



**DÜŞÜK SICAKLIK ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİM
UYGULAMALARINDA KULLANILAN RADYAL TÜRBİNİN
AEROTERMODİNAMİK TASARIMI VE SİMÜLASYONU**

Murat ERBAŞ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

MAYIS 2016

Murat ERBAŞ tarafından hazırlanan “DÜŞÜK SICAKLIK ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİM UYGULAMALARINDA KULLANILAN RADYAL TÜRBİNİN AEROTERMODİNAMİK TASARIMI VE SİMÜLASYONU” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Atilla BIYIKOĞLU

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Başkan : Prof. Dr. Nuri YÜCEL

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Üye : Prof. Dr. Derek Keith BAKER

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Orta Doğu Teknik Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Tez Savunma Tarihi: 16/05/2016

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....

Prof. Dr. Hadi GÖKÇEN

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
 - Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
 - Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
 - Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
 - Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,
- bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Murat ERBAŞ

16 / 05 / 2016

**DÜŞÜK SICAKLIK ORGANİK RANKİN ÇEVİRİM UYGULAMALARINDA KULLANILAN
RADYAL TÜRBİNİN AEROTERMODİNAMİK TASARIM VE SİMÜLASYONU**
(Yüksek Lisans Tezi)

Murat ERBAŞ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Mayıs 2016

ÖZET

Bu çalışmada, düşük sıcaklık Organik Rankine Çevriminde (ORÇ) kullanılacak bir gaz türbini sistemi tasarlanmıştır. Öncelikle, Organik Rankine Çevrimi 80°C çevrim üst sıcaklığı ve 40°C çevrim alt sıcaklığı için 1 MW mekanik güç üretecek şekilde tasarlanmıştır. Daha sonra, bu tasarım şartlarında en verimli şekilde çalışacak akışkan seçimi, güvenlik, ozon tabakası inceltme potansiyeli ve küresel ısınma potansiyelleri dikkate alınarak yapılmış ve R123 soğutucu akışkanı iş akışkanı olarak belirlenmiştir. Belirlenen çevrim parametreleri kullanılarak türbin sisteminin izantropik veriminin optimizasyon modeli oluşturulmuş ve bu model ile türbin sisteminin verimi %86,3 olarak elde edilmiştir. Önerilen model, benzer bir gaz türbini üzerinde NASA tarafından gerçekleştirilen deney sonuçları kullanılarak doğrulanmış ve bu model kullanılarak tasarlanacak türbinin temel geometrik ve akış parametreleri belirlenmiştir. Türbin ve bileşenlerinin geometrisinin tasarlanmasında, korunum denklemleri ile birlikte literatürde mevcut olan ampirik bağıntılar ve sınırlayıcı şartlar kullanılmıştır. Doğrulanmış türbin parametreleri, tasarım denklemlerine tanıtılarak türbin çark, nozül, salyangoz, difüzör ve egzoz manifolduna ait tasarım parametreleri belirlenmiştir. Bu tasarım parametreleri, türbin çarkı ve nozülünün çiziminde BLADEGEN, salyangoz, difüzör ve egzoz manifoldunun çiziminde SOLIDWORKS programlarına tanıtılarak 3 Boyutlu türbin elemanlarının çizimleri yapılmıştır. Türbin çarkı ve nozül çizimleri, TURBOGRID programı, salyangoz, difüzör ve egzoz manifoldunun çizimleri ise ANSYS MESHING programına aktararak türbin elemanlarının ağ yapıları oluşturulmuştur. Türbin elemanlarının hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) modeli, ayrı ayrı, uygun sınır şartları kullanılarak ANSYS CFX programında koşulmuştur. HAD sonucunda, türbin elemanlarının içerisindeki akışkan hız dağılımları, akım çizgilerin doğrultuları, akışkan içerisindeki, türbin ve nozül kanat yüzeylerindeki basınç dağılımları, entropi üretimi dağılımları elde edilmiştir. HAD sonuçları ile oluşturulan türbin model sonuçları karşılaştırılarak tasarlanan türbin geometrisinin doğruluğu test edilmiştir. Test sonucunda, tasarlanan türbin sisteminin %88,8 verime ulaşabileceği belirlenmiştir.

