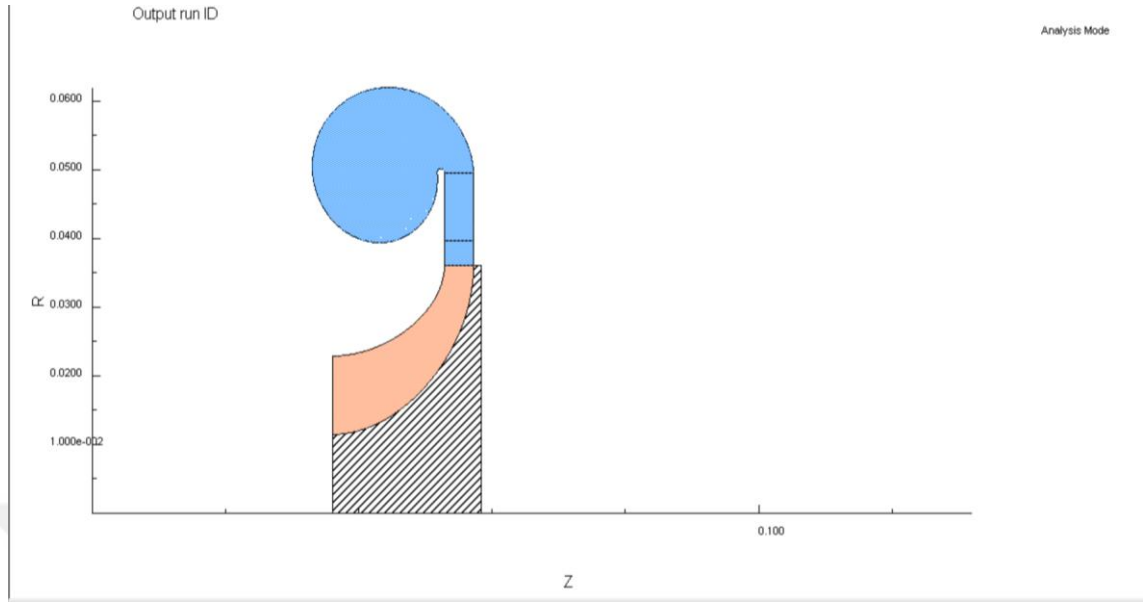
angle) bulunmaktadır. Şekil 4.15 ve 4.16'da bu parametrelerin meridyen mesafe ile değişimleri verilmektedir.

Turboşarja ait devir sayısının TURBOMATCH programında kompresör özelliklerinin tanımlanması kısmında girilmesi gerekmektedir. Böylece COMPAL programı aracılığıyla kompresör modeli Şekil 4.17 ve Şekil 4.18'de gösterildiği gibi TURBOMATCH programında 2D modeli oluşturulmuş olur.



Şekil 4.17. COMPAL programında analizi yapılmış 2 D kompresör modeli

Şekil 4.17'de verim, basınç oranı güç ve kompresör kısmının iki boyutlu modeli verilmektedir.



Şekil 4.18. COMPAL programı analiz sonucunda oluşturulmuş 2D kompresör modeli

Kompresör kısmında sisteme girilmesi gereken değişkenler (Şekil 4.18),

- 1- Başlangıç devir sayısı
- 2- Gaz sabiti değeri
- 3- CMM taraması yapılmış kompresör taslağı veya program kütüphanesinden seçilen örnek
- 4- Isı iletim katsayısı

Compressor Details

Compressor Intercooler

Gas properties

Gas constant (R): 287.058 J/(Kg*K)

Specific heat ratio : 1.4

Compressor pressure ratio: 2.83405

Mass flow rate: 0.201864 Kg/s

RPM

☒ Initial RPM guess: 1.5000E+5 rpm

☐ RPM calculated

Specific speed(Ns): 0.7

Input source

☒ Compressor GEO file: compressor 1a.GEO Load Meanline File

☐ Compressor AXL file:

☐ SAE compressor map: Load MAP File

Bypass status: OFF

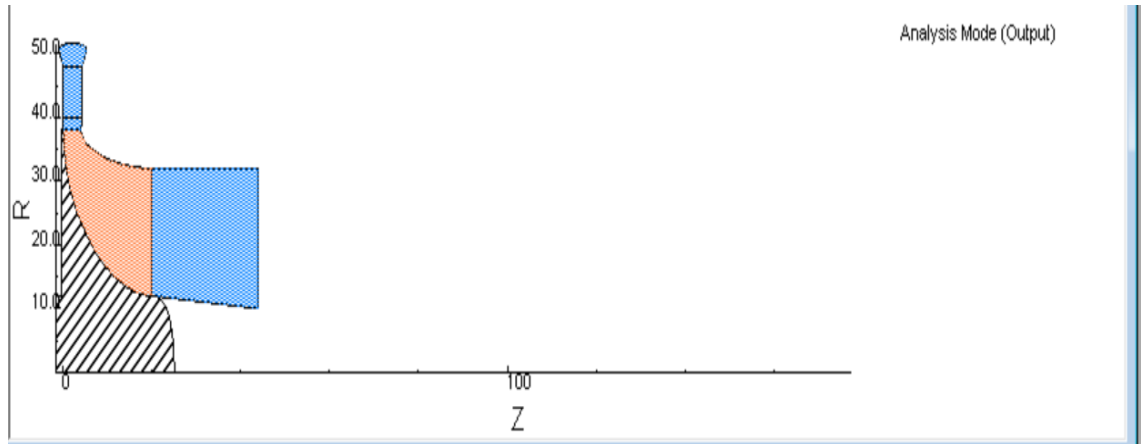
Tamam İptal Uygula Yardım

Şekil 4.19. Kompresör kısmında girilmesi gereken bilgiler ve yüklenecek dosyalar.

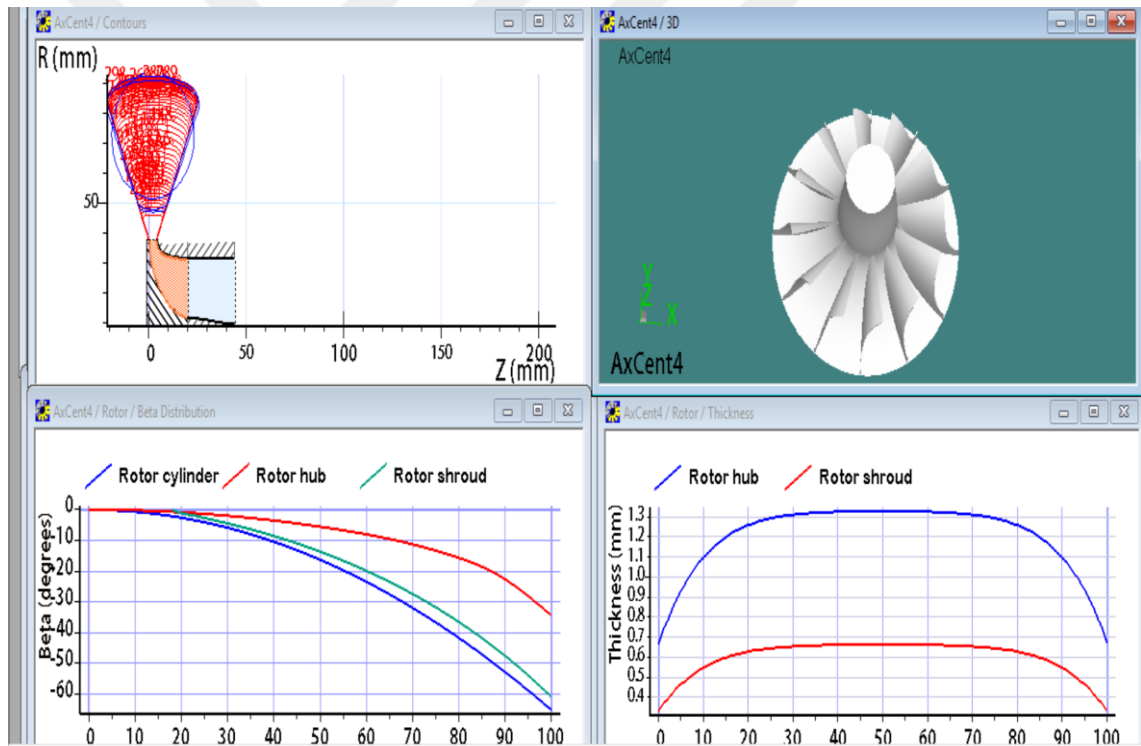
10. Türbin tanıtımı

Turboşarjın kompresör kısmında izlenilen adımlar yine türbin kısmında da benzer şekilde yapılmaktadır. Burada da ilk tasarlanan modelin önce tanıtılması gerekir. Bu sayede RITAL programıyla tasarlanmış olan türbin TURBOMATCH programına aktarılır. Programda mode seçeneği design modunda ise tasarım türbinin boyutlarında yapılmaktadır. Analiz modunda ise tasarımı yapılmış türbinin, performansı performansı turboşarj-motor üzerinde değerlendirme tabi tutulur.

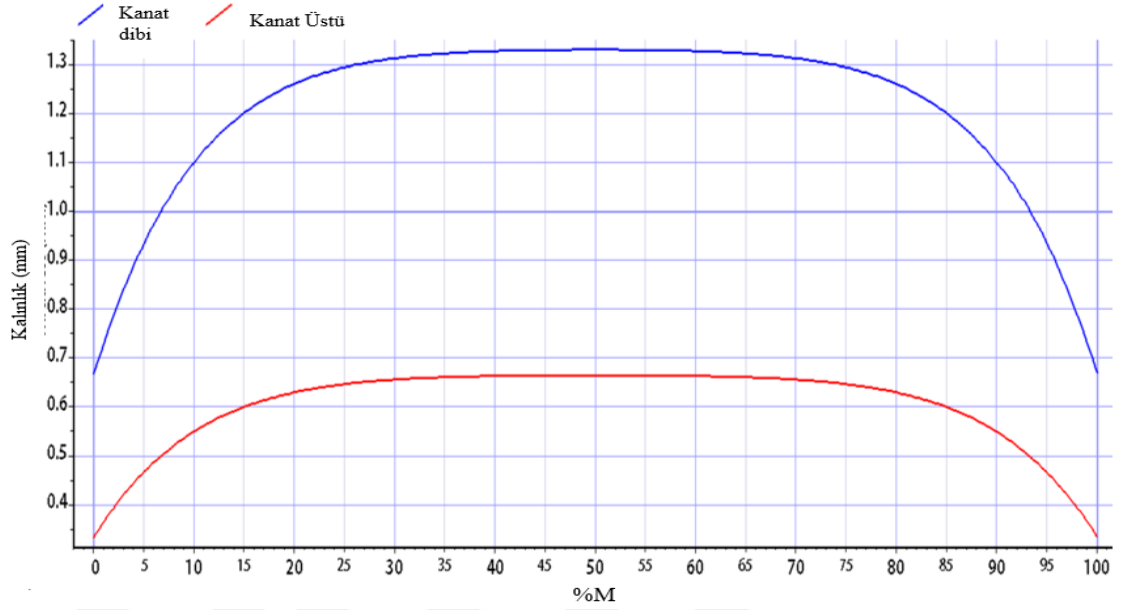
Şekil 4.14’de RITAL programında oluşturulan türbin 2D sistem modeli, Şekil 4.20’de türbin çarkının hazırlanmış 3D modeli ve rotoru, Şekil 4.21’de türbin çarkı analizleri sonucunda elde edilmiş çark et kalınlık değerlerinin meridyen mesafe ile değişimi ve en son Şekil 4.22’de türbin özelliklerinin programa girilmesi gösterilmiştir.



Şekil 4.20. RITAL programında Türbin 2D sistem modeli



Şekil 4.21. Türbin çarkının hazırlanmış 3D modeli ve rotoru



Şekil 4.22. Türbin çarkı analiz sonucunda elde edilen çark et kalınlık değerlerinin meridyen mesafe ile değişimi

The screenshot shows the 'Turbine Details' dialog box with the 'Waste Gate' tab selected. The dialog contains the following sections and parameters:

- Gas properties:**
 - Gas constant (R): 287.0 J/(Kg*K)
 - Specific heat ratio: 1.36
- Inlet conditions:**
 - Total pressure: 261.77 kPa
 - Total temperature: 854.19 K
 - Mass flow: 0.209387 Kg/s
- Input source:**
 - ☒ Turbine GEO file: turbine 1a.GEO (with 'Load Mainline File' button)
 - ☐ Turbine AXL file: (with 'Load MAP File' button)
 - ☐ SAE turbine map: (with 'Load MAP File' button)
 - ☐ Multiple SAE map for variable geometry turbine
- Variable geometry turbine:**
 - ☐ Variable geometry turbine (checked)
 - Turn-down ratio: 0

At the bottom of the dialog are four buttons: 'Tamam' (highlighted), 'İptal', 'Uygula', and 'Yardım'.

Şekil 4.23. Türbin özelliklerinin programa girilmesi

11. Mil kısmı

Turboşarjın diğer önemli kısmı ise mil ve yataklardır. Milde meydana gelen kayıplardan dolayı bu parçanın modellenmesi gerekmektedir. Çünkü türbinde üretilen işin bir miktarı, milde yatak kayıplarına harcanır. Referans bir devir sayısı girilerek analize başlanır (Şekil 4.24).

bearing

Reference bearing power loss at reference RPM(Power_loss_ref): 1.0 kW

Reference RPM: 1.0000E+5

RPM exponent: 1.6

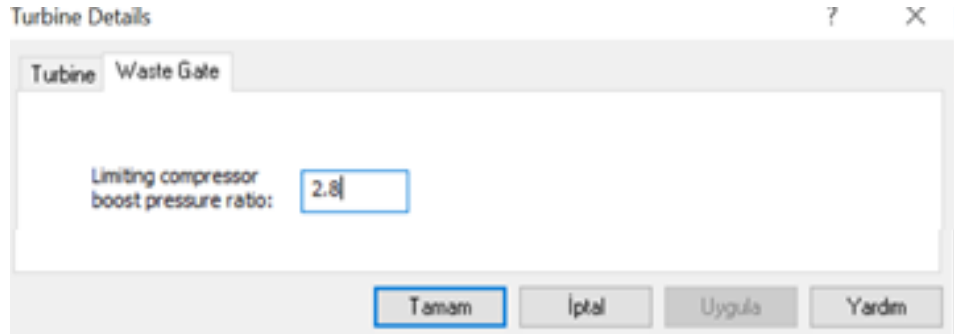
Power_loss/Power_loss_ref=(RPM/RPM_ref)^n

OK Cancel

Şekil 4.24. Turboşarjda yataklamaya ait değerlerin girilmesi

12. Tahliye çıkış (wastegate) elemanının tanıtımı

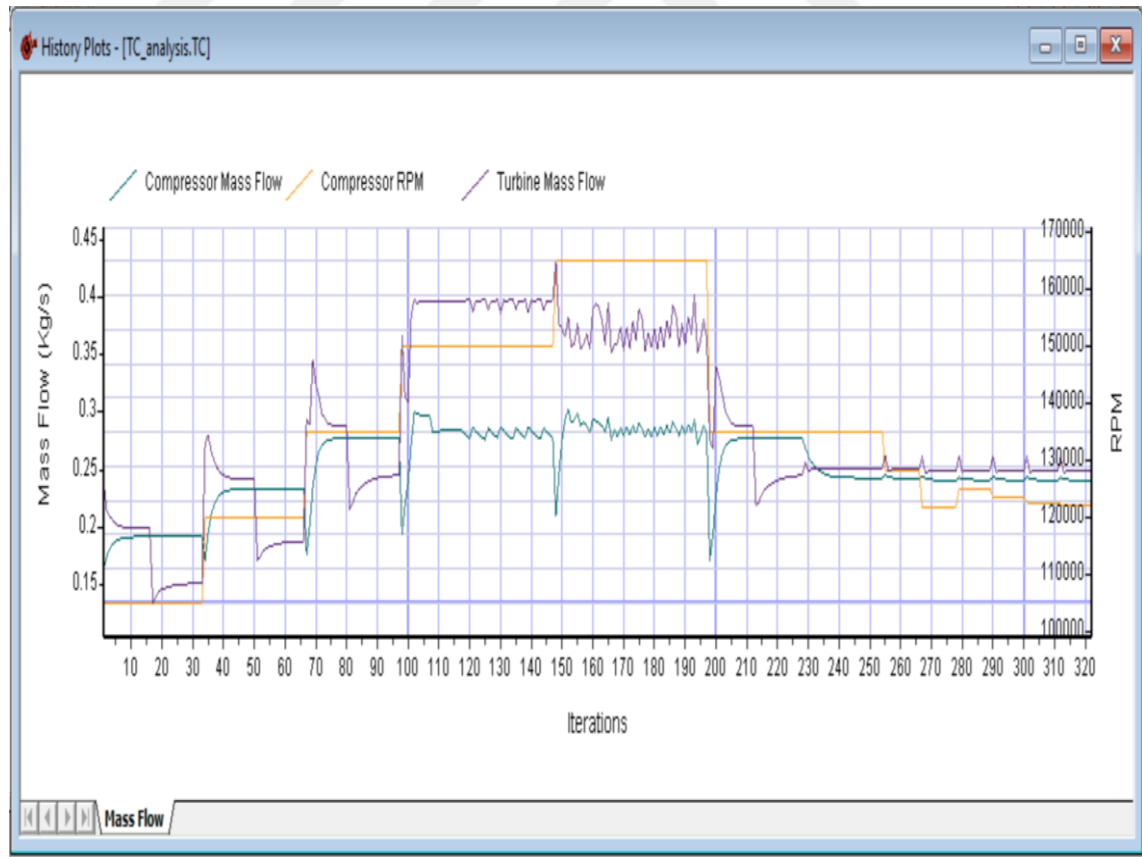
Tahliye çıkış elemanı bilindiği üzere turboşarj üzerinde türbine gelen aşırı basıncı üzerindeki kapak by-pass eden elamandır. Kapak ile basıncı fazla artmış olan ekzoz gazların bir kısmı türbine verilmeden tahliye kapağı ile dışarı atılır ve basınç artışı önlenmiş olur. Concepts NREC programında da bu elemanın üst basınç değeri girilebilmektedir (Şekil 4.25).



Şekil 4.25. Turboşarjda türbinin tahliye çıkış değerleri

13. TURBOMATCH programının çalışması

Turboşarj tasarımı için yukarıda belirtilen ayarların yapılmasının sonunda program çalıştırılır. Programda değerler stabil oluncaya kadar iterasyona devam edilir (Şekil 4.26).



Şekil 4.26. TURBOMATCH programında iterasyon işlemi

14. Program Sonuçları

Turbomatch programının çalıştırılması ile kompresör için COMPAL ve türbin için de RITAL programları aynı anda çalıştırılarak akış debisi ve devir sayısının yakınsaması için iterasyona devam edilir. İterasyon sonlandırıldıktan sonra yakınsayan veriler bir metin text veya tablo formatında görüntülenebilir. Metin formatında giriş ve çıkış koşulları ile beraber motor özelliklerinin gösterildiği verim parametreleri ayrı ayrı ayrı incelenebilir.

```
TurboMatch 8.4.11          Sat nov 22 13:52:47 2018
File: C:\Users\Mersus\Desktop\wasteagte analizleri\tez çalışması ISFUR MODEL 26 afr.TC
*****
*   GENERAL SETTINGS   *
*****

Solver Mode:      Analysis
Layout:
-Intake
-Compressor
+Intercooler
-Engine
-High Pressure EGR
-Turbine
+Waste Gate
-Exhaust
Unit System:      Metric
-Length:          m
-Temperature:     K
-Flow:            Kg/s
-Pressure:        KPa
-Power:           kW
-Volume:          liters

*****
*   COMPONENT-BY-COMPONENT OUTPUTS   *
*****

Intake
T00 = 298.15  P00 = 100.00  deltaP = 4.164
T01 = 298.15  P01 = 95.84   massflow= 0.238

Compressor
Compal model: C:\Program Files (x86)\Concepts\TURBOMATCH\Examples\Case 5-
wg\compressor1a.geo
k   = 1.40   Rgas   = 287.06   Cp   = 1004.70
N   = 121937.70 Speed_param = 7061.88
m   = 0.24   Flow_param = 0.04
PR  = 2.80   Power_in = 33.17   EtaC = 0.74
T02 = 436.50  P02   = 268.34
```

Intercooler

Tcool = 370.00 Cool eff. = 0.60 deltaP = 1.24
 T03 = 396.60 P03 = 267.10

Engine

N = 2500.00 Vsw = 6.70 eta_vol = 0.86
 ma = 0.27 mf = 0.01 massflow = 0.28
 FER = 0.43 ER = 16740.85 heatLoss = 0.20
 delP34 = 10.64 eta_th = 0.37 Work_out = 163.01
 P03 = 267.10 T03 = 419.79 RHO3 = 2.22
 P04 = 256.46 T04 = 994.62
 BSFC = 2.26e+002 BMEP = 1167.86

Fuel

AFR = 26.00 Qf = 42600.00 Fuel rate= 0.00

HPEGR

Tcool = 370.00 Cool coeff.= 0.60
 Rec. frac = 0.10 Rec. flow = 0.03
 P0exit = 267.10 T0exit = 619.85

Turbine

Rital model: C:\Program Files (x86)\Concepts\TURBOMATCH\Examples\Case 5-wg\turbine1a.geo
 k = 1.36 Rgas = 287.00 Cp = 1084.22
 N = 121937.70 Speed_param = 3866.42
 m = 0.21 Flow_param = 0.03
 PR = 2.49 Power_out = 34.54 EtaT = 0.72
 T5 = 840.35 P5 = 103.13

Waste Gate

PRBoostLimit= 2.80 bypassFlow= 0.04

Mechanical loss

PowerLoss_ref= 1.00 RPM_ref = 100000.00 exponent= 1.60
 PowerLoss_mech= 1.37 RPM = 121937.70

Exhaust

Pamb = 100.00 deltaP = 3.13 massflow = 0.21

* OVERALL PERFORMANCE SUMMARY

Overall turbocharger efficiency: 0.512
 Mechanical efficiency: 0.960
 Engine pressure drop(P3-P4): 10.638
 Engine thermo efficiency: 0.374
 Compressor flow param: 0.043
 Compressor speed param: 7061.884
 Compressor pressure ratio: 2.800
 Compressor efficiency (T-T): 0.737
 Turbine flow param: 0.025
 Turbine speed param: 3866.421
 Turbine pressure ratio: 2.487
 Turbine efficiency (T-S): 0.723

Şekil 4.27. Turboşarj analiz veri çıktısı

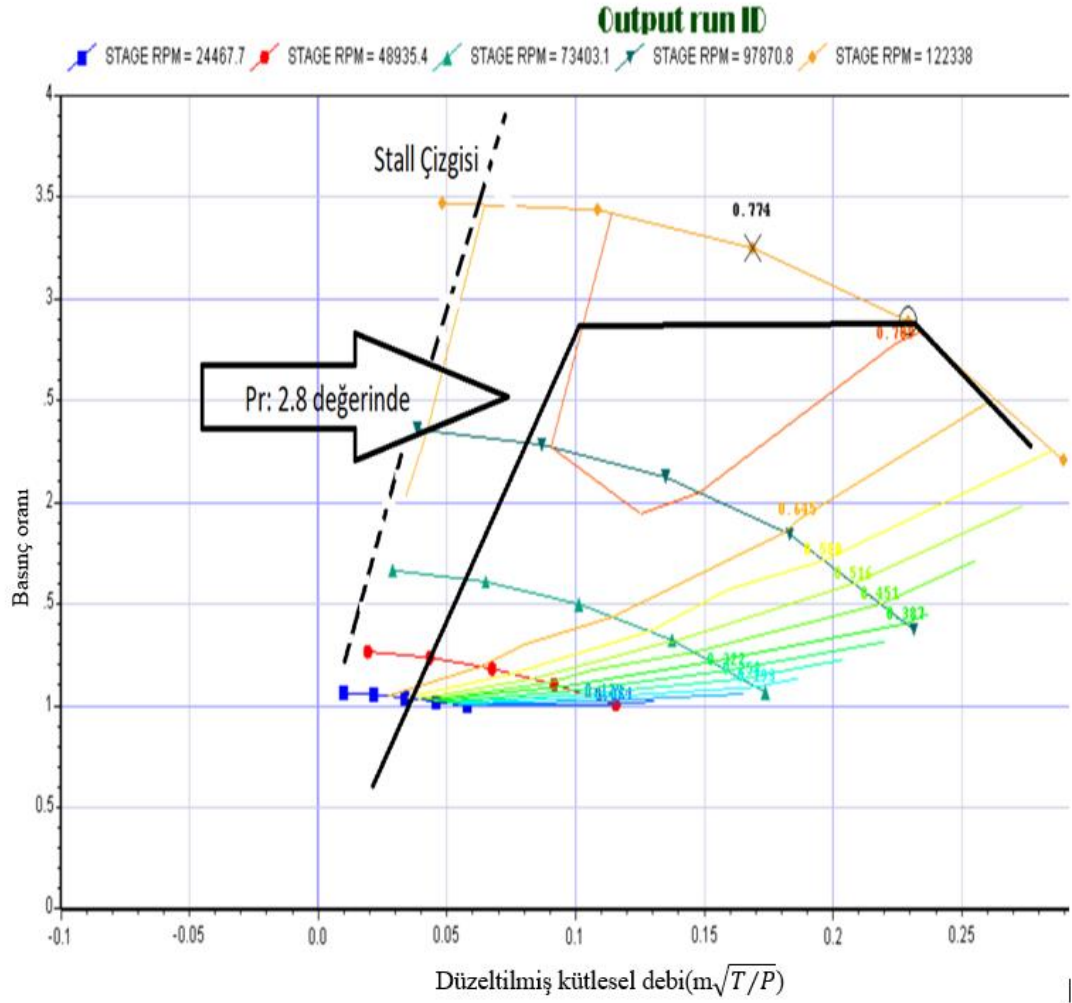
4.2. Concept NREC Analiz Sonuçlarının Doğrulanması

Bu çalışmada motor devri 2500 d/dk ve hacmi 6.7 L olan bir motor ve turbocharger basınç oranı (wastegate oranı) $P_r = 2,8$ olan için turbocharger için analizler yapılmıştır. Bu aşamada Concept NREC programıyla bulunan değerler ile termodinamik çevrimler sonucunda bulunan değerlerin karşılaştırılması Çizelge 4.7’de gösterilmiştir. Burada görüldüğü üzere birbirine yakın değerler elde edilmiştir.