Bilim Kodu : 91401

Anahtar Kelimeler : Organik Rankine çevrimi, akışkan seçimi, gaz türbini tasarımı, optimizasyon, sayısal akışkanlar dinamiği, akım makinaları

Sayfa Adedi : 112

Danışman : Prof. Dr. Atilla BIYIKOĞLU

THE AEROTHERMODYNAMICAL DESIGN AND SIMULATION OF RADIAL TURBINES
USED IN LOW TEMPERATURE ORGANIC RANKINE CYCLE

(M. Sc. Thesis)

Murat ERBAŞ

GAZİ UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

May 2016

ABSTRACT

In this study, a gas turbine system is designed to be used for low temperature Organic Rankine Cycle (ORC). First, Organic Rankine Cycle is designed to produce 1 MW mechanical power for the boiler exit temperature of 80 ° C and for the condenser exit temperature of 40 ° C. Then, the selection of refrigerant was performed to operate the system in the most efficient manner regarding safety, ozone layer depletion potential and a global warming potential of working fluid. The refrigerant, R123, was selected as the working fluid. The optimization model of isentropic efficiency of the turbine system was established by the specified cycle parameters and the efficiency of the turbine system was obtained as 86.3% by this model. The proposed model was verified by the experiment results performed by NASA on a similar gas turbine and the main geometric and flow parameters of the turbine to be designed were determined based on this model. In the design of geometry of turbine and its components, the conservation equations with empirical correlations available in the literature and the limiting conditions were used. The design parameters belonging to the turbine's impeller, nozzle, volute, diffuser and exhaust manifold were determined by introducing verified turbine parameters to the design equations. The 3-D drawings of turbine impeller and nozzle were done by introducing the design parameters to BLADEGEN, and the drawings of volute, diffuser and exhaust manifold were done by SOLIDWORKS. The grid structures of turbine impeller and nozzle were generated by introducing the drawings to TURBOGRID, and the grid structures of volute, diffuser and the exhaust manifold were generated by introducing the drawings to ANSYS MESHING. The computational fluid dynamics (CFD) model of turbine components was run separately on ANSYS CFX with appropriate boundary conditions. As a result of CFD analysis, the flow velocity distribution in the turbine components, direction of the stream lines in the fluid, the pressure distributions through the surfaces of turbine and the nozzle, and the distributions of entropy generation were obtained. The accuracy of the designed geometry of turbine system was tested by comparing the results of the proposed turbine model and the one obtained in the CFD analysis. It was concluded that the overall efficiency of the proposed turbine system could yield 88.8%.

Science Code : 91401

Key Words : Organic Rankine cycle, refrigerant selection, gas turbine design,
optimization, computational fluid dynamics, fluid machinery

Page Number : 112

Supervisor : Prof. Dr. Atilla BIYIKOĞLU

TEŞEKKÜR

Tez çalışmalarım boyunca yardımları ve katkılarıyla beni yönlendiren değerli hocam Prof. Dr. Atilla BIYIKOĞLU'na, her türlü desteklerini esirgemeyen aileme ve iş arkadaşlarıma teşekkürlerimi borç bilirim.



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	xi
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xvi
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	3
2.1. Termodinamik Tasarım.....	3
2.2. Türbin Tasarımı	5
2.3. Performans Optimizasyon Çalışmaları	5
2.4. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği	6
3. PROBLEMİN VE PROBLEM PARAMETRELERİNİN TANITIMI..	7
3.1. Problemin Genel Tanımı.....	7
3.2. Fiziksel Model	7
3.2.1. Çevrim modeli.....	7
3.2.2. Türbin tipi	8
3.3. Türbin Elemanlarının Parametreleri	10
3.3.1. Salyangoz parametreleri.....	10
3.3.2. Nozül parametreleri.....	11
3.3.3. Türbin çarkı parametreleri.....	12

	Sayfa
3.3.4. Difüzör ve egzoz manifoldu parametreleri	14
4. TASARIM MODELİ.....	17
4.1. Hal ve Özellik Denklemleri	18
4.2. Organik Rankine Çevrimi Akışkan Seçimi.....	19
4.3. Türbin Hız Üçgenleri	19
4.4. Kayıp ve Verim Modelleri	21
4.4.1. Nozül kayıpları.....	21
4.4.2. Difüzör kayıpları	21
4.4.3. Salyangoz kayıpları.....	22
4.4.4. Geliş kayıpları	22
4.4.5. Profil kayıpları	22
4.4.6. Arka kılıf kayıpları.....	23
4.4.7. Kaçak kayıpları	23
4.4.8. Toplam kayıplar ve verim tahmini.....	24
4.5. Optimizasyon Algoritması	24
4.6. Kanat Tasarımı.....	26
4.7. Salyangoz Tasarımı.....	28
4.8. Difüzör ve Egzoz Manifoldu Tasarımı	29
5. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ MODELİ.....	33
5.1. Hal ve Özellik Denklemleri	33
5.2. Hesaplamalı Akışkanlar Mekaniği Diferansiyel Denklemleri.....	35
5.3. Türbülanslı Akış ve Türbülans Modelleri.....	37
5.4. Sanal Zaman Adımı Çözücüsü.....	40
5.5. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizlerinde Ağ Yapısı ve Sınır Şartları..	40