Çizelge 4.7. Concept NREC programı ile termodinamiksel hesaplanan sonuçların karşılaştırılması

	Formül Yoluyla Hesaplanan	Concept NREC (Turbomatch)
Kompresör Verimi	0,73	0,74
Türbin verimi	0,71	0,73
Turboşarj genel verimi	0,49	0,51
Kompresör basınç oranı	2,79	2,8
Türbin basınç oranı	2,6	2,43

Kompresör verimi ideal şartlarda genelde %70-80 arasında olmaktadır. Bu aralıkta verime sahip kompresörler, turboşarj açısından ideal olanlardır. Bu çalışmada çoklu noktada çalışma koşullarında elde edilen çalışma eğrisi yaklaşık %76-78 aralığında elde edilmiş ve programın SAE grafik sonuçları Şekil 4.28’de gösterilmiştir.



Şekil 4.28. Kompresör çalışma eğrisi ve verim çizgileri

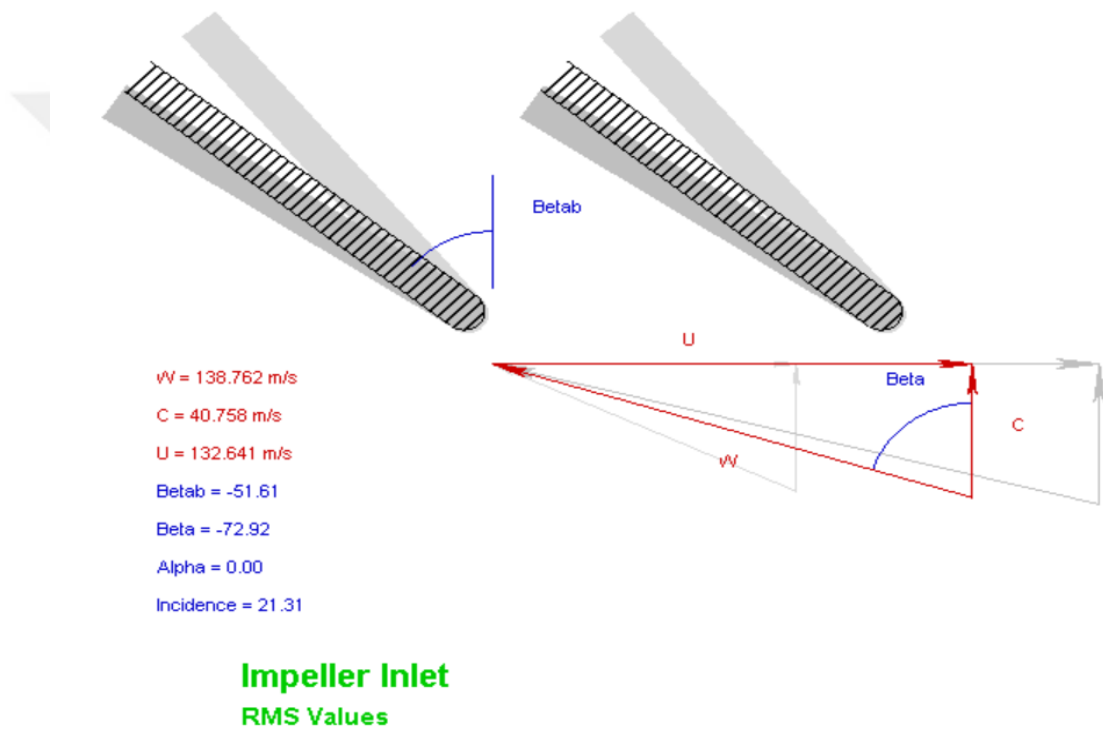
4.2.1. COMPAL programında kompresör hız üçgenleri

Sistemde bulunan veri değerlerine göre kompresör akış özellikleri ve birkaç çalışma noktasında oluşan verim değerleri Şekil 4.29 üzerinde gösterilmiştir.

Kompresör belirli bir devirde döndüğü zaman meydana gelen oluşan teğetsel hız (U) ile akışkan bağıl hızın (W) bileşkesinden mutlak hızı (C) bulunur. Burada kanat profiline teğet oluşan hız akışkanın bağıl hızı olarak (W) tanımlanır. Burada kompresör rotor ekseninde döndüğü için kendi hızı da (U) aksenal hız olarak ifade edilir.

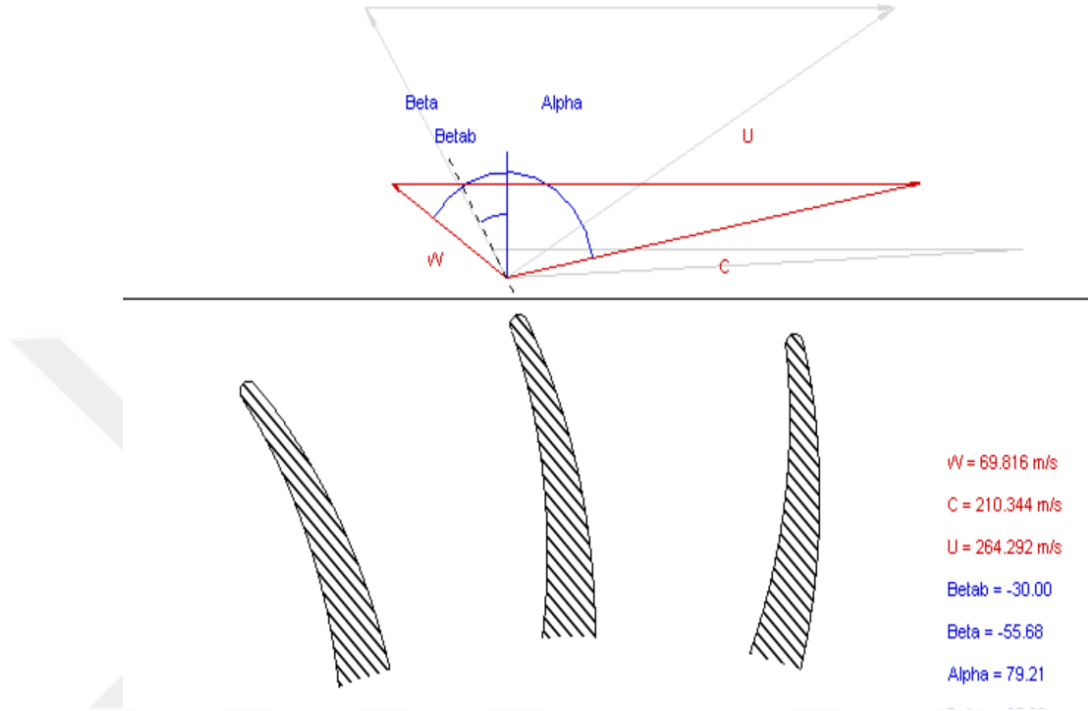
Eksenel hıza çizilen dik normal çizgi ile kanat arasında kalan açığa, kanat açısı (Blade angle) β_b denir (Şekil 4.29). Bu değer kanat açısı olarak da bilinmektedir. Kanat profilleri sola yatık pozisyonda olduğu zaman eksi değer almaktadır.

Burada kanat kökü (root) ,orta kısmı (mean) ve üst kısmı (shroud) olacak şekilde üç farklı hız üçgeni meydana gelmektedir.



Şekil 4.29. Kompresör girişinde oluşan hız üçgenleri

Impeller Exit Mixed Out Flow



Şekil 4.30. Kompresör kanadı çıkış kısmında oluşan hız üçgenleri

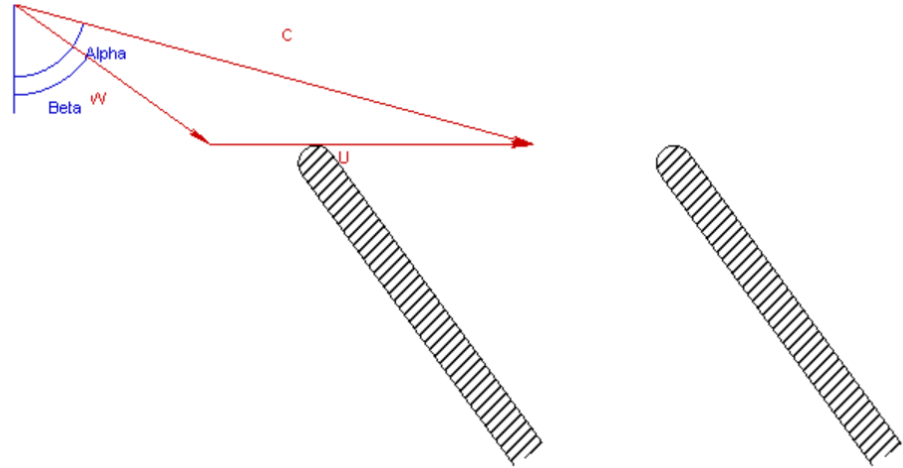
Kompresör kanadı çıkış açıları ve hız değerleri programda bir boyutlu olarak elde edilmektedir. Burada bağıl hız değerinin normal çizgisi ile yaptığı açı β olarak gösterilir. Burada akışkan bağıl hız açısı (Relative speed angle) olarak da adlandırılır. Burada δ ifadesi sapma açısı (deviation angle) olarak gösterilmektedir.

4.2.2. RITAL programında kompresör hız üçgenleri

Rital programında türbin giriş ve çıkışında bu çalışmada elde edilmiş hız üçgenleri sırasıyla Şekil 4.31 ve 4.32’de gösterilmiştir.

$w = 239.419 \text{ m/s}$
 $C = 536.959 \text{ m/s}$
 $U = 323.415 \text{ m/s}$
 $\beta = 36.44$
 $\beta_a = 54.71$
 $\alpha = 75.07$
 $\text{Incidence} = 18.27$

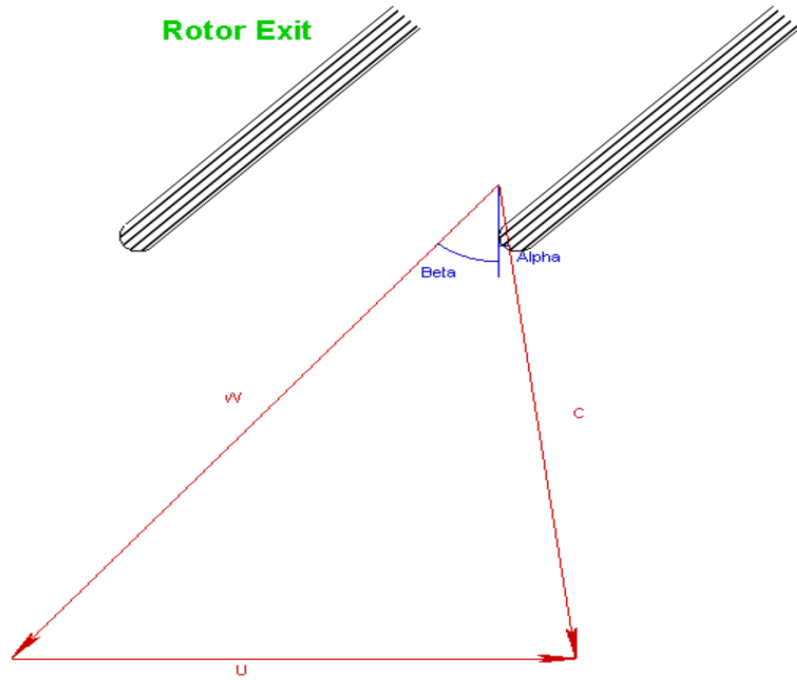
Rotor Inlet



Şekil 4.31. Türbin rotor girişinde hız üçgenleri ve değerleri

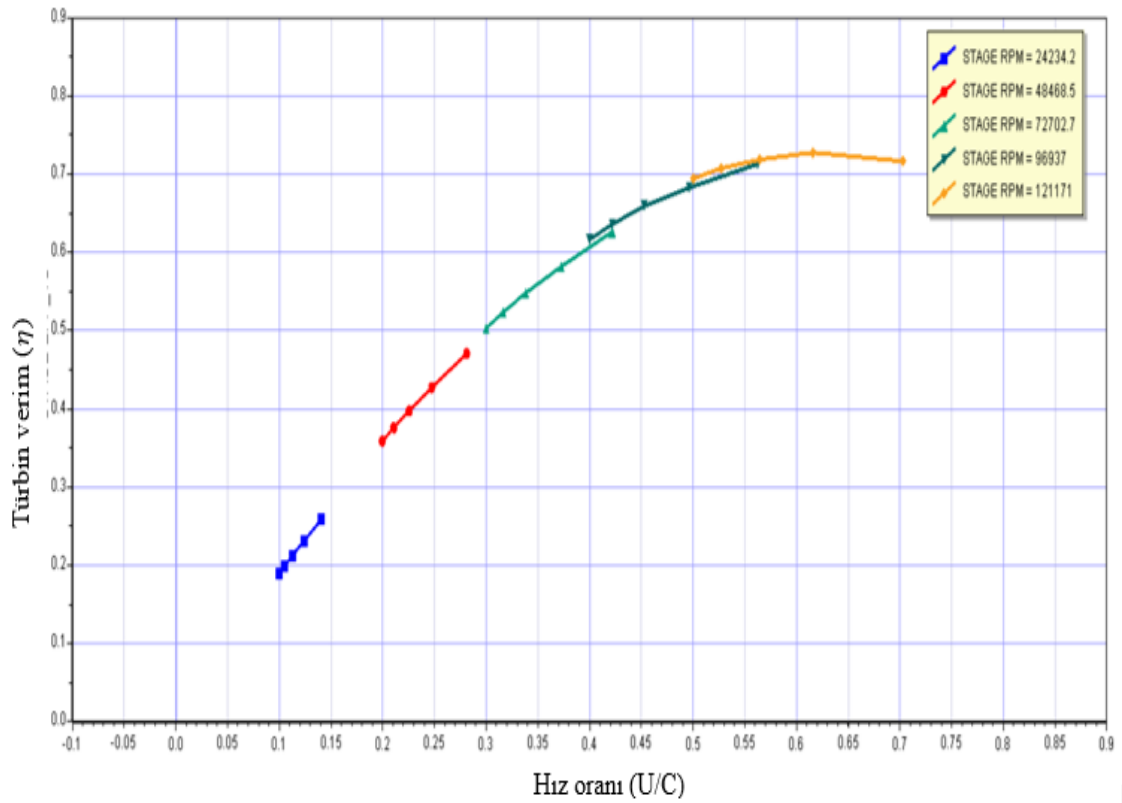
$w = 283.946 \text{ m/s}$
 $C = 219.412 \text{ m/s}$
 $U = 211.307 \text{ m/s}$
 $\beta = -45.00$
 $\beta_a = -40.00$
 $\alpha = 7.54$
 $\Delta = 5.00$

Rotor Exit



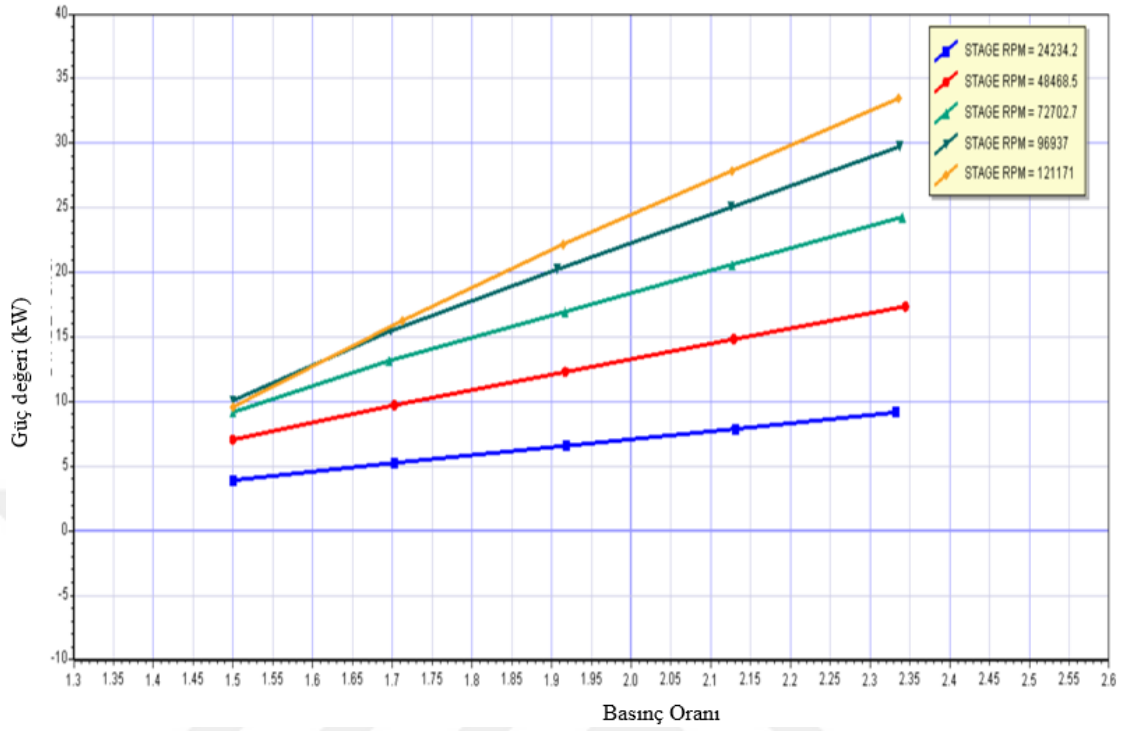
Şekil 4.32. Türbin rotor çıkışında oluşan hız üçgenleri ve değerleri

RİTAL programında iterasyon tamamlandıktan sonra elde edilen sonuçlar yine Turbomatch'da olduğu gibi metin şeklinde çıktısı alınabilir. Elde edilen sonuçlara göre ideal türbin şartları için uygun olan bölgede verim değerlerinin yaklaşık %73 olduğu kısımda elde edilmiştir.



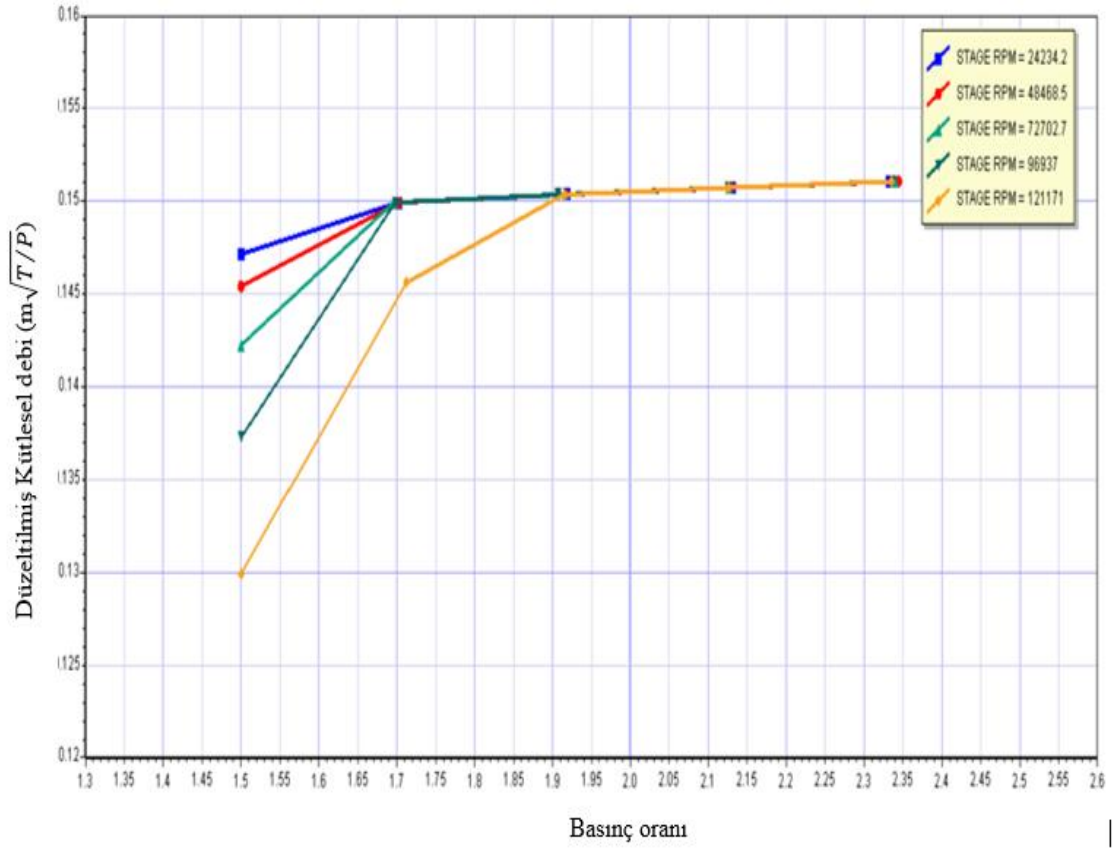
Şekil 4.33. Turbin kanat girişinde U/C_0 hız oranının türbin verimi ile değişimi

Bu çalışmada kanat ucunda U/C_0 hız oranının türbin verimi ile değişimi Şekil 4.33'de gösterilmiştir. Burada 121171 devir/dk kanat hız oranı değeri (blade speed ratio) için maksimum verim $U/C_0 = 0,65$ değerinde elde edilmiştir. Literatürde türbin tasarım ve analizlerinde en yüksek türbin verimi için bu değerin yaklaşık 0,6 – 0,66 aralığında geldiği belirtilmiştir (Baines 2005).



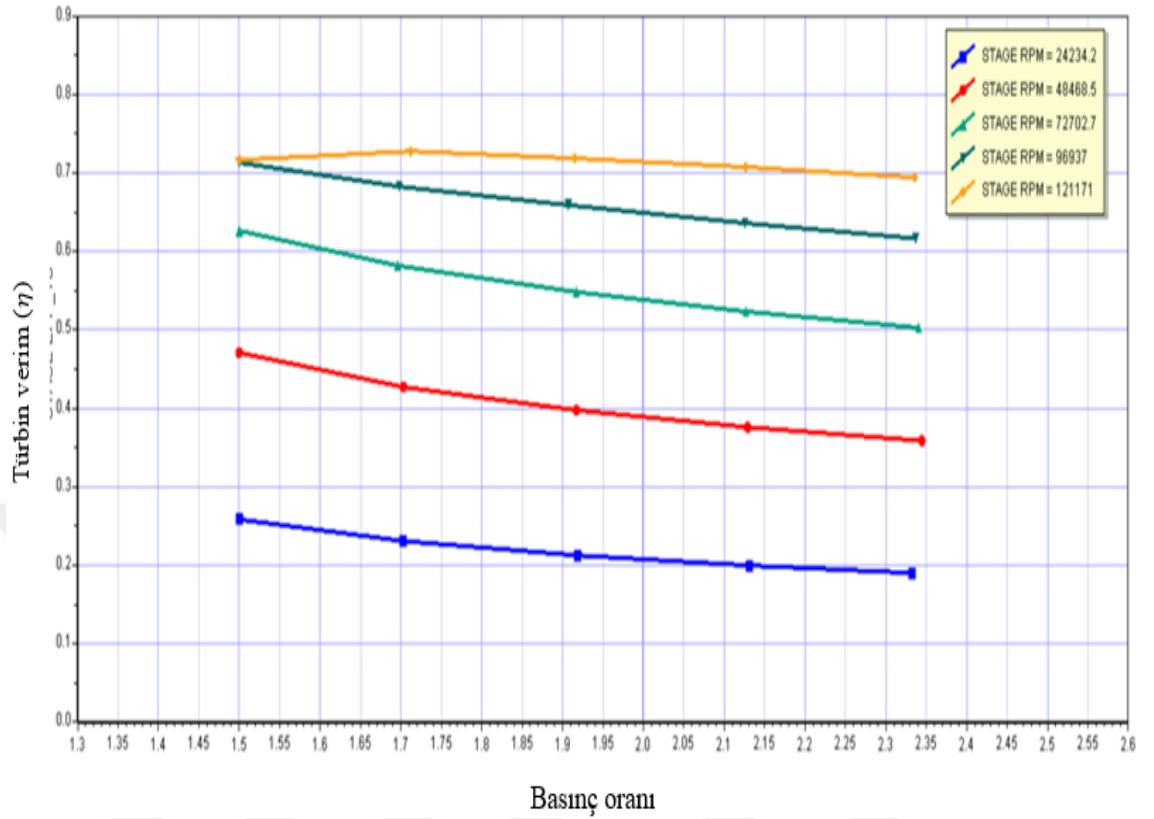
Şekil 4.34. Analize dayalı türbin gücünün basınç oranı ile değişimi

Türbinde akışkan enerjisinden kanatlara aktarılan enerji sonucunda türbin milinde bir güç çıkışı oluşur. Sistem de oluşan basınç oranı 1,5- 2,35 aralığı için türbin milinde bir sıkıştırma miktarı arasında lineer bir artışla gerçekleştirerek 25-30 kW kadar bir güç meydana gelmiştir (Şekil 4.34).



Şekil 4.35. Türbin analizleri sonucunda düzeltilmiş debinin basınç oranı ile değişimi

Yarı boyutsuz olarak da adlandırılan düzeltilmiş kütleliş debi değeri, türbin ve kompresör performans eğrileri grafiklerinde kullanılmaktadır. Bu çalışmada belirli aralıkta devir sayısı (N) 24234-121171 d/dk aralığında, türbin basınç oranı $P_r = 1,5-2,3$ aralığında elde edilmiştir.



Şekil 4.36. Türbin analizleri sonucunda oluşan türbin verimin basınç oranı ile değişimi

Türbin verim ve basınç oranı arasındaki ilişki devri sayısına bağlı olarak farklı değerler gösterebilir. Şekil 4.36’da görüldüğü üzere en yüksek verim %73 seviyelerinde elde edilmiştir. Bu değere çalışma koşullarında 121171 d/dk noktasında ulaşmaktadır. Basınç oranı arttıkça türbin veriminde azalma görülmektedir. Çalışma noktasına bakıldığında zaman en ideal noktanın 121171 d/dk da olduğu görülmektedir.

4.3. Axcent Programında CFD Analizi

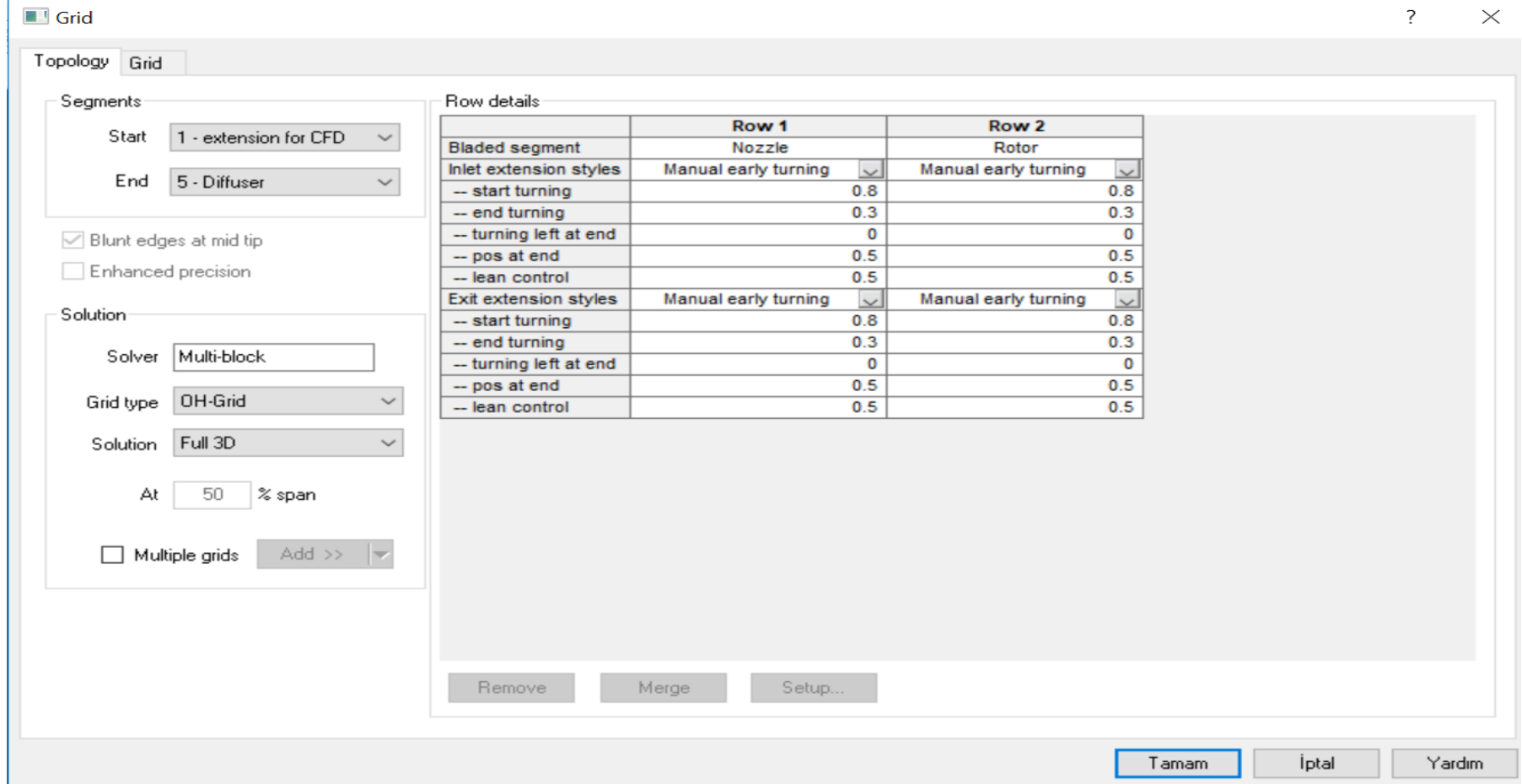
4.3.1. Akış analizi

Akışkanın incelenmesi ve analizlerinin yapılması açısından turboşarj sisteminde önemli adımlardan biridir. Kompresör tarafından atmosferden emilen hava ve sıkıştırma sonunda oluşan akışkanın çözümü bu program ile mümkündür. Öte yandan türbine giren yüksek basınç ve basınçlı ve sıcaklıktaki egzoz gazlarının aynı şekilde analizi yapılır. Ancak

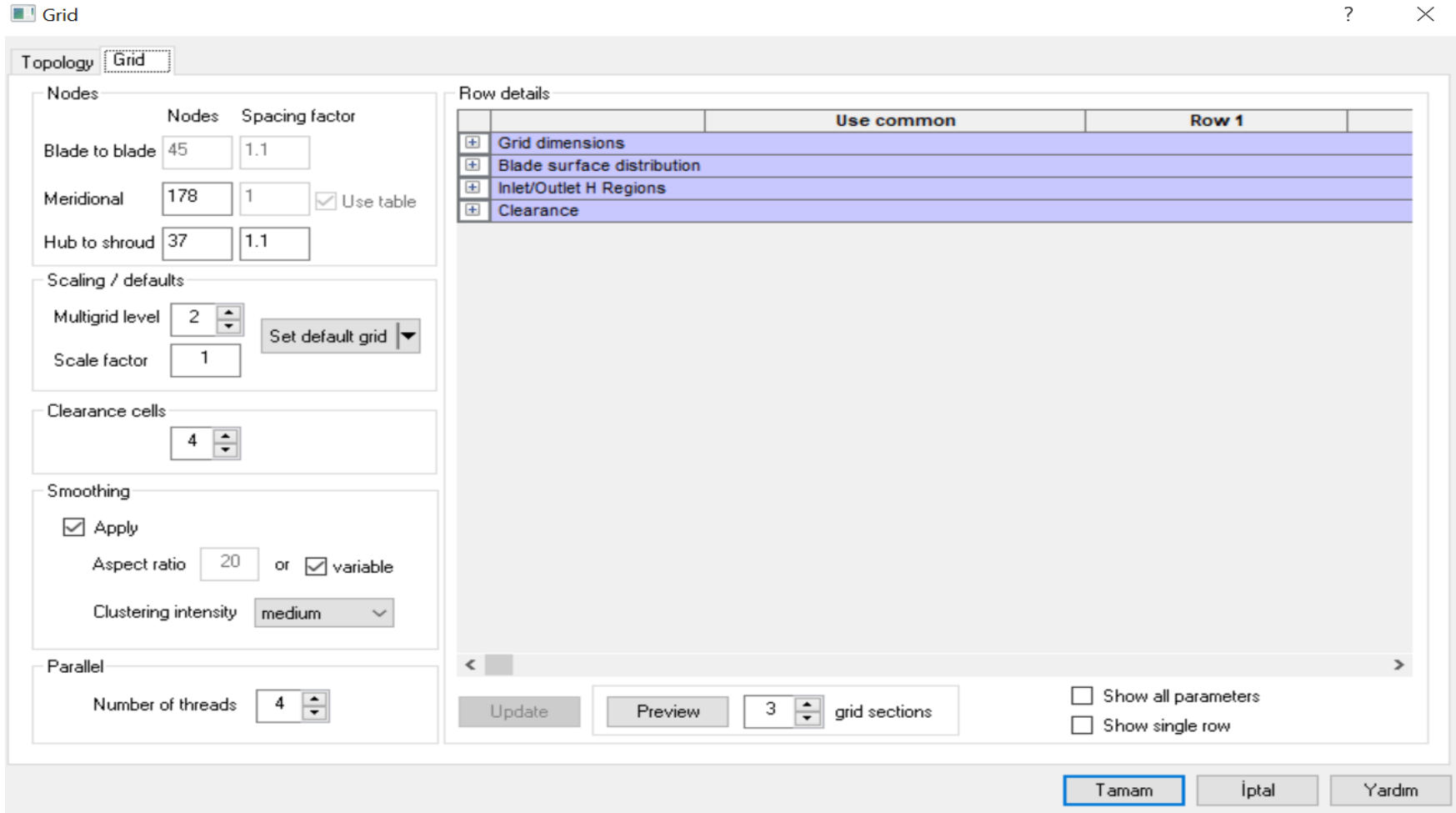
analiz etmeden önce akış fiziğiyle ilgili kısımların tanıtılması önerilmektedir. Bu kapsamda kanatlar arasında akış sınırları oluşturularak oluşan kayıplar için analizler yapılmaktadır.

4.3.2. Ağ Yapısı (Grid)

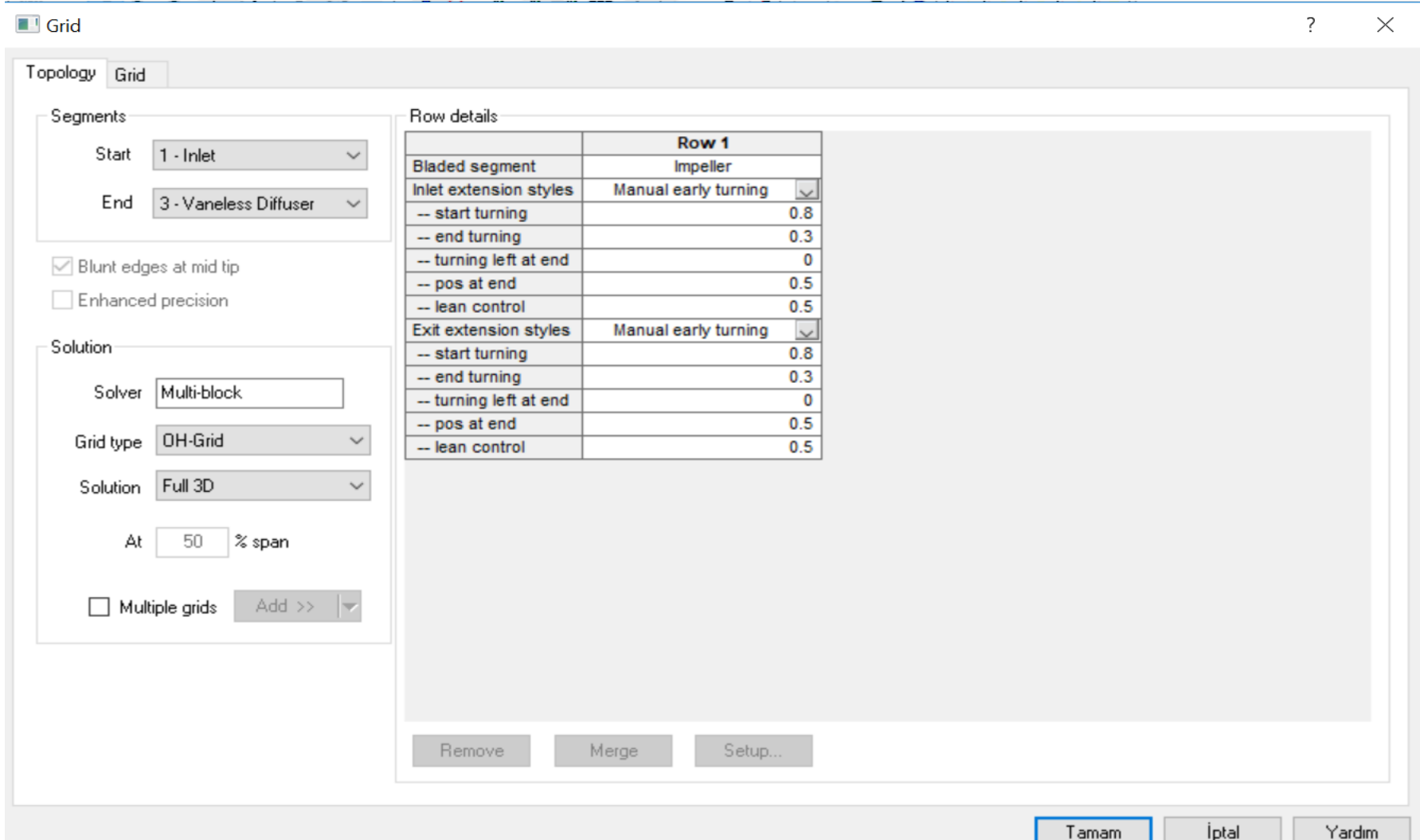
CFD analizinde birçok sayısal hesaplamanın yapılabilmesi için ağ yapısının (gridlerin) oluşturulması gerekmektedir. CFD ile akış analizi ve ayrılma noktaları analizi yapılabilmektedir. Burada CONCEPTS NREC programında akış analizi (CFD) kısmı AxCent alt modül programının çalıştırılması ile yapılır. Akış analizini yapılırken akış bölgesi veya kanatçıklar arasındaki kısmın küçük hücrelere bölünmesi gerekir. Bu işlemlere çözüm bölgesi için ağ (gri) oluşturma denir. Ağ yapısı (grid) boyutları ne kadar küçük olursa çözümlerde o derece hassas olmakta fakat çözüm süresi de o derece artmaktadır.



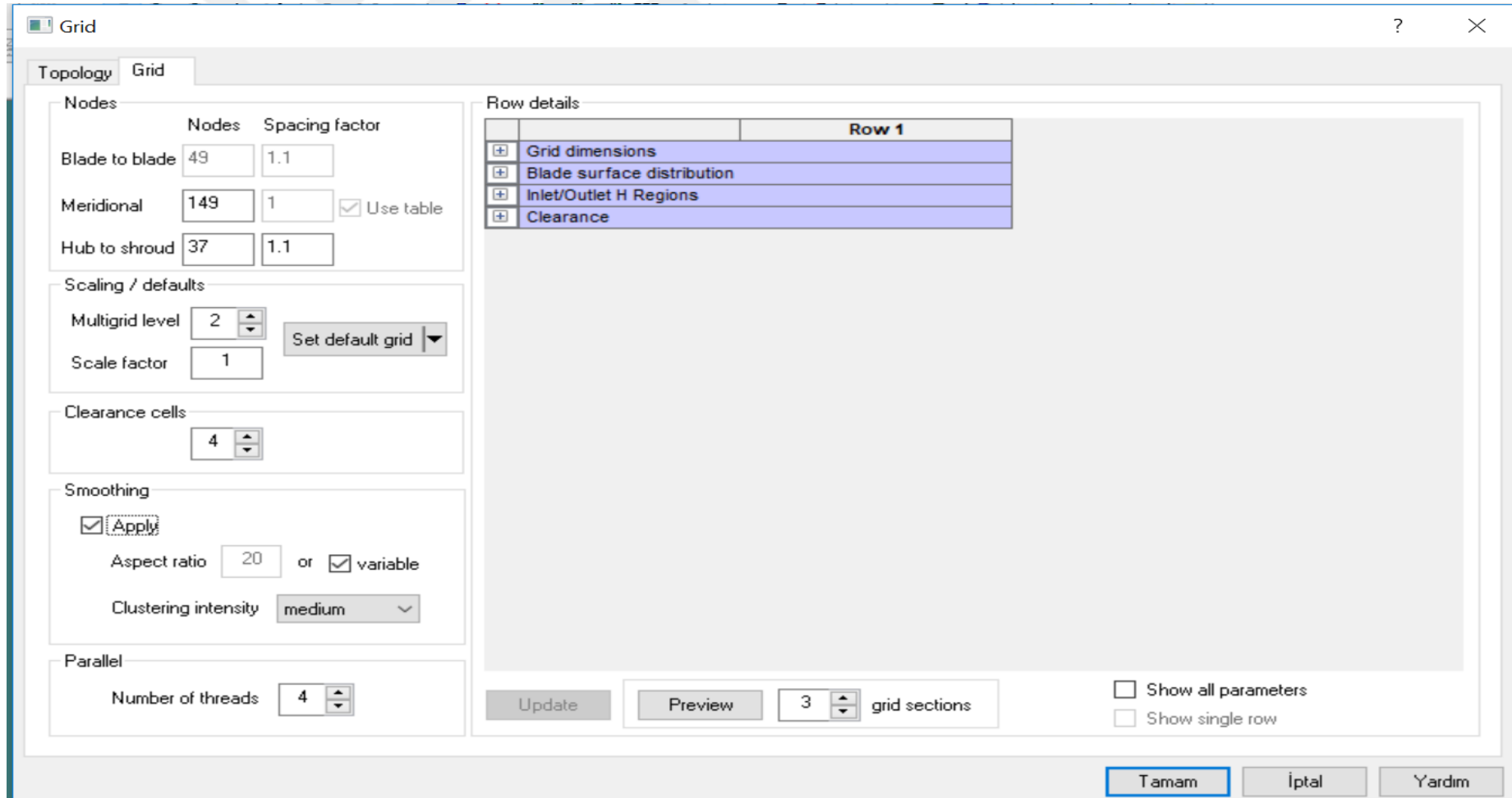
Şekil 4.37. AxCent programında türbin kısmı için oluşturulan ağ (grid) yapısı ayarları