	Sayfa
5.5.1. Salyangoz	41
5.5.2. Nozül	44
5.5.3. Türbin çarkı	47
5.5.4. Difüzör ve egzoz manifoldu	49
5.6. Ağ Yapısından ve İterasyon Sayısından Bağımsızlık Analizleri	52
5.6.1. Salyangoz	53
5.6.2. Nozül	54
5.6.3. Türbin çarkı	55
5.6.4. Difüzör ve egzoz manifoldu	57
6. DOĞRULAMA ÇALIŞMALARI	59
6.1. Türbin Verim Tahmin Modeli	59
7. BULGULAR	61
7.1. Akışkan Seçimi ve Termodinamik Çevrim Parametreleri	61
7.2. Optimizasyon Çalışması	63
7.3. Çark Kanat Tasarımı	64
7.4. Nozül Tasarımı	65
7.5. Salyangoz Tasarımı	66
7.6. Difüzör ve Egzoz Manifoldu Tasarımı	67
7.7. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizleri	67
7.7.1. Salyangoz	67
7.7.2. Nozül	71
7.7.3. Türbin çarkı	76
7.7.4. Difüzör ve egzoz manifoldu	86
7.8. HAD Modeli ile Türbin Tasarım Modeli Sonuçlarının Karşılaştırılması	90

	Sayfa
8. TARTIŞMA	93
9. SONU Ç VE ÖNERİLER	95
KAYNAKLAR	97
EKLER.....	99
EK 1. Salyangoz teknik resmi.....	100
EK 2. Salyangoz resmi.....	101
EK 3. Nozül teknik resmi.....	102
EK 4. Nozül resmi.....	103
EK 5. Türbin çarkı teknik resmi	104
EK 6. Türbin çarkı resmi	105
EK 7. Türbin kılıfı teknik resmi.....	106
EK 8. Türbin kılıfı resmi.....	107
EK 9. Difüzör ve egzoz manifoldu teknik resmi	108
EK 10. Difüzör ve egzoz manifoldu teknik resmi	109
EK 11. ORÇ türbin sistemi montaj teknik resmi	110
EK 12. ORÇ türbin sistemi montaj patlatma resimleri	111

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Türbin tipleri ve özellikleri.....	8
Çizelge 3.2. Salyangoz parametreleri ve simgeleri.....	11
Çizelge 3.3. Radyal türbin nozülü parametreleri ve simgeleri.....	12
Çizelge 3.4. Radyal türbin çarkı parametreleri ve simgeleri	13
Çizelge 3.5. Egzoz manifoldu ve difüzör parametreleri ve simgeleri.....	15
Çizelge 4.1. Radyal türbin optimizasyon parametreleri ve kısıtları.....	25
Çizelge 4.2. Optimizasyon algoritması parametreleri.....	25
Çizelge 5.1. R123 gazının termodinamik özellikleri	34
Çizelge 5.2. Salyangoz sınır şartları	43
Çizelge 5.3. Nozül sınır şartları	46
Çizelge 5.4. Çark sınır şartları	49
Çizelge 5.5. Difüzör ve egzoz manifoldu sınır şartları	52
Çizelge 6.1. Radyal türbin deney parametreleri.....	59
Çizelge 6.2. Radyal türbin deney ve model sonuçları	60
Çizelge 7.1. Radyal türbin akışkan seçimi sonuçları	61
Çizelge 7.2. Denenen akışkanların termodinamik parametreleri.....	62
Çizelge 7.3. Radyal türbin optimizasyon sonuç parametreleri	63
Çizelge 7.4. Radyal türbin optimizasyon sonuçlarından elde edilen parametreler.....	64
Çizelge 7.5. Difüzör ve egzoz manifoldu tasarım parametreleri	67
Çizelge 7.6. Tasarım ve HAD modeli sonuçları	91