Şekil 4.38. AxCent programında türbin kısmı için oluşturulan grid oluşturma



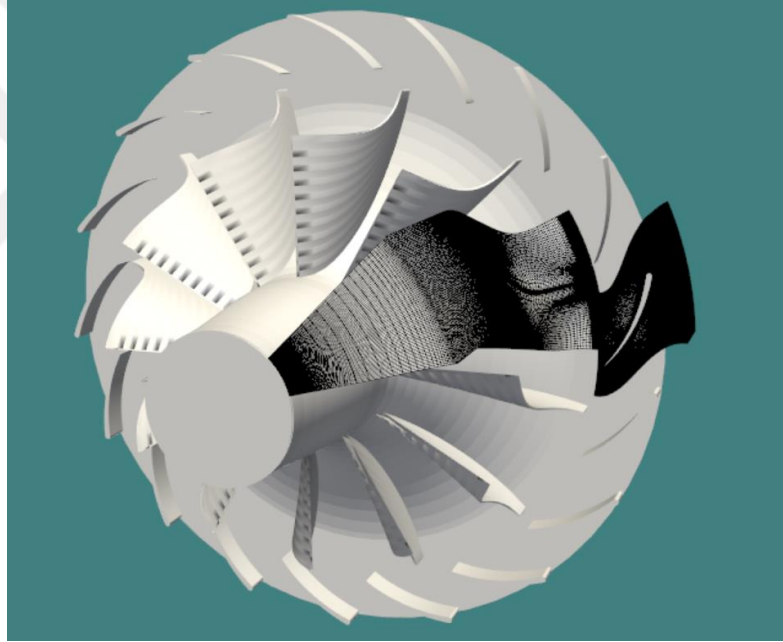
Şekil 4.39. AxCent programında kompresör kısmı için oluşturulan grid yapısı ayarları



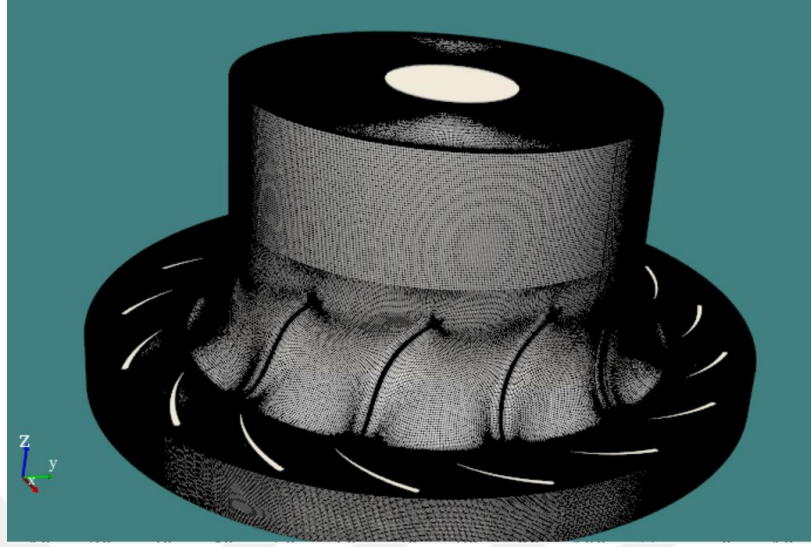
Şekil 4.40. AxCent programında kompresör kısmı için oluşturulan grid yapısı ayarları ayarları

4.3.3. Ağ Yapısı (Grid) Ayarları

Ağ yapısı (grid) ayarlarında akışkan geçişi üç bölgeden geçerek incelenir. Bu çalışmada kompresör kısmında 'blade to blade' yönünde 49, 'Meridional' yönünde 149 ve 'hub to shroud' yönünde 37 hücre ve türbin kısmında 'blade to blade' yönünde 45, 'Meridional' yönünde 178 ve 'hub to shroud' yönünde 33 hücre seçilmiştir. Ağ yapısı (grid) türü 'OH-type' seçilmiştir. OH ağ yapısı hem düz yüzeyler için hem de kanatçığın bütün yüzeyleri için en uygun ağ yapısı tipidir (Şekil 4.41 ve 4.42)



Şekil 4.41. Türbinin akışkan bölgesinde oluşturulan meshler



Şekil 4.42. Tüm türbin geometrisi kısmında akışkan bölgesi için oluşturulan meshler

4.3.4. Sınır şartları

NAVIER STOKES denklemleri akış bölgesinde oluşturulan hücrelerde sayısal yöntemlerin çözümlerini o noktalarda çözmek için kullanılır.

Boundary Conditions

Boundary Conditions Initialization Options

Inflow values

Source of inflow values: User-specified Interpolation method: Linear

	%Span	P0 (Pa)	T0 (K)	Swirl (°)	Pitch (°)
1	0	332961.78125	873	0	-64.999992370
2	100	332961.78125	873	0	-115.000007629
3					
4					
5					
6					
7					
8					
9					
10					
11					
12					
13					

Momentum: ☒ Specify inlet total pressure ☐ Specify inlet mass flow

Energy: ☒ Specify inlet temperature ☐ Specify inlet enthalpy

Angle: ☒ Use absolute swirl angle, Ct ☐ Use relative swirl angle, Wt

Mass flow

Source of mass-flow value: AxCent Mass flow: 0.29188182950 Kg/s

Exit values

☒ Specify exit pressure ☐ Specify mass flow

Source of pressure values: AxCent Exit pressure: Mid span fixed, radial equilibrium

Pressure type: Absolute Pressure

Exit pressure at tip: 285177.78125 Pa

Exit pressure at midspan: 285177.78125 Pa

Exit pressure at hub: 285177.78125 Pa

Şekil 4.43. AxCent programında kompresör kısmı için grid yapısı ayarları

Şekil 4.43'de sınır koşulları sıcaklık, kütleli debi ve basınç değerleri belirlenerek oluşturulur.

Boundary Conditions

Initialization Options

Inflow values

Source of inflow values: User-specified Interpolation method: Linear

	% Span	P0 (KPa)	T0 (K)	Swirl (°)	Pitch (°)
1	0	101.282054687	293.149993896	0	0
2	100	101.282054687	293.149993896	0	0
3					
4					
5					
6					
7					
8					
9					
10					
11					
12					
13					

Momentum: ☒ Specify inlet total pressure ☐ Specify inlet mass flow

Energy: ☒ Specify inlet temperature ☐ Specify inlet enthalpy

Angle: ☒ Use absolute swirl angle, Ct ☐ Use relative swirl angle, Wt

Mass flow: Source of mass-flow value: AxCent Mass flow: 0.0499455407 Kg/s

Exit values: ☒ Specify exit pressure ☐ Specify mass flow

Source of pressure values: AxCent Exit pressure: Mid span fixed, radial equilibrium

Pressure type: Absolute Pressure

Exit pressure at tip: 126.3823359375 KPa

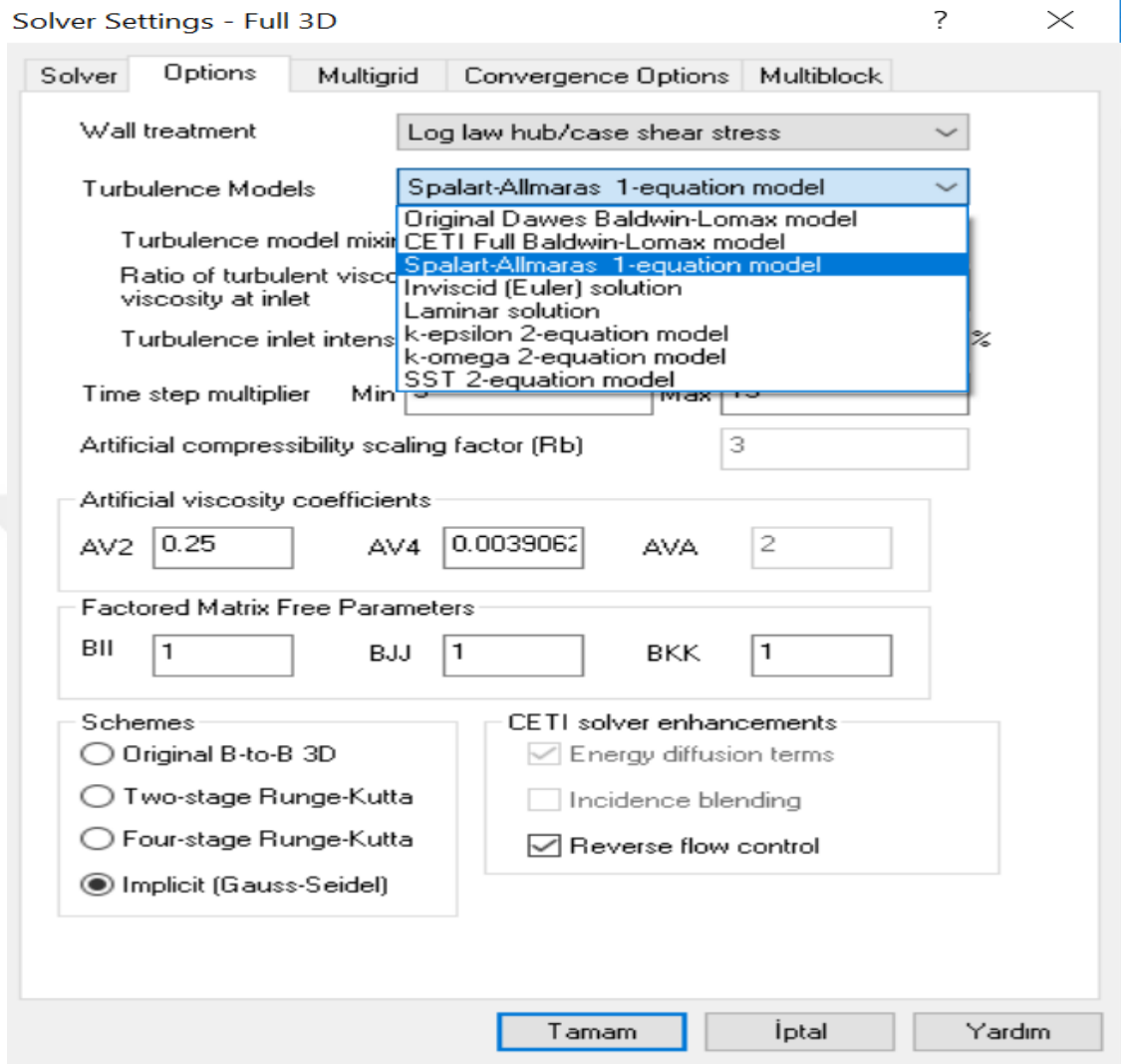
Exit pressure at midspan: 126.3823359375 KPa

Exit pressure at hub: 126.3823359375 KPa

Şekil 4.44. Turboşarj kompresör kısmında başlangıç ve sınır koşulları ayarları

4.3.5. Çözücü ayarları

Bilgisayar ortamında belirli akış analizleri çözücü ayarları girilerek elde edilir. Belirlenen akım türü üzerinde çalışılabilir. Yapılan çalışmada 'Spallart almaras' tipi seçilmiştir (Şekil 4.45).

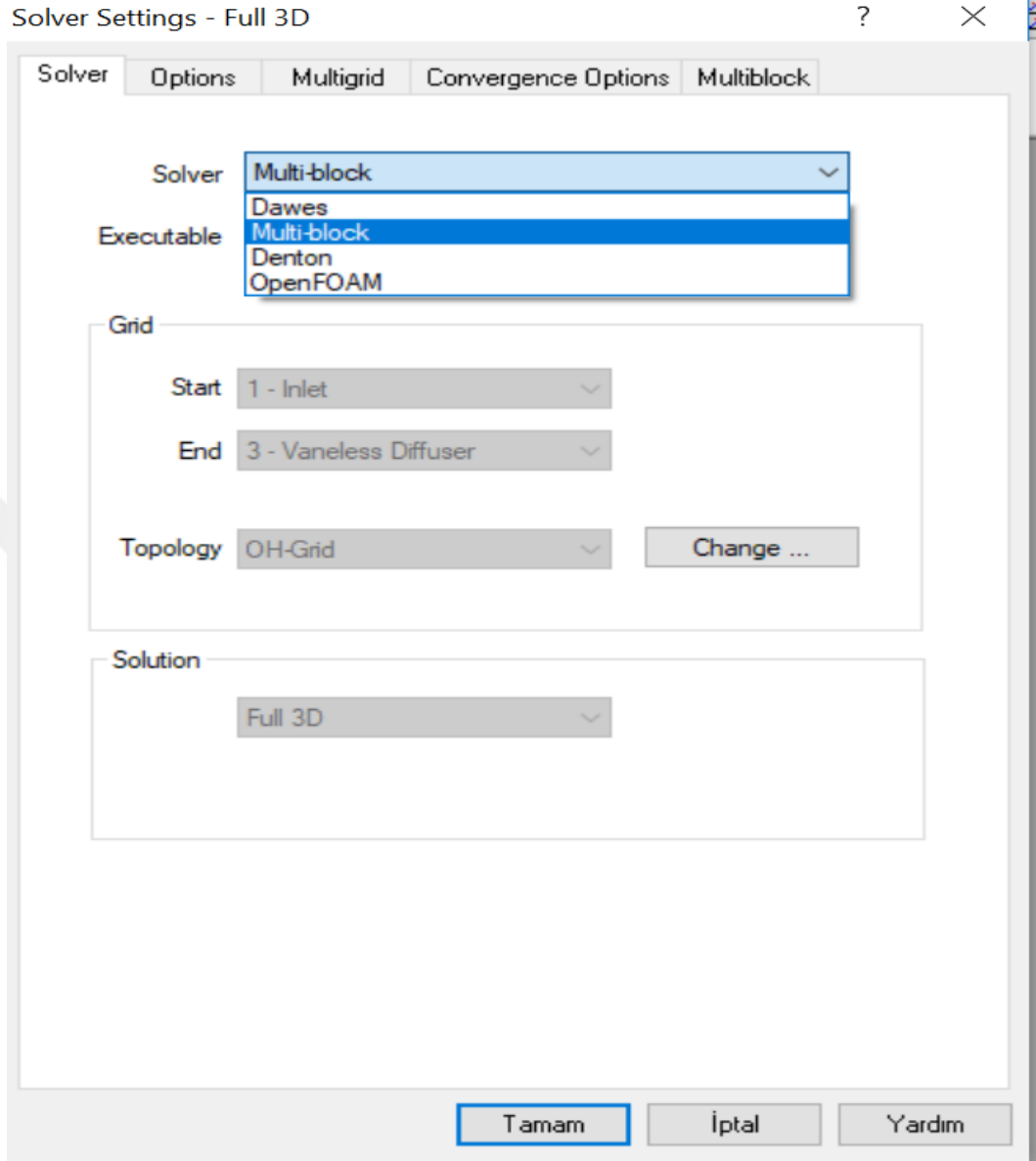


Şekil 4.45. AxCent programında türbülans modelleri ayarları

4.3.6. CFD

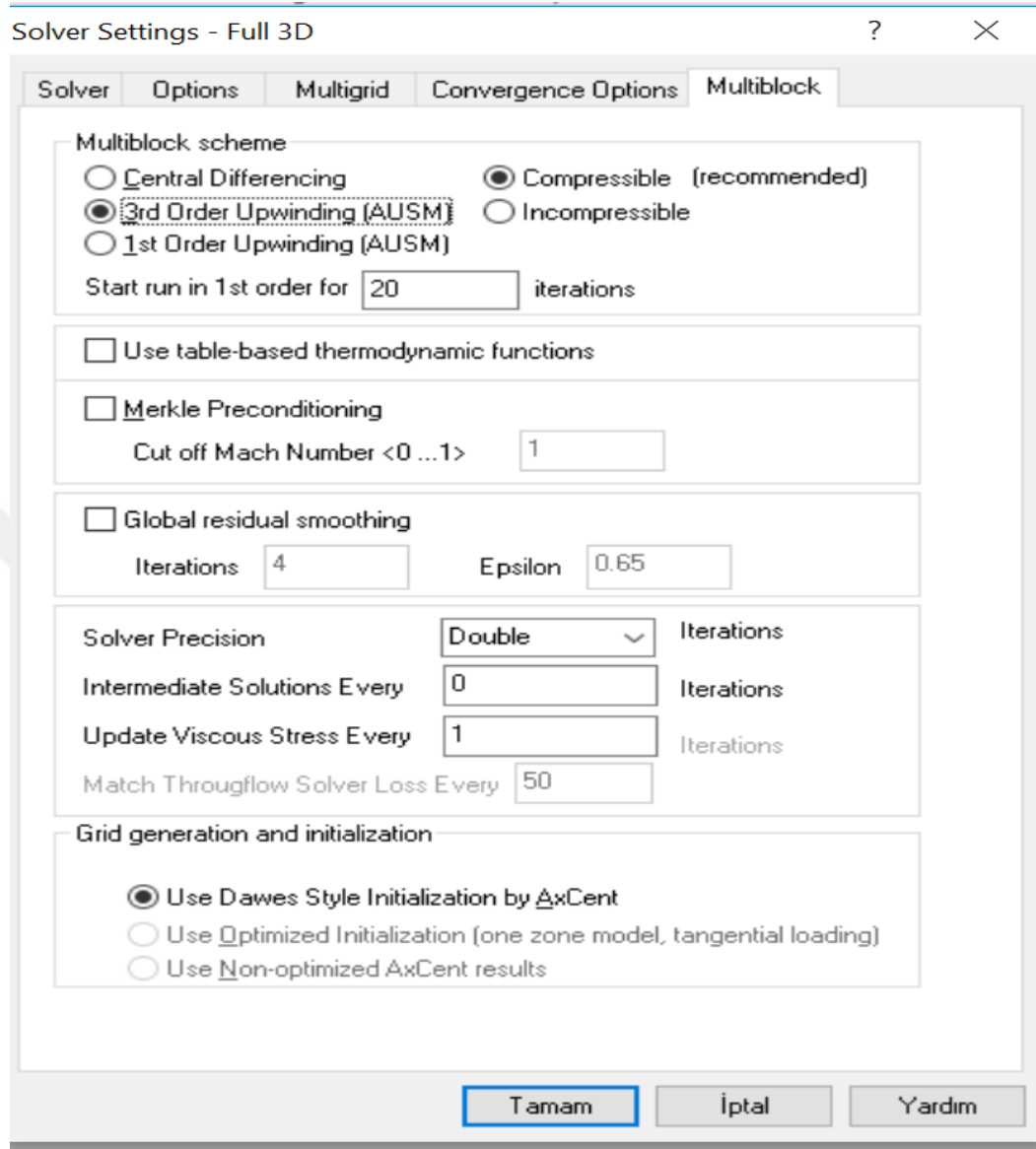
Axcent programına bağlanılarak akış değerlendirmesi gerçekleştirilebilmektedir. Farklı çözücüler kullanılarak çalışmalar yapılabilir. Şekil 4.46'ya dayanarak bu çözücüler gösterilmiştir:

- 1- 'Dawes' çözücüsü
- 2- 'Multi-block' çözücüsü
- 3- 'Denton' çözücüsü

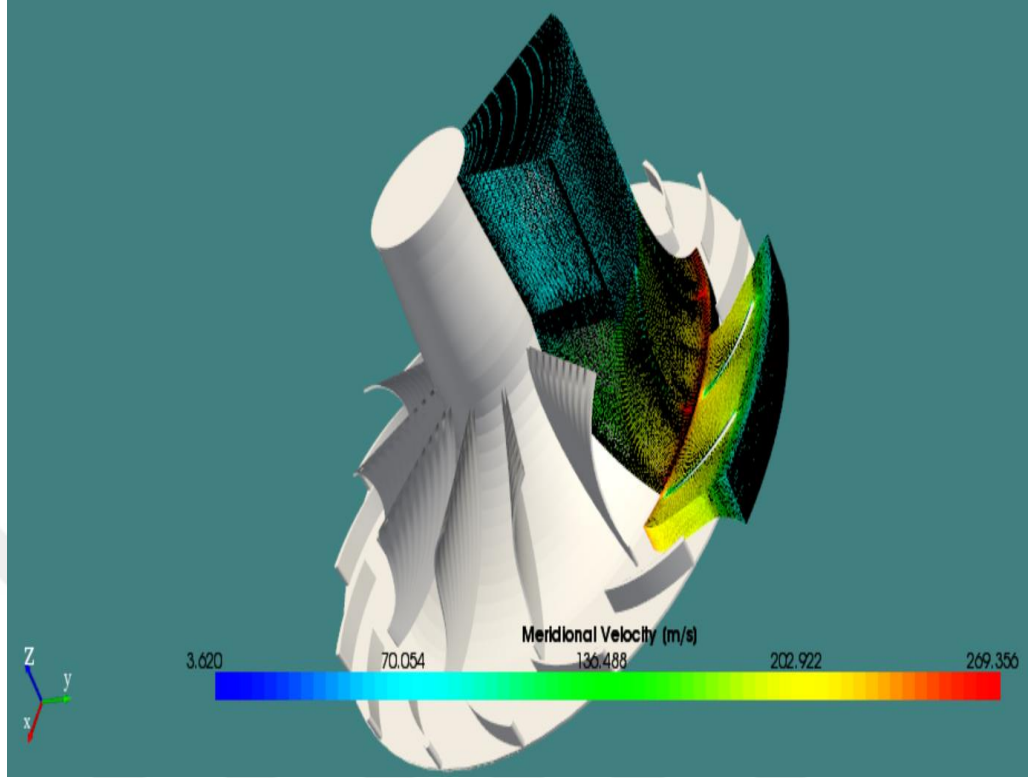


Şekil 4.46. PUSHBUTTON CFD çözücülerine ait ayarlar

CFD analizlerinde tercih edilen ve genelde kullanılan çözücü tipi 'Multi-Block' seçeneğidir. Bu çözücü sıkıştırılmış ve sıkıştırılmamış akışlarda NAVIER STOKS denklemlerini çözerek farklı grid seçmelerine de sahiptir. Burada ayrıca 'Central scheme' ile Reynolds-averaged NAVIER STOKS denklemleri kullanılarak çözümler gerçekleştirilebilir. Şekil 4.47'de bu kapsamda girilen parameterler gösterilmiştir.

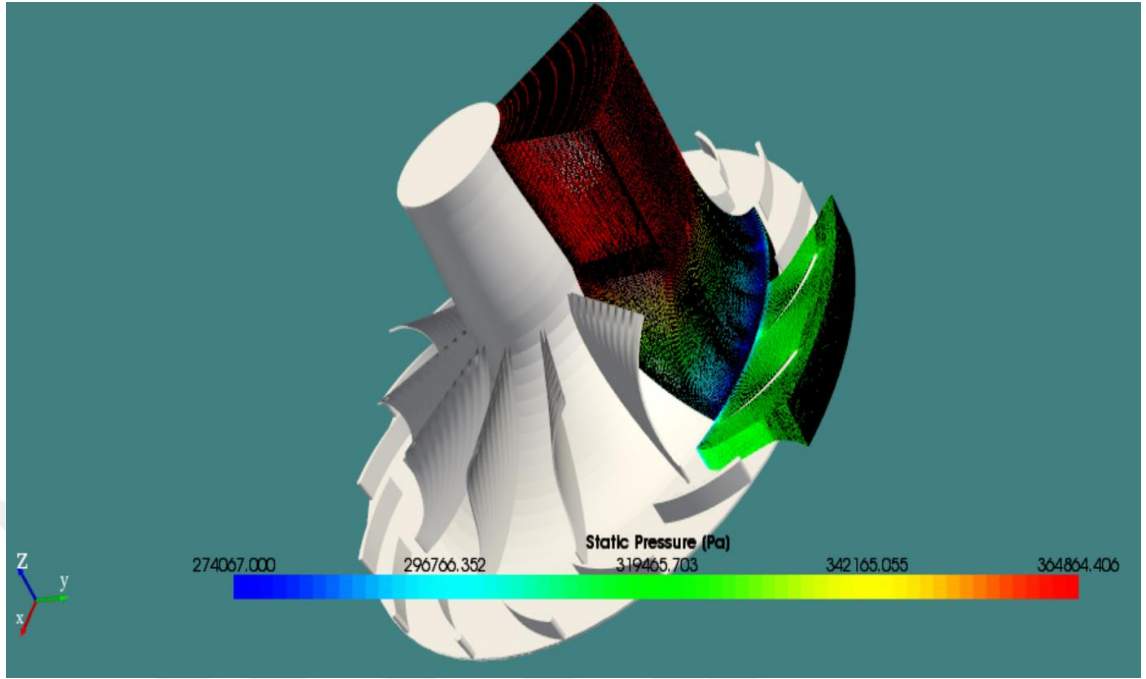


Şekil 4.47. PUSHBUTTON CFD ayarları



Şekil 4.48. Türbin de meydana gelen akışta meridyen hızı analizi

Egzozdan gelen gaz akışkan türbinden bir genişlemeye maruz kalmaktadır. Kanat geometrisine bağlı olarak meridyensel ve teğetsel hız bileşenleri ile ilişkili akış analizlerini gerçekleştirebiliriz. Şekil 4.48 belirli bir meridyensel hız ile (200 m/s) giriş yapmakta ve hız kaybederek 70 m/s konumuna düşerek çıkış yapmaktadır.



Şekil 4.49. Türbin de meydana gelen akışta statik basınç değişim analizi

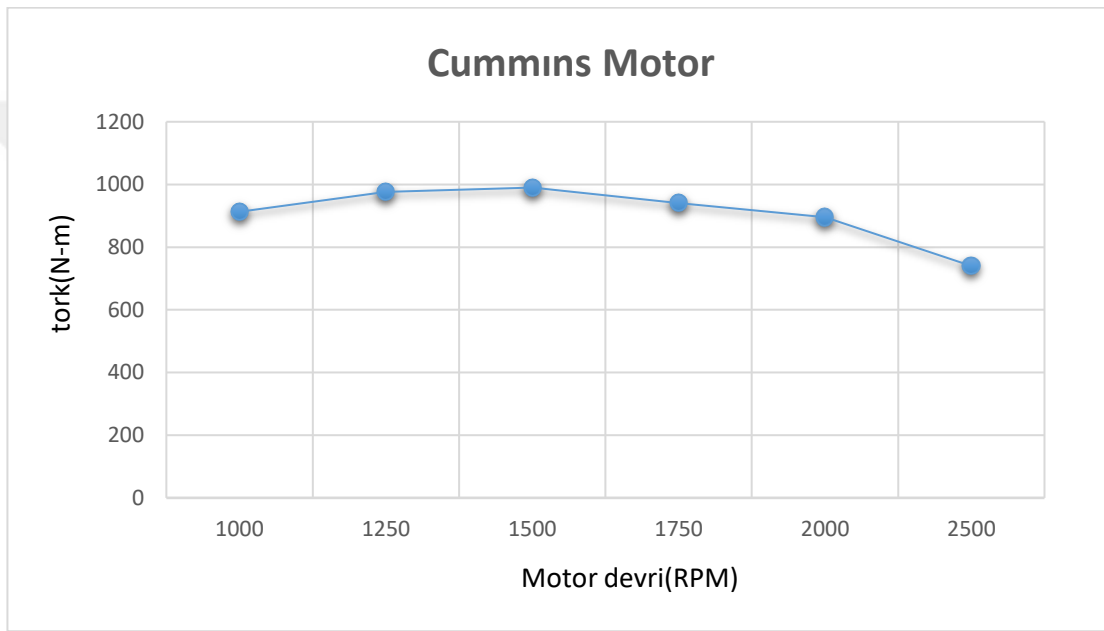
Yapılan akış analizinde egzoz gazında bulunan aşırı basınç ve sıcaklıkta bulunan gaz enerjisi türbin kanatlarına aktarılacak bir enerji geçişi sağlanır. Bununla birlikte türbin çarkının dış tarafında bulunan nozullarda genişleyerek türbinden çıkmaktadır. Burada türbinden bir enerji çıkışı söz konusu olur.

4.4. Turboşarj Analizleri Değerlendirmesi

Bu çalışmada hacmi 6.7lt olan Cummins marka motor için turboşarj tasarım, için belirli kabuller ile analizleri yapılmıştır. Ayrıca tahliye kapağı (waste gate) basınç oranı değiştirilerek $Pr=1,5$, $2,0$ ve $2,8$ için motor devir aralığı 1000-2500 d/dak aralığında CONCEPT Nrec paket programı kullanılarak verim, basınç kaybı, güç ve sıcaklık değerleri bulunmuştur.

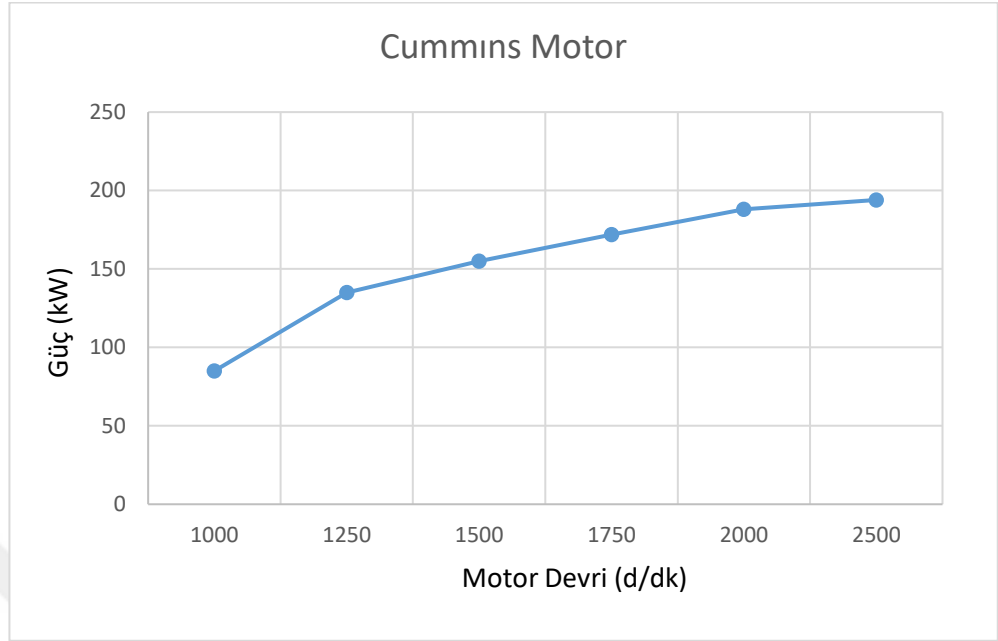
4.4.1. Turboşarj Performansı Değerleri Grafikleri

Turboşarj motor uygunluk analizi gerçekleştirilirken bazı parametrelerin önceden hazır girilmesine ihtiyaç vardır. Örneğin dizel bir motor için süpürme (swept) hacmi, verimi yada volumetrik veriminin girilmesi gerekir. Aynı zamanda motor sürtünme kaybı yaklaşık %20 alınarak yanma verimide %35-45 civarında dikkate alınır programa girilir.

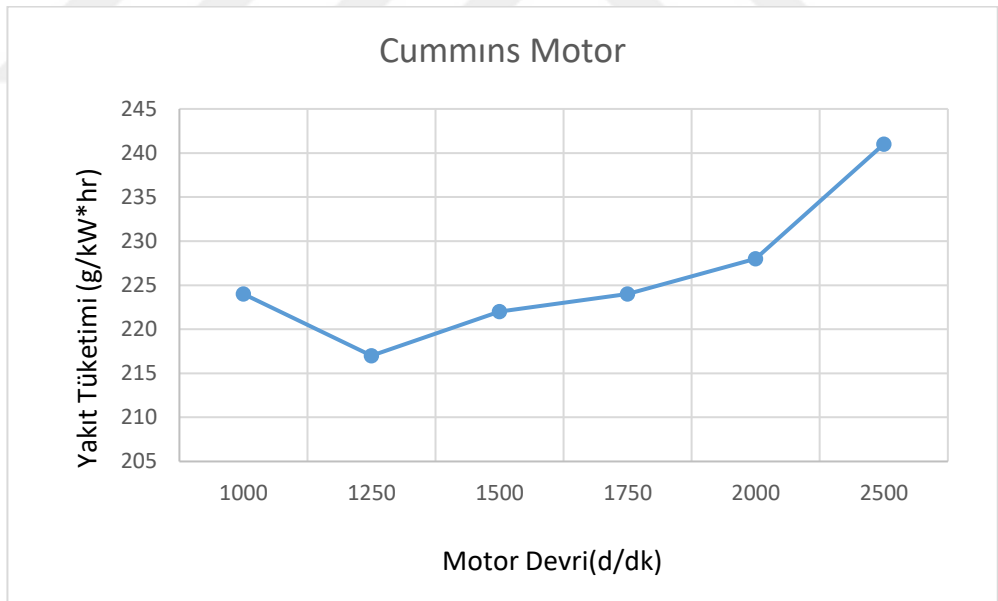


Şekil 4.50. Motor tork değeri –motor devri ilişkisi

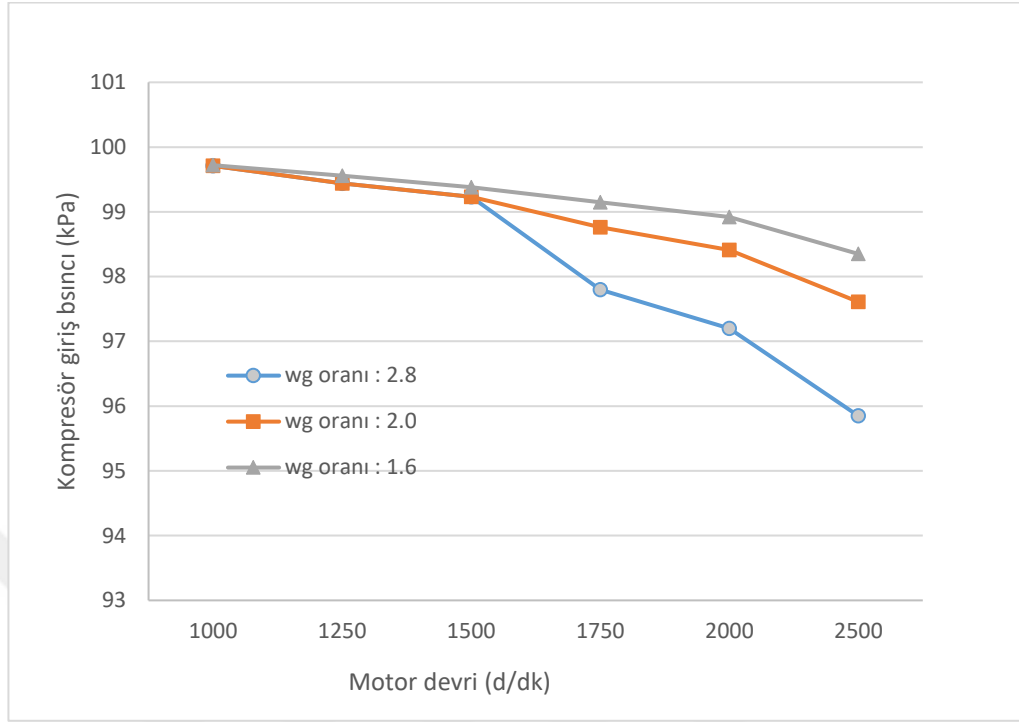
Turbomatch programında analizi yapılacak motor için katalog değerlerinde motor devrine göre motorun tork değeri değişimi Şekil 4.50'de gösterilmiştir. En uygun yada en yüksek tork değeri motor devri 1500 d/dk da elde edilmiştir.



Şekil 4.51. Motor güç değeri –motor devri ilişkisi

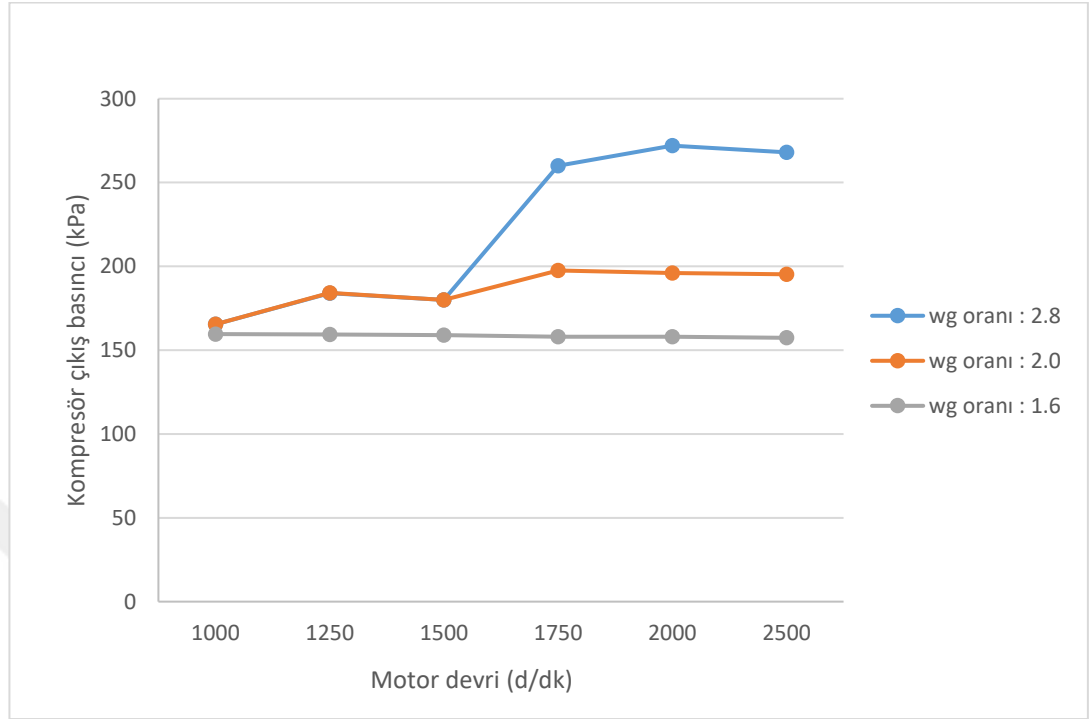


Şekil 4.52. Motor devrine bağlı olarak özgül yakıt tüketimi grafikleri



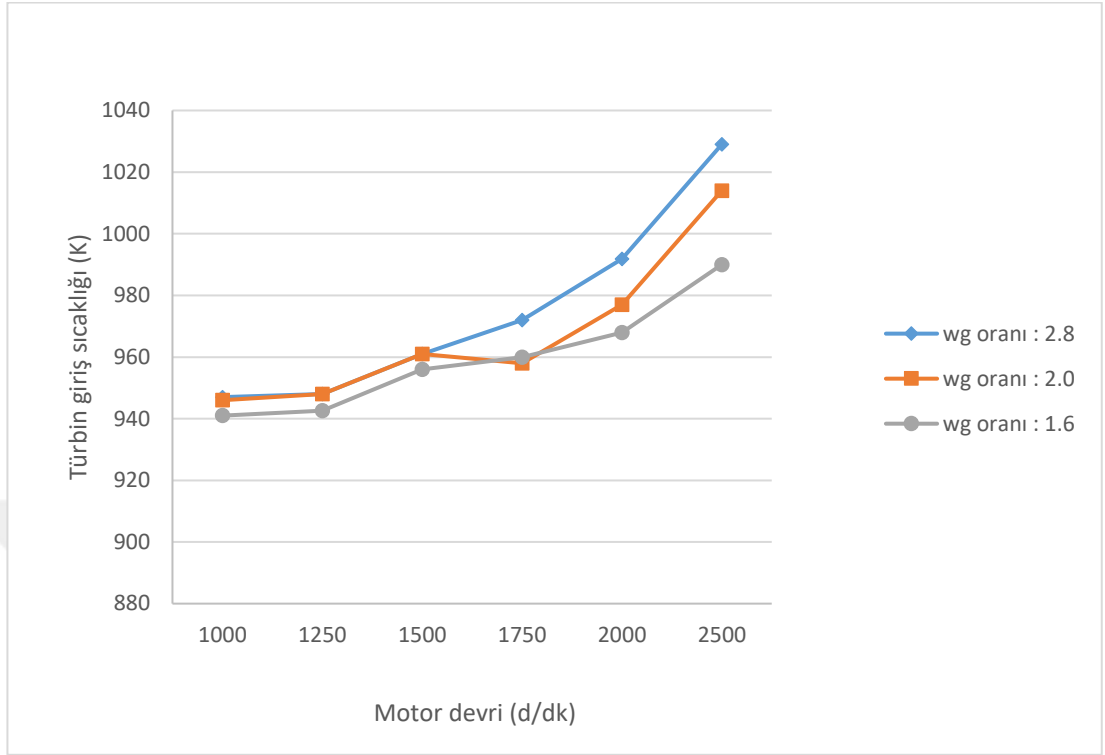
Şekil 4.53. Farklı waste gate oranlarında kompresör giriş basıncının motor devrine göre değişimi

Bir filtreden emilen hava kompresörde sıkıştırılarak motora gönderilir. Bu çalışmada farklı waste gate oranları için kompresör giriş basınç değerleri Şekil 4.53’de gösterilmiştir. Şekil 4.53’de çevre hava sıcaklığı $T=25^{\circ}\text{C}$ ve basıncı $P=100\text{ kPa}$ olan havanın farklı motor devri aralıklarında (1000,1250,1500,1750,2000 ve 2500), farklı wastegate basınç oranlarında değişimleri gösterilmiştir. Burada waste gate basınç oranı $Pr=2,8$ ve motorun maximum devir sayısı için giriş basıncı değerinde düşüş en fazla olmuştur. Çünkü motor devri artınca giren hava hızına bağlı olarak basınç değerinde düşme görülmektedir.



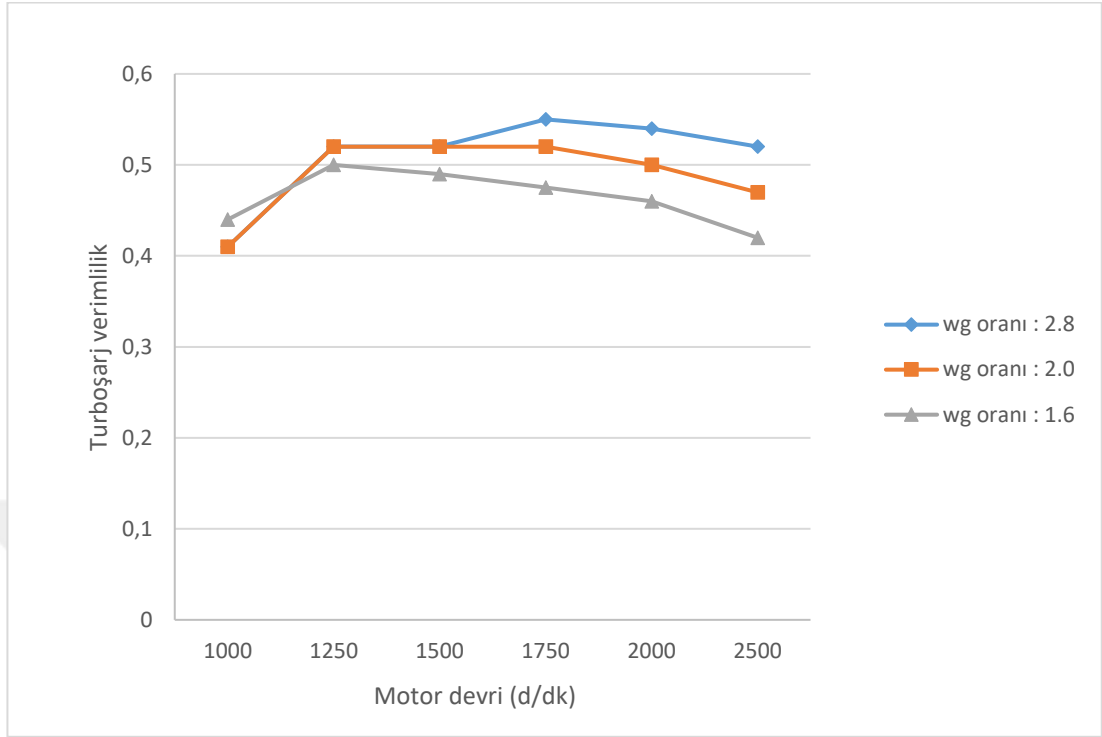
Şekil 4.54. Farklı waste gate oranlarında kompresör çıkış basıncının motor devrine göre değişimi

Şekil 4.54’de görüldüğü üzere farklı waste gate basınç oranlarına göre kompresörde çıkış basınç değerleri bulunmuştur. Burada 1500 d/dk devrine kadar wastegate basınç oranı ayarlamasına pek ihtiyaç duyulmadığı görülmektedir. Bu noktadan sonra waste gate basınç oranı $Pr=2,8$ için diğer noktalara göre daha yüksek basınç değerlerine ulaşmaktadır.



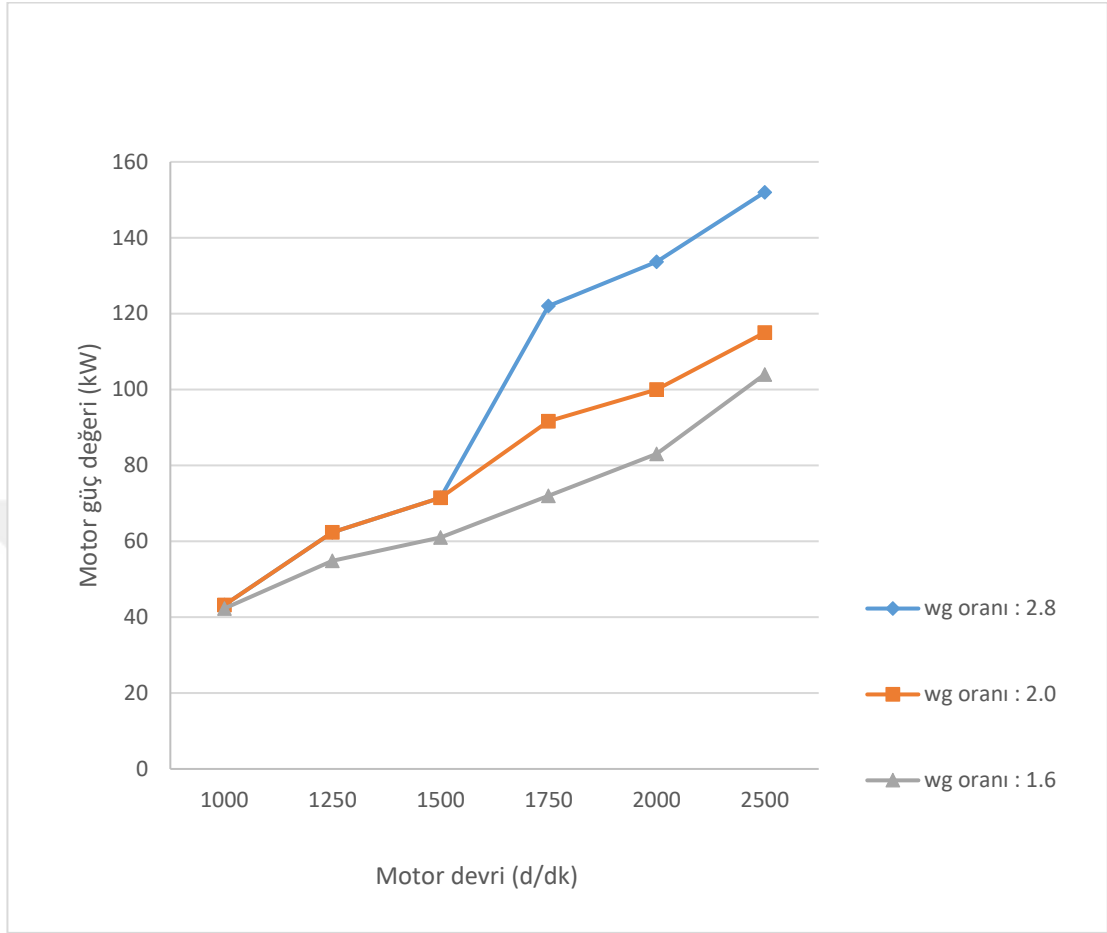
Şekil 4.55. Farklı waste gate oranlarında türbin giriş sıcaklığının motor devrine göre değişimi

Motorda oluşan egzoz gazı, egzoz valfinden dışarı atılacak gaz sıcaklığı türbine giren gazın sıcaklığı olarak kabul edilmektedir. Şekil 4.55’de türbinde oluşan sıcaklık değerleri gösterilmiştir. Özellikle 2000 d/dk sonrasında motorda oluşan basınç etkisi ile türbin giriş sıcaklığı 1000 K nin üzerinde görülmüştür. Bu sıcaklık değerinin yüksek olması türbinde oluşan güç ve verimlilik değerlerinin de artmasına neden olmuştur.



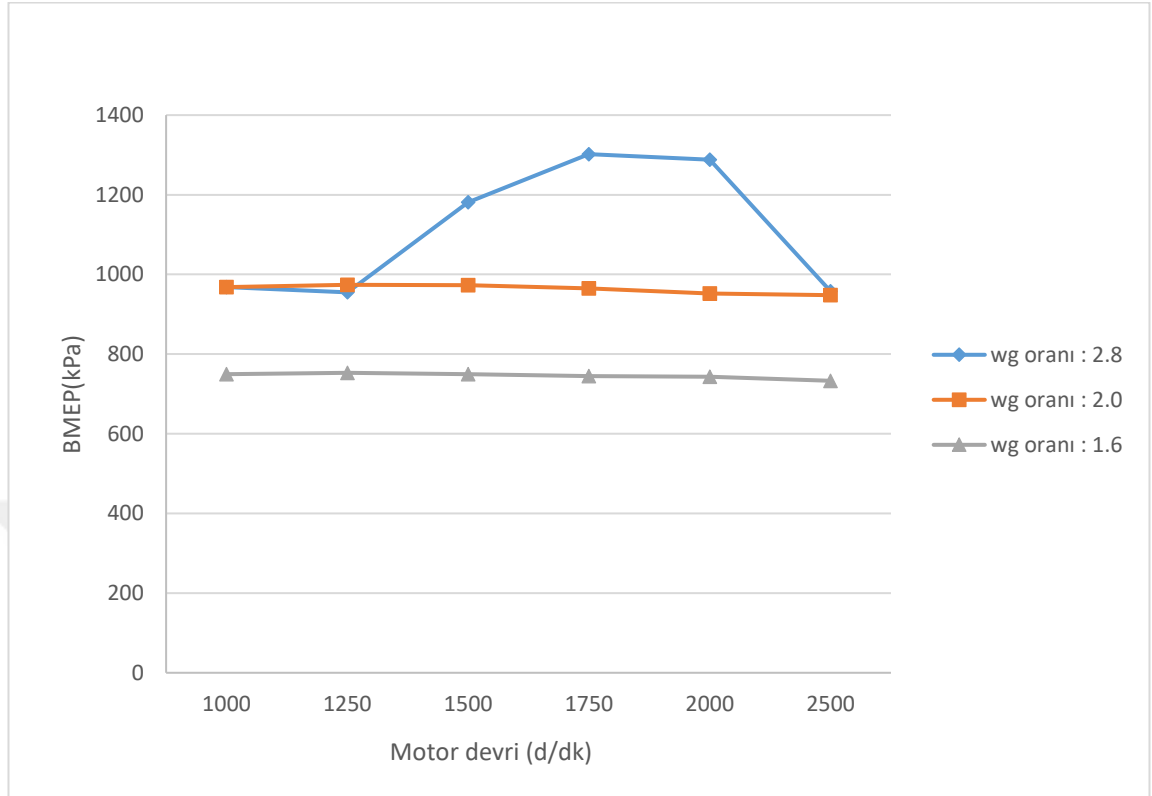
Şekil 4.56. Farklı waste gate oranlarında turboşarj veriminin motor devrine göre değişimi

Turboşarj verimliliğinin çalışma koşullarında maksimum olabilmesi için en uygun waste gate basınç oranı belirlenerek çalışma eğrisinin turboşarjın maksimum veriminin olduğu eğrilerinin içindeki bölgede olması arzulanır. Turboşarj verim değeri genel anlamda %50'nin üzerinde olması iyi bir sonuç olarak kabul edilir. Bu değerinin altındaki noktalarda çalışma pek verimli sayılmaz. Çünkü egzoz gazı enerjisinden maksimum şekilde yararlanılması istenir. Şekil 4.56'da görüldüğü üzere waste gate oranının $Pr=1,6$ değerinin olduğu çalışma koşullarında farklı motor devirlerinde turboşarj verimi %50 nin altında idealin altında bir durum söz konusu olmuştur. Yaptığımız analizlerde en iyi uygun değere waste gate basınç oranı $Pr=2,8$ için turboşarj verimi yaklaşık %52 oranında elde edilmiştir. Buda verimin %50 istenilen değerinin üzerine çıkılarak iyi bir sonuç elde edilmiştir.



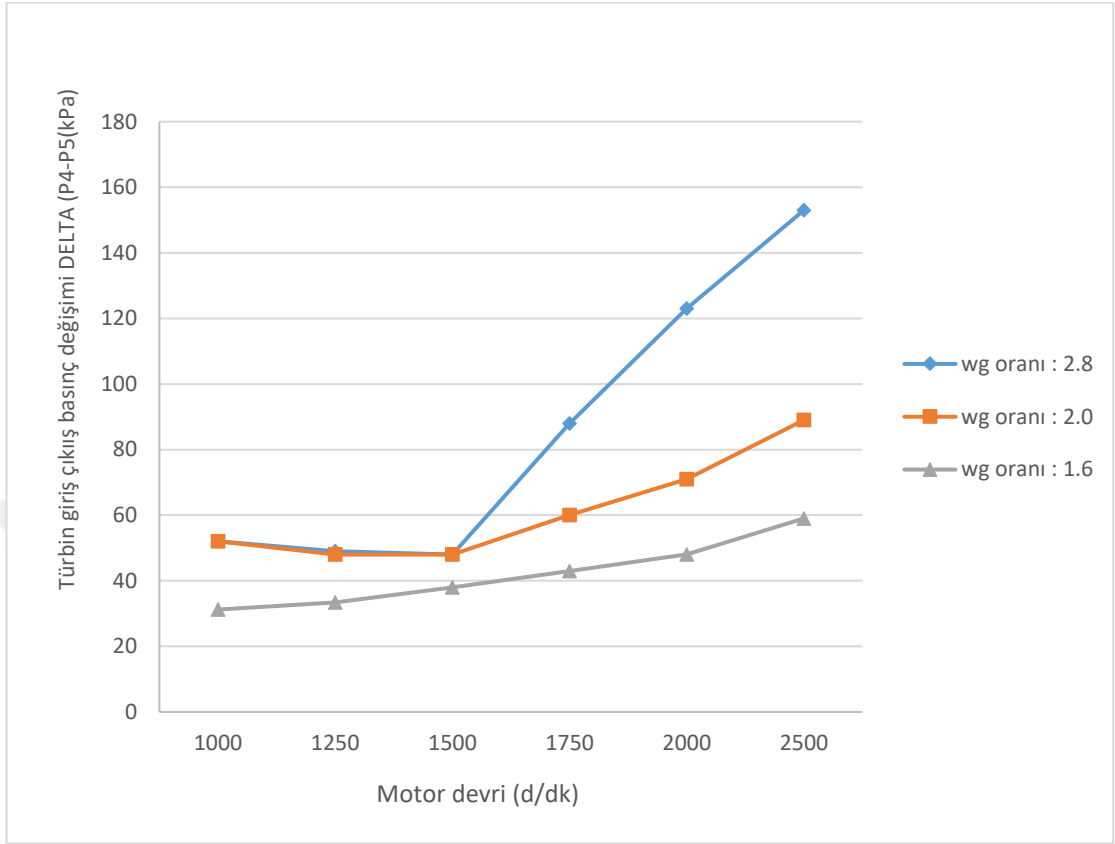
Şekil 4.57. Farklı waste gate oranlarında motor güç değerlerinin motor devrine göre değişimleri

Şekil 4.57’den görüldüğü üzere motor devrinin 1000-1500 d/dk aralığında farklı waste gate basınç (Pr) oranları için motor güç değerleri neredeyse birbirine yakın bulunurken motor devrinin 1500-2500 d/dk aralığında olması durumunda motor güçleri arasında daha belirgin farklı olmuştur. Waste gate basınç oranı $Pr=2,8$ için diğer basınç oranlarında bulunan motor gücü sonuçlarının karşılaştırılmasında motor devir sayısı 2000 ve 2500 d/dk aralıklarında waste gate $Pr=2,0$ için motor gücü yaklaşık %29, $Pr=1,6$ için ise %32 elde edilmiştir. Şekil 4.57’de görüldüğü üzere farklı waste gate basınç oranlarında bulunan turboşarj güç eğrisi artan motor devrine göre bir miktar artış göstermekte ve en yüksek değerine motor devri 2 500 d/dk noktasında ulaştığı görülmektedir.



Şekil 4.58. Farklı waste gate basınç oranlarında ortalama efektif basıncın motor devrine göre değişimi

Düşük devirlerde motor içerisinde bulunan ortalama gaz basıncı (bmep) genellikle düşük devirlerde, düşük özgül hacimde ve yüksek güç kombinasyonlarında olmaktadır. Şekil 4.58’de görüldüğü üzere ortalama efektif basınç tüm motor devirlerinde sabit olurken $Pr=2,8$ için motor devir aralığı 1500-2000 d/dk arasında diğerlerine kıyasla daha fazla olmuştur. Bu durum 0,75 ile 1,3 bar arasında bu çalışmamızda test edilmiştir.



Şekil 4.59. Farklı waste gate oranlarında türbin giriş ve çıkış sıcaklığının motor devirlerine göre değişimi

Motor devrinin artması ile silindir içerisinde oluşan basınç ve sıcaklık değerleri de artmaktadır. Şekil 4.59’da türbine gelen egzoz gazı türbinde genişleyerek belirli bir basınç değerinde çıkmaktadır. Burada görüldüğü üzere motor devrinin 1500 d/dk olmasından sonra oluşan türbin giriş ve çıkış basınç farkları daha büyük Pr oranı için motor devrinin artmasıyla daha belirgin şekilde artmıştır. Analizler sonucunda farklı waste gate oranlarında $Pr = 1.6, 2.0$ ve 2.8 için türbinde oluşan basınç farkı, motor devri 1500 d/dk devrinden sonra daha büyük eğimle yaklaşık lineer artmıştır.

a) Kompresör performans haritaları

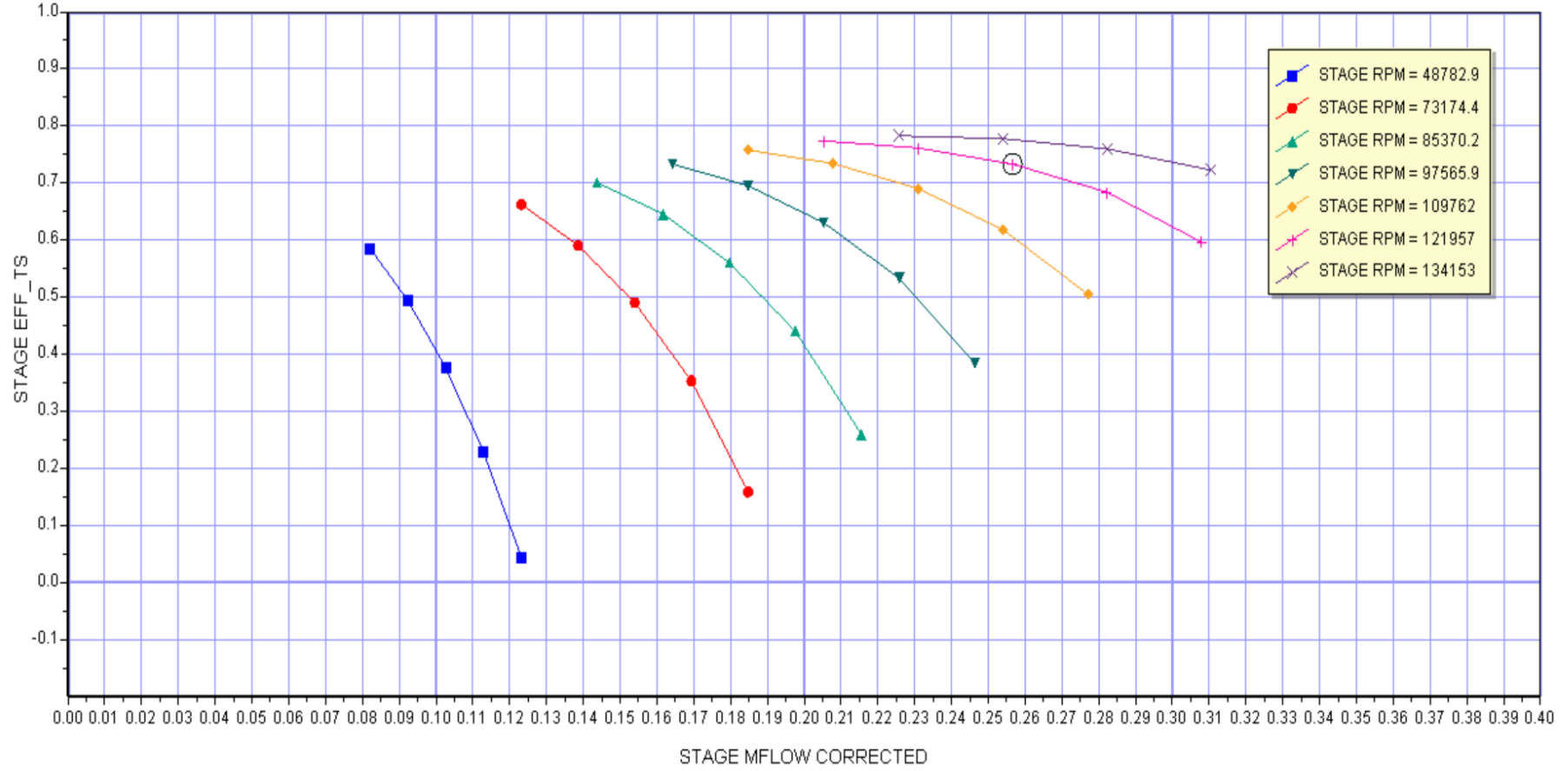
Turboşarj analizlerinde daha iyi bir değerlendirmenin yapılabilmesi için Compal ve Rital programı üzerinden elde ettiğimiz grafiklerin yorumlanması ve değerlendirilmesine ihtiyaç vardır. Bazı değerlerin yaklaşık verilmiş standart değerlerin üzerinde olması

gerekmektedir (Japikse and Baines 1994). Bu çalışma sonucunda turboşarj seçiminde belirtilen bazı parametrelerin kabul edilen standartlar üzerinde olduğu görülmüştür.

Kompresör analizinde literatürde bahsedilen verim aralığı değerleri uygun turboşarj seçimi için önemlidir. Analizler sonucunda kompresör verimi Şekil 4.60'da görüldüğü üzere yaklaşık olarak %72-74 civarında uygun bir değerde elde edilmiştir. Buda literatürde ifade edilen yaklaşık %70 değerinin biraz üzerinde olmuştur.

Şekil 4.61'de devir sayılarının artışına göre kompresöre giren hava miktarının düzeltilmiş debi sayı olarak değişim durumu gösterilmektedir. İterasyon ile programın sistem için kullanımını öngördüğü değer yuvarlak kutu içinde gösterilmiştir.

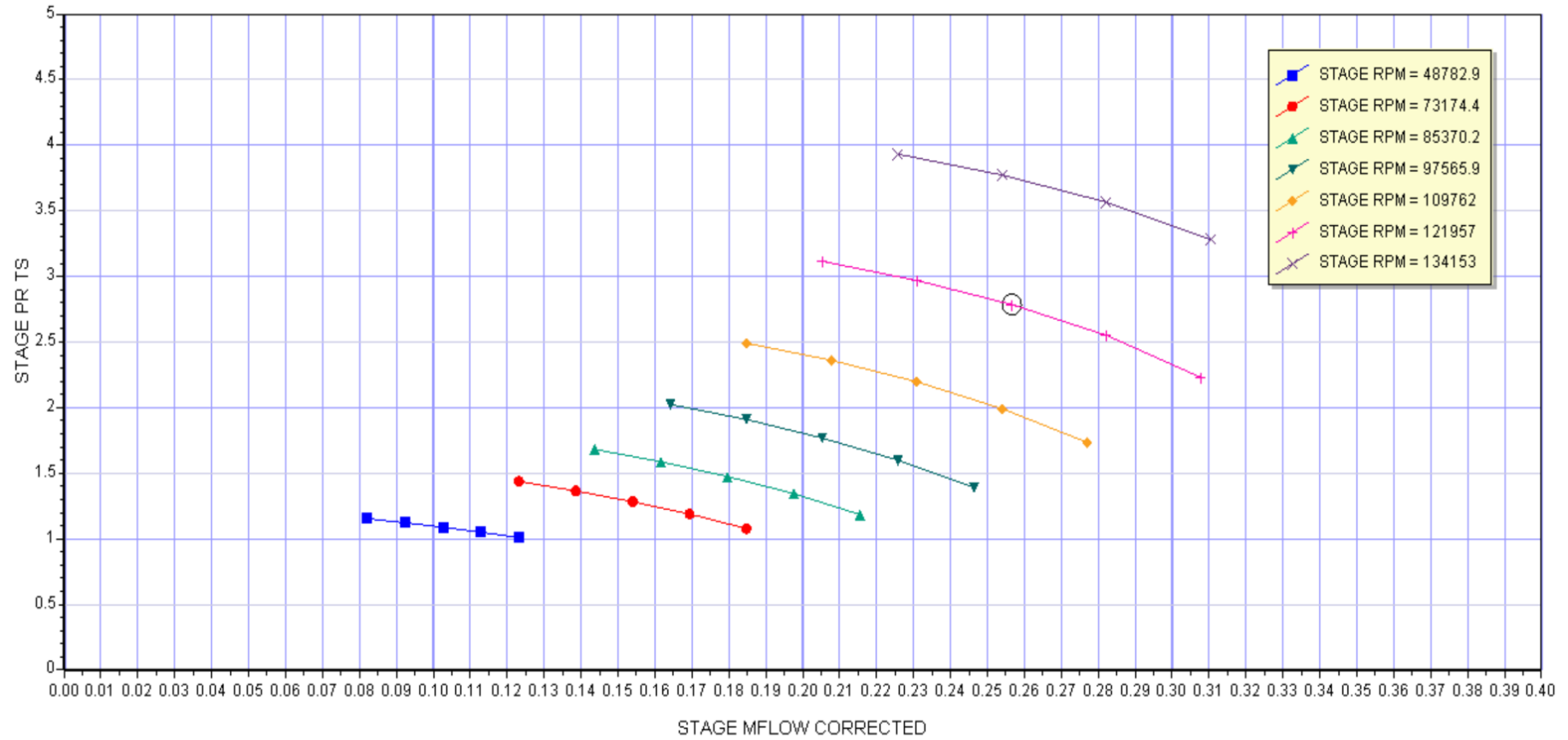
Output run ID



Şekil 4.60. Farklı turboşarj devir sayılarında kompresör verimliliği ile düzeltilmiş kütleli debi ilişkisi

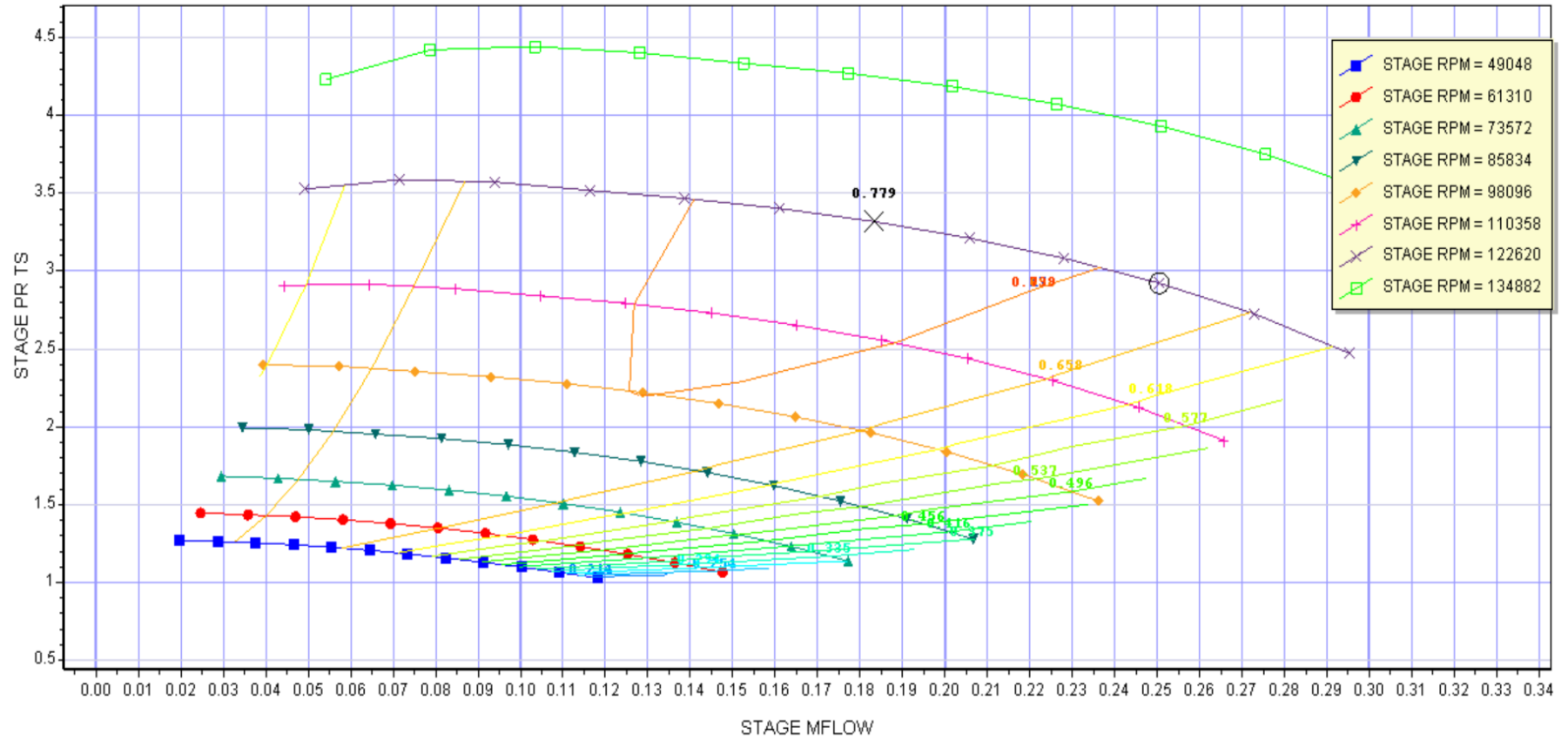


Output run ID



Şekil 4.61. Farklı turboşarj devir sayılarında kompresör basınç oranının düzeltilmiş kütleli debi değişimi

Output run ID



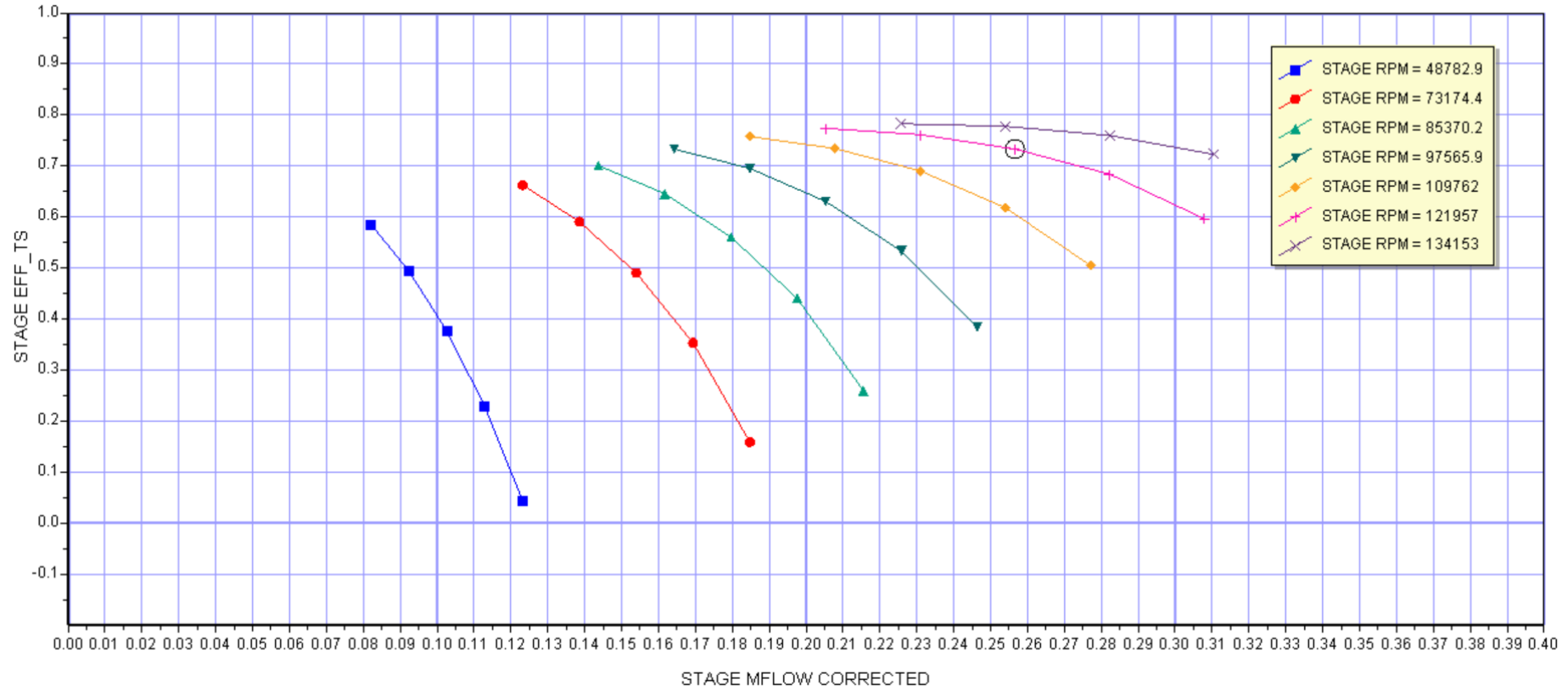
Şekil 4.62. Kompresör performans haritası basınç oranının kütleli debi ile değişimi

Kompresör performans haritası düzenlenirken turboşarjın ideal devir sayısına ulaşacağı değere kadar farklı basınç oranlarına göre kompresör kısmı kendi içinde çalışmaktadır. Şekil 4.62’de görüldüğü üzere farklı devir sayılarında farklı verim aralıkları görülmektedir. Bu kapsamda uygun kompresör tasarımının gerçekleştirilmesi için haritada uygun nokta tespit edilmelidir. Bu kapsamda yapılan analizler sonucunda kompresör haritası üzerinde kompresör verim değerinin minimum %70 olması istenirken analizler sonucunda %72 değeri elde edilmiştir.

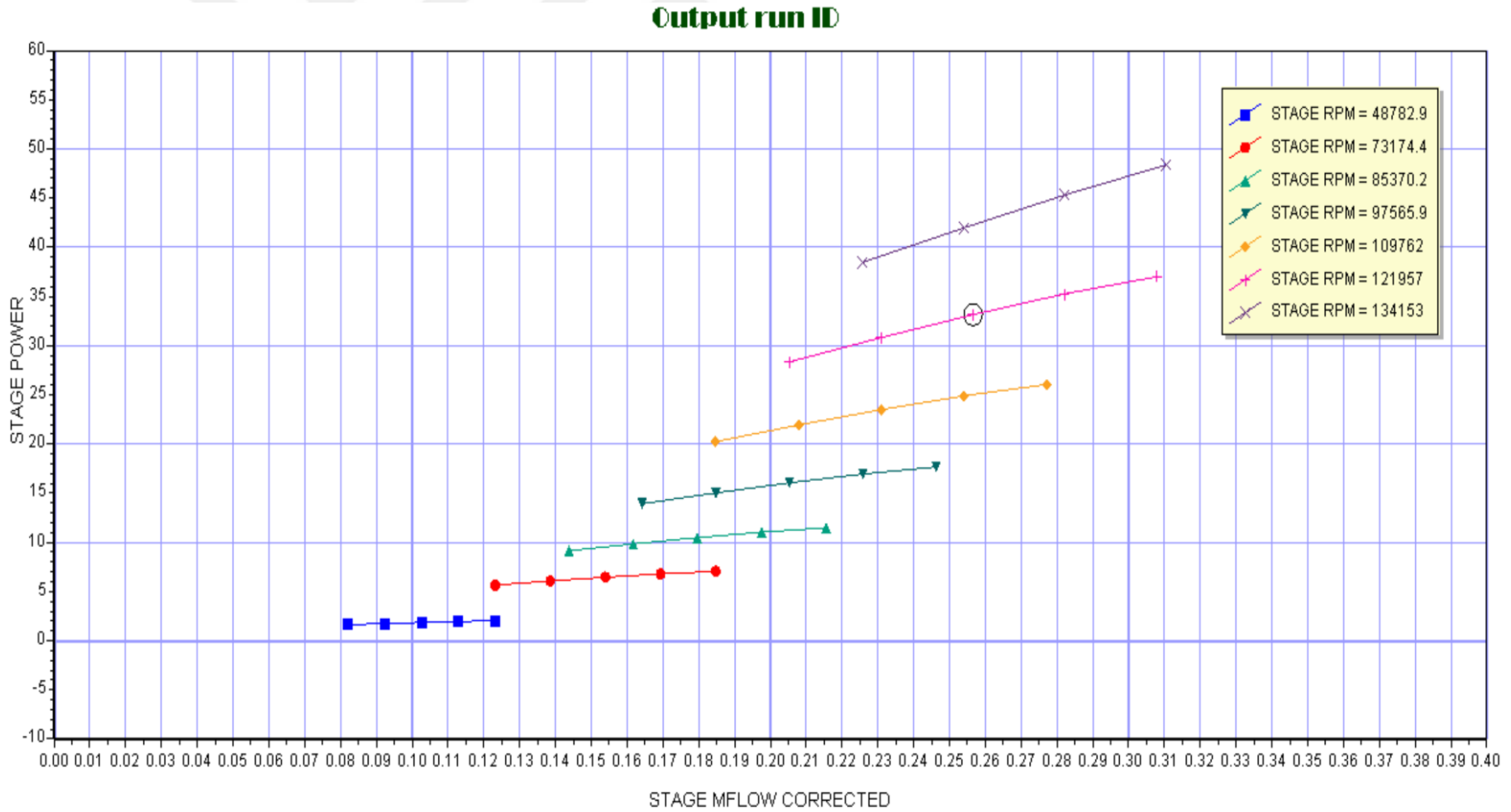
Yaptığımız analizler sonucunda düzeltilmiş debi ve verimlik arasındaki ilişki Şekil 4.63’de kompresör mil rölanti devri 1211957 d/dk oluşacak şekilde gösterilmiştir. Burada %65-70 lik verim haritasının altında kalan bölmeler surge bölgesi olarak kabul edilmektedir. Bu durumda düşük akış debilerinde ters yönde basınç meydana gelmesi söz konusudur



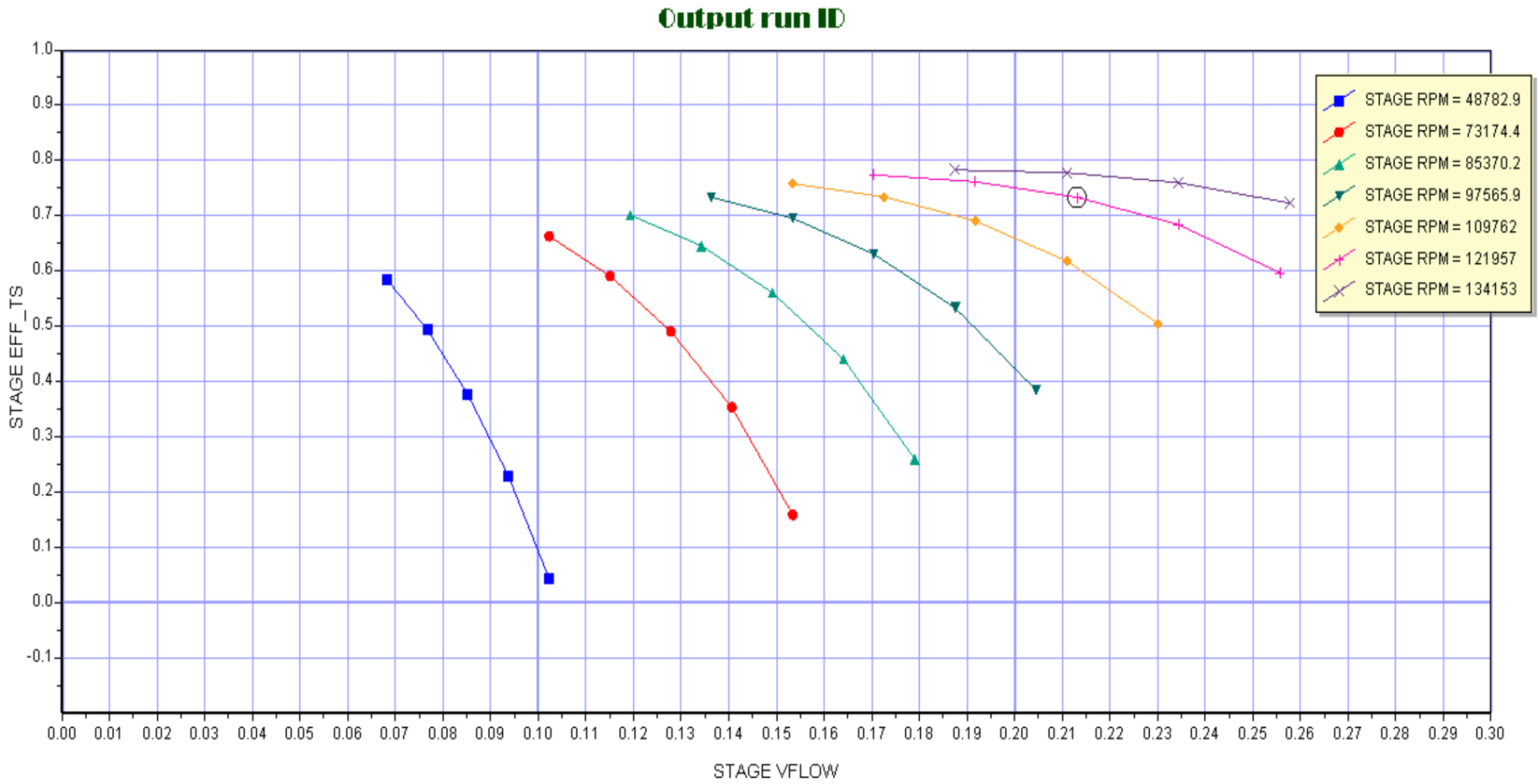
Output run ID



Şekil 4.63. Farklı turboşarj devir sayılarında kompresör veriminin düzeltilmiş kütleli debi ile değişimi.

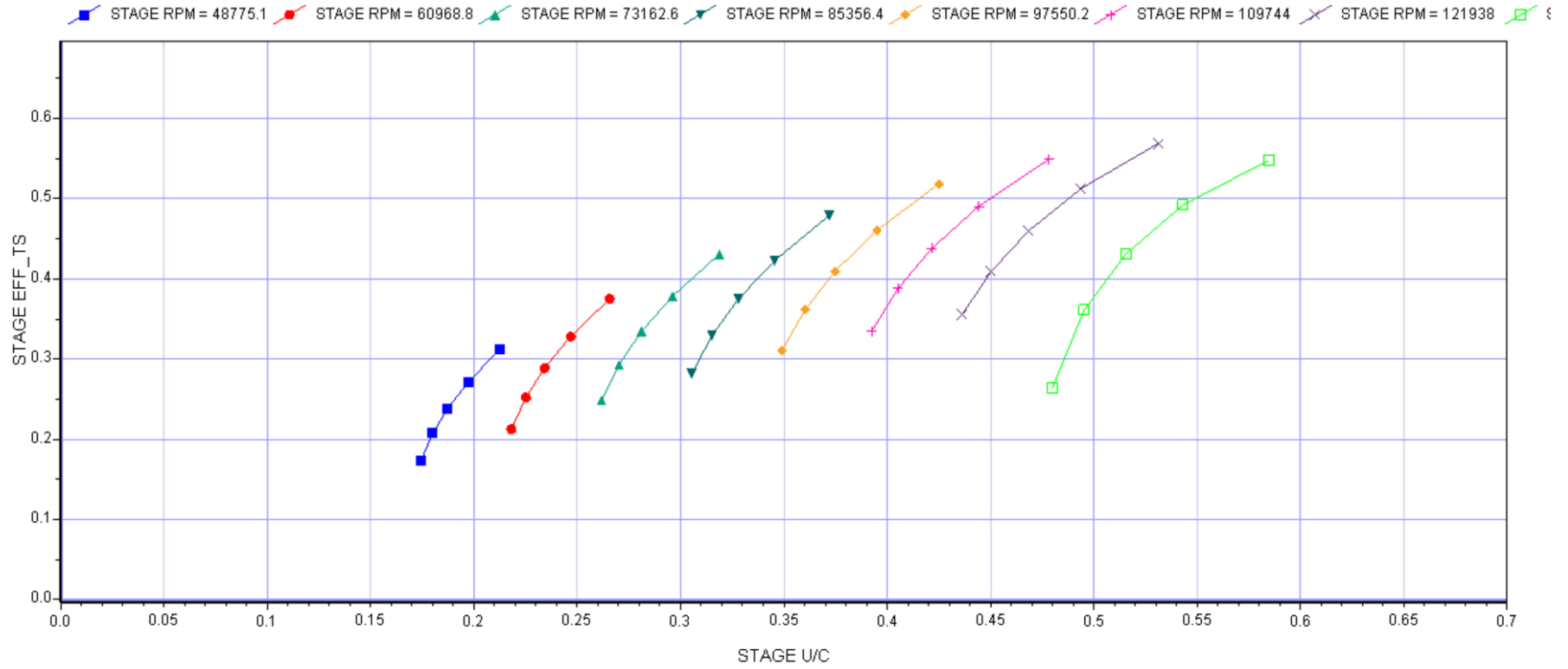


Şekil 4.64. K Farklı turboşarj devir sayılarında kompresör gücünün düzeltilmiş kütleli debi ile değişimi

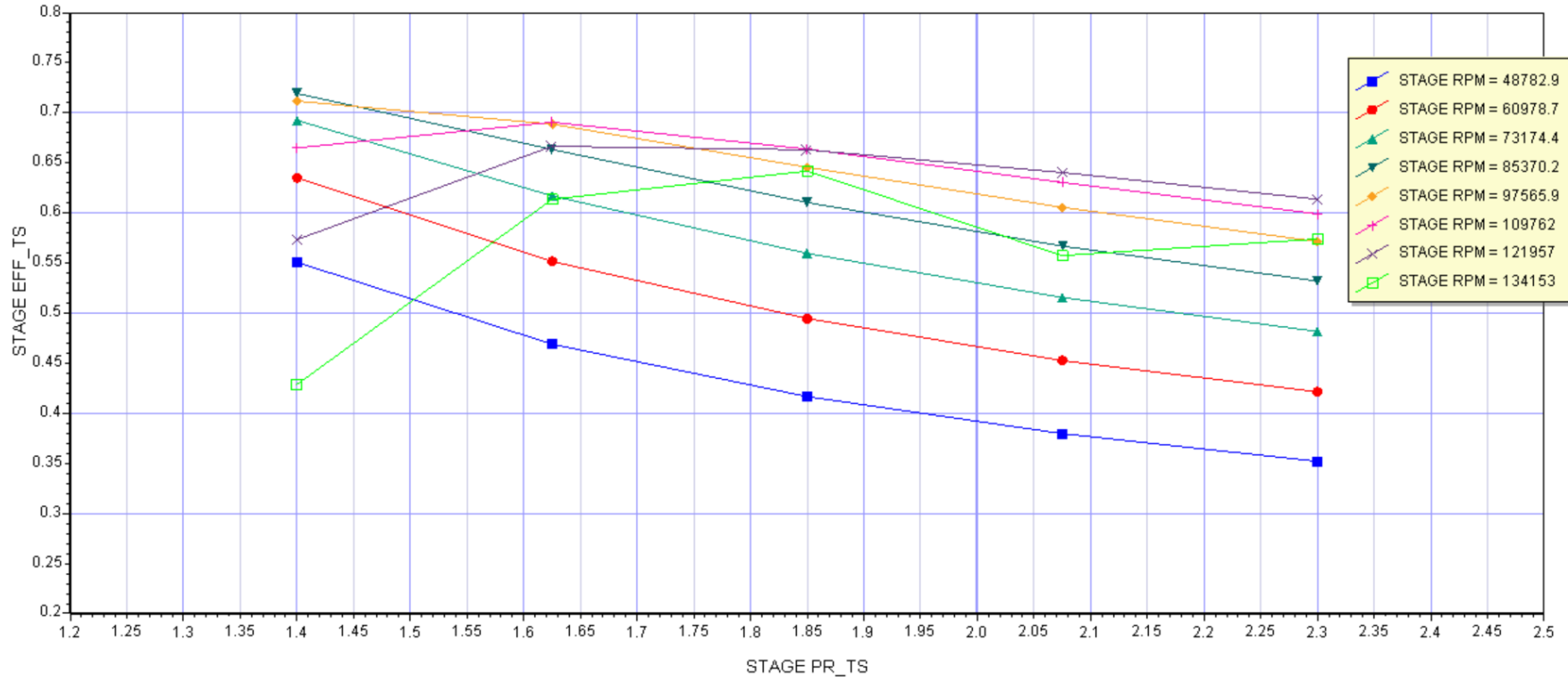


Şekil 4.65. Farklı turboşarj devir sayılarında kompresör veriminin kütleli debi ile değişim

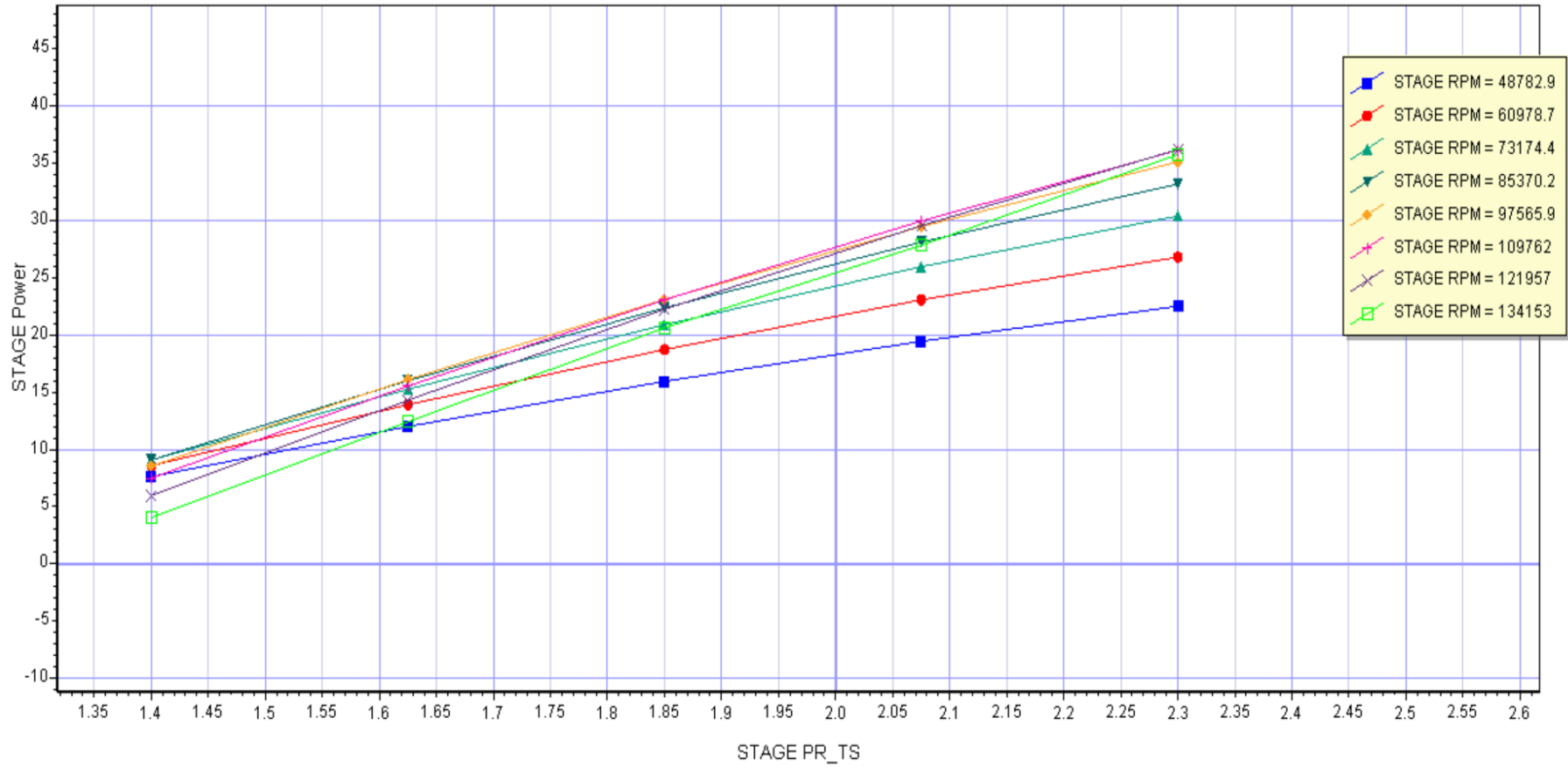
b) Türbin performans haritaları



Şekil 4.66. Farklı turboşarj devir sayılarında türbin veriminin kanat hız oranı ile değişimi.



Şekil 4.67. Farklı turboşarj devir sayılarında türbin veriminin basınç oranı ile değişimi.



Şekil 4.68. Farklı turboşarj devir sayılarında türbin gücünün basınç oranı ile değişimi

Turboşarjlarda ve gaz türbin motorlarında türbin tasarımı için kanat hız oranı (BSR) önemli bir yer tutmaktadır. Fakat bazı turboşarj tasarımlarında kanat hız oranına ihtiyaç duyulmaz yapılan teorik ve deneysel çalışmalarda kanat hız oranı genellikle en uygun türbin yarıçapı için 0,7 olarak tespit edilmiştir (Watson and Janota 1982). Şekil 4.66 de görüldüğü üzere yapılan turboşarj analizleri sonucunda oluşan kanat hız oranı istenilen seviyenin biraz altında oluşmuştur. Bu nedenle mevcut türbin yarıçapı değerinin biraz daha artırılması yoluna gidilebilir.

Türbinde verimlilik değerinin arzu edilen değerler arasında %70- 75 aralığında olması istenmektedir. Bu değerın üzerine çıkılablmesi için türbin yarıçap değerin artırılması gerektiğı litretürde önerilmektedir (Watson and Janota 1982 1982.)

Bununla birlikte uygun çalışma aralıklarında turboşarj milinin hem kompresörde hem de türbin tarafında aynı devirle dönmesi gerekmektedir. Şekil 4.67’de görüldüğü üzere devir sayısının beklenen değerin üstünde çıkması durumunda kompresör haritasında choke bölgesinde olmamıza sebep olabilir. Bu durum türbin kanatlarının hem hasar görmesine hem de patlamasına yol açabilir.

Şekil 4.68’de motordan gelen sıcak ve basınçlı gazın türbin kanatlarını itme kuvveti uygulaması sonucunda turboşarj milinde dönme hareketi meydana gelir. Bunun sonucunda farklı devir sayılarında kanatlarda yaklaşık 10-35 kW aralığında güç değerleri elde edilmiştir.

5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu çalışma kapsamında 6,7 lt hacime ve 17,2 sıkıştırma oranına sahip bir dizel motoru için turboşarj tasarımı ve analizi gerçekleştirilmiştir. Turboşarj modellemesi ve analizi için paket program programı Concept NREC kullanılarak kompresör ve türbin tasarım ve analizleri yapılmıştır. Çalışmada kompresör tarafından sisteme aktarılan havanın giriş koşulları 25°C ve 1 atm basınç olarak belirlenmiştir. Aynı mil üzerinde çalışan kompresör ve türbin devir sayıları eşit halde bulunmuştur. Farklı devir sayılarında ve farklı wastegate basınç oranlarında yapılan analizler ile birçok grafik elde edilmiştir. Bu grafikler kompresör için basınç oranları, güç, sıcaklık ve verimlilik değerlerinin düzeltilmiş kütleli debi ile ilişkisi ve aynı zamanda türbinde kanat hız oranı, verimlilik güç değerleri incelenmiştir. Kompresörde farklı basınç oranlarının motor krank devri ile değişimi $Pr=1,6$ 2,0 ve 2,8 için belirli parametreler sıcaklık, basınç, verimlilik ve güç değerlerinin değişimi incelenmiştir.

Concept NREC programı kullanılarak tahliye kapaklı (waste gate) turboşarj analizlerinde elde edilen aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

- Turboşarjın çalışma prensibinde türbin ve kompresör aynı mile bağlı olduklarından analiz sonucunda her ikisinde devir sayıları aynı olmak zorundadır. Sistemin kompresör kısmına başlangıç değeri olarak 150 000 d/dk seçildi. Analiz sonucunda bu değer yaklaşık 121 957 d/dk bulundu. Bu koşullarda gerçekleştirilen çalışmanın aynı mil üzerinde ideal bir durumda olduğunu gösterir.
- Türbinde meydana gelen toplam iş kısmının bir kısmı yataklarda sürtünmeye harcanır ve kalan net iş, kompresörde havanın sıkıştırmasında kullanılır. Bu çalışma sonucunda türbinde üretilen iş miktarı, kompresör ve yataklarda harcanan iş yükünün toplamına eşit olması gerekir. Bu değer kontrol edilmesinde bunun sağlandığı görülmüştür. Bu çalışmada TURBOMATCH programında elde edilen sonuçlara göre türbin kısmında üretilen iş $W_T=34,54$ kW miktarı kompresör kısmında harcanan iş

$W_C = 33,17$ kW ve yatak kayıpları $W_{kay} = 1.37$ kW toplamına eşit bulunarak sonuç doğrulanmıştır.

- Elde edilen güç ve tork değerleri motor için belirtilen değerleri karşılamalıdır. Kontrol sonucunda kompresör ve türbinde elde edilen değerler bunu sağlamıştır.
- Motor üzerinde giriş çıkış basınç farkı her zaman pozitif olmalıdır. Hesaplamalar sonucunda motor giriş ve çıkış basınç farkı pozitif $\Delta P_{34} = 10.63$ kPa bulunmuştur.
- Kompresör performans haritasında bu çalışmada hangi basınç noktasında bulunduğu ve tahliye kapağının (wastegate) açılmasının devriye girip girmediği görülebilmektedir. Bu durum waste gate nin $Pr=2,8$ basınç oranında net görülmüştür.
- Kompresör ve türbin için kanat yapısı Turbomatch programında simülasyon sonucunda beklendiği üzere farklı elde edilmiştir.
- CFD analizi yapılırken kompresör ve türbin kanat profilleri üzerine uygun mesh ve gridler seçilerek sonuçlar daha iyi elde edilmiştir.
- Kompresör ve türbin performans haritaları daha önceden deneysel elde edilmiş ve Concept NREC programıyla elde edilmiş literatür sonuçlarıyla (örnekleriyle) benzerlik göstererek aralarında iyi bir uyum görülmüştür.
- Motor devrinin artmasıyla kompresörde giriş havası hızının artmasıyla giriş basıncıda düşmüştür. Aynı şekilde motor silindirlerinden çıkan egzoz gazı sıcaklığı ve basıncı da motor devriyle artmıştır.
- Motor devri 1500 d/dk motor devri üstündeki değerlerde silindirden atılan egzoz gazının sıcaklığı ve basıncı değerleri, waste gate basınç oranı $Pr=2,8$ için diğerlerine göre yaklaşık %30 luk bir artış elde edilmiştir.
- Farklı waste gate basınç oranlarına göre kompresörde çıkış basınç değerleri bulunmuştur. Burada 1500 d/dk devrine kadar waste gate basınç oranı ayarlamasına pek ihtiyaç duyulmadığı görülmüş ve bu noktadan sonra waste gate basınç oranı $Pr=2,8$ için diğer oranlara göre daha yüksek basınç değerlerine çıkılmıştır.
- 2000 d/dk motor devri sonrasında motorda oluşan basınç etkisi ile türbin giriş sıcaklığı 1000 K nin üzerinde görülmüştür. Bu sıcaklık değerinin yüksek olması türbinde oluşan güç ve verimlilik değerlerinin de artmasına neden olmuştur.
- Waste gate oranının $Pr=1,6$ değerinin olduğu çalışma koşullarında farklı motor devirlerinde turboşarj verimi %50 nin altında idealin altında olmuştur. Yaptığımız

analizlerde en iyi uygun değere waste gate basınç oranı $Pr=2,8$ için turboşarj verimi yaklaşık %52 oranında elde edilmiştir. Buda istenilen verim değeri %50'nin üzerine çıkılarak iyi bir sonuç elde edilmiştir.

- Waste gate basınç oranı $Pr=2,8$ için diğer basınç oranlarında bulunan motor gücü sonuçlarının karşılaştırılmasında motor devir sayısı 2000 ve 2500 d/dk devir aralıklarında waste gate $Pr=2,0$ için motor gücü yaklaşık %29, $Pr=1,6$ için ise %32 elde edilmiştir. Farklı waste gate basınç oranlarında bulunan turboşarj güç eğrisi artan motor devrine göre bir miktar artış göstermiş ve en yüksek değerine motor devri 2500 d/dk noktasında ulaşmıştır.
- Ortalama efektif basınç tüm motor devirlerinde sabit olurken $Pr=2,8$ için motor devir aralığı 1500-2000 d/dk arasında diğerlerine kıyasla daha fazla olmuştur. Bu durum 0,75 ile 1,3 bar arasında çalışmada elde edilmiştir.
- Motor devrinin 1500 d/dk olmasından sonra oluşan türbin giriş ve çıkış basınç farkları daha büyük ve waste gate basınç oranı Pr oranı arttıkça motor devriyle daha belirgin artmıştır.
- Turboşarj tasarımında normalde türbin ve kompresörün verimlerinin her birinin verimi %70'nin üzerinde olmalıdır. Turboşarj verimi türbin, kompresör ve yatak kayıplarının verim değerlerinin çarpımları birlikte geldiğinden, turboşarj verimi %45-50 aralığında veya biraz fazla olması istenmektedir. Bu çalışmada TURBOMATCH programı sonucunda türbin için türbin için $\eta_T=0,72$ ve kompresör için $\eta_C=0,73$ bulunmuştur. Böylece hesaplanan turboşarj genel verimi sürtünme kayıpları ile birlikte 0,51 olmuştur. Bu değer literatürde önerilen verim değeri %50 nin üzerinde olma koşulunu iyi bir şekilde sağlamıştır.
- Devir sayısının beklenen değerin üstünde çıkması durumunda kompresör haritasında choke bölgesinde olmasına sebep olabilir. Bu durum türbin kanatlarının hem hasar görmesine hem de patlamasına yol açabilir.
- Motordan gelen sıcak ve basınçlı gazın türbin kanatlarını itme kuvveti uygulaması sonucunda turboşarj milinde dönme hareketi meydana gelir. Bunun sonucunda farklı devir sayılarında kanatlarda yaklaşık 10-35 kW aralığında güç değerleri elde edilmiştir.

- Bu çalışma kapsamında daha çok akış analizleri ve verim iyileştirme üzerine çalışmalar yoğunlaştırılmış ve bundan sonraki çalışmalarda mukavemet, malzeme yorulma ve titreşim analizlerini içeren konuların çalışılması turboşarjın tasarım ve analizleri için daha güvenli olmasını sağlayacaktır.
- Bundan sonraki çalışmalarda tahliye kapaklı turboşarj çalışmaları farklı waste gate oranları için küçük ve orta ölçekli motorlarda turboşarjın verimi incelenebilir.
- Yine gelecekte yapılacak çalışmalarda büyük motorlar için motordan gelen darbeli basınç eksoz gazı için iki kanallı (two scroll volute) salyangozu kullanılarak turboşarjın düşük devirlerde devreye girmesi aşağılara çekilebilir.
- Gelecekte yapılacak çalışmalarda waste gate yerine nozullar kullanılarak kompresöre giren havın basıncına bağlı olarak türbin kısmında hava debisini kısan nozullar kullanımı ile turboşarjın tasarım ve analizleri yapılabilir.
- Concept NREC veya farklı programlar ile günümüzde çok kullanılan düşük devirlerde de etkisi olan değişken geometrili (VGT) turboşarjlar da kolaylıkla tasarlanabilmekte ve kullanılacağı motora göre analizi yapılabilmektedir. Çalışmamızın ilerleyen aşamalarında yorulma testleri, akış testleri ve gerilme (goodman, campell ve interference diyagram) testleri gerçekleştirilebilir.

KAYNAKÇA

- Alan, R.F., 2006. Dizel Motorlarında Değişken Geometrilili Turbokompresör Kullanımının Motor Karakteristiklerine Etkisinin Deneyisel Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara
- Anton, N., Fredriksson, C., P., Larsson, P., 2017. Proceedings of ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition
- Anonim, 2018. <https://www.barringtondieselclub.co.za/cummins/isb-qsb/cummins-qsb-performance-graphs-p1.jpg>, (25.10.2018)
- Arnold, S., 2008. Single sequential turbocharger: a new boosting concept for ultra-low emission diesel engines. SAE International Journal of Engines, (1), 232-239.
- Baines, N. C., 2005. "Radial turbines: An integrated design approach". Concepts NREC, 6th European Turbomachinery Conference - Fluid Dynamics and Thermodynamics, Lille, France.
- Balcı, M., 1994. İçten Yanmalı Motorlarda Aşırı Doldurma, Teknik Eğitim Vakfı Yayınları, Ankara.
- B-Dahotre, N. and Sudarshan T. S., 1999. Intermetallic and Ceramic Coatings New York, USA, Marcel Dekker, Inc.
- Brace, C. J., Cox A., Hawley J. G., Vaughan N. D., Horrocks R. W., and Bird G. L., 1999. Transient Investigation Of Two Variable Geometry Turbochargers For Passenger Vehicle Diesel Engines. SAE Paper, 1999-01-1241, Warrendale, 21-29
- Campbell, T., Yang J., and Ren Z., 1996. Computer aided design and development in engine technology. Computers and Their Applications - Proceedings of the Isca 11th International Conference, 122-126.
- Capon, G.C., ve Phil, M., 2004. Turbocharging the Automotive Diesel Engine, United Kingdom.
- Carlos, A., and Estrada M., 2007. New Technology used in Gas Turbine Blade Materials. XIII Science and Technology.
- Chadwell, C.J. and Walls M., 2010. "Analysis of a Super Turbocharged Downsized Engine Using 1-D CFD Simulation", SAE International Technical Paper Series
- Chen, H., Baines, N.C., 1994. The aerodynamic loading of radial and mixed flow turbines. Int Journ Mech Sci 36:63-79
- Cormerais, M., Chesse P., and Hetet J. F., 2009. "Turbocharger heat transfer modeling under steady and transient conditions", International Journal of Thermodynamics, vol. 12, no. 4, pp.193–202
- Cummins Turbo Technologies. 2009. Turbocharger Training, CTT Dewas, India.
- Dağlar, S., 2012. Turbocharger Matching For Heavy Duty Engines In Comparison With Single Stage Variable Gometry And Two Stage Turbocharger Systems. Master of science thesis, Istanbul Technical University.
- Duffy, K. P., Miller R. L., Bowyer R., Bromnick P. A., Mason J., Stobard R., Wilson R., Middlemiss P. I. D., and Parsons M. A., 1999. Model-Based EGR Control Development For An HSDI Engine. ASME ICED Fall Technical Conference, Ann Arbor, USA, 23-35.
- Eriksson, L., Frei S., Onder C. and Guzzella L., 2002. Control and optimization of turbo charged spark ignited engines. IFAC World Congress. Barcelona, Spain.

- Eriksson, L., Frei S., Onder C. and Guzzella L., 2002. Control and optimization of turbo charged spark ignited engines. IFAC World Congress. Barcelona, Spain
- Fredriksson, C., Baines, N.C., 2010. The mixed flow forward swept turbine for next generation turbocharged downsized automotive engines. ASME GT2010- 23366, ASME Turbo Expo. , 5 (1) 559-563.
- Galindo J., Serrano J. R., Climent H., and Varnier O., 2010. "Impact of two-stage turbocharging architectures on pumping losses of automotive engines based on an analytical model", *Energy Conversion and Management*, vol. 51, no. 10, pp. 1958–1969,
- Gazi Üniversitesi, 2010. Dizel Motorlar, http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/dizel_motorlar/dizelde_asiri_doldurma.htm, 20.09.2018
- Grigoriadis, P., Müller S., Benz A., and Sens M., 2014. Variable trim compressor – a new approach to variable compressor geometry. 10 th International Conference on turbochargers and turbocharging, london
- Guzzella, L., Wenger U., and Martin R., 2000. IC-engine Downsizing and Pressure-Wave Supercharging for Fuel Economy. SAE Technical Paper.
- Hiereth, H. and Prenninger, P, 2003. Charging the Internal Combustion Engine, SpringerWienNewYork , Vienna, Austria.
- Japikse, D., 2001. Centifugal Compressor Design and Performance, Concepts NREC
- Japikse, D., Baines, N.C., 1994. Fundamentals of Turbocharging, Concepts NREC
- Kusztelan, A., D. Marchant, Y. Yao, Y. Wang and S. Selcuk, A. Gaikwad, July 4 - 6, 2012. "Increases in Low Speed Response of an IC Engine using a Twin-entry Turbocharger", *Proceedings of the World Congress on Engineering 2012 Vol III WCE 2012*, , London, U.K.
- Küçükşahin, F., 1985. Dizel Motorları, Ercivan Matbaası, İstanbul.
- Li, Q., Yang D., Liaoping Hu., and Sheng, X., 2014. Optimization of Turbocharger Compressor Stages using DOE for Vehicle Engine Application
- Lüddecke, B., Filsinger D., and Bargende M., 2014. On wide mapping of a mixed flow turbine with regard to compressor heat flows during turbocharger testing. 10 th International Conference on turbochargers and turbocharging, london.
- Matthew, J. D. D., and James D. S., 2002. A Technical Guide Superalloys.
- Miller, R. A., 1997. Thermal Barrier Coating of Aircraft Engines. *Journal of Thermal Spray Technology*, 35-42.
- Mohd Muqem, Dr. Mukhtar Ahmad, Dr. A.F. Sherwani, 2015. Turbocharging of Diesel Engine for Improving Performance and Exhaust Emissions: A Review
- Moustapha, H., Zelesky, M.R., Baines, N.C., Japikse, D., 2001. Axial and Radial Turbines, Concepts NREC
- Niemi, S., 1992. On The Possibilities To Increase Power Output And Reduce Exhaust Emissions Of A Spark-Assisted Direct-Injection Ethanol Engine.
- Niemi, S., 1993. Optimization Of Some Components And Operational Parameters Of A Turbocharged And Intercooled Spark-Assisted Direct-Injection Ethanol Engine. (105), 2-32.
- Performance, State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, Tsinghua University, Beijing 100084, China
- Petitjean, D., Bernardini L., Middlemass C., Shahed S. M., and Hurley R. G., 2004. Advanced gasoline engine turbocharging technology for fuel economy improvements. SAE Technical Paper.

- Qiu, X., Fredriksson, C., Baines, N C., Backlund, M., 2013. Designing Turbochargers With an Integrated Design System. ASME Turbo Expo. Turbine Technical Conference and Exposition, 5 (A) 1-11.
- Rautenberg, M. and Kammer N., 1984. "On the thermodynamics of non-adiabatic compression and expansion processes in turbomachines", Proceedings of the 5th International Conference for Mechanical Power Engineering, Cairo, Egypt, October
- Shaaban, S., Seume, J., 2012. "Impact of Turbocharger Non-Adiabatic Operation on Engine volumetric Efficiency and Turbo Lag", Hindawi Publishing Corporation, International Journal of Rotating Machinery, Volume ,Article ID 625453, 11 pages doi:10.1155/2012/625453
- Van den Braembussche R.A., 2013. Lecture Notes Centrifugal compressors analysis & design, VKI
- Van Nieuwstadt, M. J., Kolmanovsky I. V., Moraal P. E., Stefanopoulou A. G., and Jankovic M., 2000. EGR-VGT Control Schemes, Experimental Comparison For A High-Speed Diesel Engine. Control System Magazine, 63-79
- Ventura, C., Sauret, E., Jacobs, P. A., Petrie-Repar, P., Gollan, R., and van der Laan, P., 2010. "Adaption and use of a compressible flow code for turbomachinery design". In V European Conference on Computational Fluid Dy-namics ECCOMAS, Lisbon, Portugal, 14-17 June
- Wallace, F.J., Howard D.R., and Anderson U., 1986. Variable Geometry Turbocharging Of A Large Truck Diesel Engine. SAE Paper, 860452, Warrendale, 23-27.
- Watson, N., Janota M.S., 1982. Turbocharging the internal combustion engine, Macmillan
- Westin, F., 2005. *Simulation of turbocharged SI-engines with focus on the turbine* (doktora tezi). Adres: kth.divaportal.org/smash/get/diva2:7928/FULLTEXT01.
- Yalçın, E., 2011. İçten Yanmalı Motorlarda Turbo Aşırı Doldurma Grubunun Termodinamik Modellemesi
- YangJun, Z., Tao C., WeiLin Z., ShuYong, Z., JianZhong X., 2009. An integrated turbocharger design approach to improve engine
- Zheng, X.Q., Zhang Y.J., Yang, M.Y., 2010. Research and development on transonic compressor of high pressure ratio turbocharger for vehicle internal combustion engines. Beijing 100084, 53(1) 1817-1823.

ÖZGEÇMİŞ

1993 yılında Erzurum’da doğdu, ilk ortaöğrenimini ve liseyi Erzurum’da tamamladı. 2011’da başladığı Ondokuz Mayıs Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden 2015 yılında mezun oldu. 2016 yılında Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Termodinamik Bilim Dalı’nda yüksek lisans öğrenimine başladı. 2018 yılında Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliğinde araştırma görevlisi olarak göreve başladı.