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 3.1. Çevrim şeması ve sıcaklık-entropi dağılımı	8
Şekil 3.2. Türbin tipleri ve elemanları (a) Tek taraflı radyal türbin, (b) Çift taraflı radyal türbin	9
Şekil 3.3. Salyangoz temel parametreleri	10
Şekil 3.4. Türbin nozül kanatları temel parametreleri	11
Şekil 3.5. Türbin çarkı temel parametreleri	12
Şekil 3.6. Difüzör ve egzoz manifoldu parametreleri	14
Şekil 4.1. Türbin tasarımı akış şeması	17
Şekil 4.2. Türbin elemanlarının tasarım sırası ve sonuçları	18
Şekil 4.3. Türbin girişi ve çıkışı hız üçgenleri	20
Şekil 4.4. Difüzör akış dönme açısının difüzör performansına etkisi	29
Şekil 4.5. Eksantrisitenin egzoz manifoldu performansına etkisi	30
Şekil 4.6. Difüzör dış yüksekliği oranının difüzör performansına etkisi	30
Şekil 4.7. Alan oranı 1'in difüzör performansına etkisi	31
Şekil 4.8. Alan oranı 2'in difüzör performansına etkisi	31
Şekil 5.1. Hal denklemlerinin değişen sıcaklıklara göre basınç tahminleri	33
Şekil 5.2. Salyangoz simetri eksenli ağ yapısı	41
Şekil 5.3. Salyangoz girişi ağ yapısı	42
Şekil 5.4. Salyangoz merkezi ve duvar dibi sıklaştırılmış ağ yapısı	42
Şekil 5.5. Salyangoz geometrisi sınır şartları	43
Şekil 5.6. Nozül ortalama yükseklik ağ yapısı	44
Şekil 5.7. Nozül girişi ağ yapısı	45
Şekil 5.8. Nozül kanadı yakını ağ yapısı	45

Şekil	Sayfa
Şekil 5.9. Nozül geometrisi sınır şartları	46
Şekil 5.10. Türbin çarkı ortalama yükseklik ağ yapısı.....	47
Şekil 5.11. Türbin çarkı girişi ağ yapısı.....	48
Şekil 5.12. Çark geometrisi sınır şartları	48
Şekil 5.13. Difüzör ve egzoz manifoldu girişi ağ yapısı.....	50
Şekil 5.14. Difüzör ve egzoz manifoldu çıkışı ağ yapısı	50
Şekil 5.15. Difüzör ve egzoz manifoldu geometrisi sınır şartları	51
Şekil 5.16. Salyangozun ağ yapısından bağımsızlık analizi sonuçları.....	53
Şekil 5.17. Salyangozun iterasyondan bağımsızlık analizi sonuçları	54
Şekil 5.18. Nozül ağ yapısından bağımsızlık analizi sonuçları	54
Şekil 5.19. Nozülün iterasyondan bağımsızlık analizi sonuçları.....	55
Şekil 5.20. Türbin çarkı ağ yapısından bağımsızlık analizi sonuçları	56
Şekil 5.21. Türbin çarkının iterasyondan bağımsızlık analizi sonuçları.....	56
Şekil 5.22. Difüzör ve eksoz manifoldu ağ yapısından bağımsızlık analiz sonuçları...	57
Şekil 5.23. Difüzör ve egzoz manifoldunun iterasyondan bağımsızlık analizi sonuçları.....	58
Şekil 7.1. Türbin orta yükseklikte kanat açısı dağılımı ve geliş açısı düzeltmesi	65
Şekil 7.2. Türbin kanat açısı kanat yüksekliğine göre dağılımı.....	65
Şekil 7.3. Nozül kanadı açısının ve yüksekliğinin nozül boyuna göre dağılımı.....	66
Şekil 7.4. Salyangoz kesit yarıçapının salyangoz sarım açısına göre dağılımı.....	66
Şekil 7.5. Salyangoz simetri eksenini akış çizgileri.....	68
Şekil 7.6. Salyangoz simetri eksenini basınç dağılımı.....	68
Şekil 7.7. Salyangoz simetri eksenini toplam basınç dağılımı.....	69
Şekil 7.8. Salyangoz simetri eksenini viskoz entropi üretimi dağılımı.....	70
Şekil 7.9. Salyangoz üç boyutlu akış çizgileri	70

Şekil	Sayfa
Şekil 7.10. Salyangoz çıkışı hız vektörleri dağılımı	71
Şekil 7.11. Nozül ortalama yükseklikteki hız dağılımı.....	72
Şekil 7.12. Nozül ortalama yükseklikteki akış çizgileri	72
Şekil 7.13. Nozül ortalama yükseklikteki basınç dağılımı	73
Şekil 7.14. Nozül ortalama yükseklikteki toplam basınç dağılımı	73
Şekil 7.15. Nozül ortalama yükseklikteki vizkoz entropi üretimi.....	74
Şekil 7.16. Nozül çıkışı hız vektörleri dağılımı	74
Şekil 7.17. Nozül çıkışı eksenel hız dağılımı.....	75
Şekil 7.18. Nozül ortalama yükseklik basınç dağılımı	75
Şekil 7.19. Çark gövde bölgesi akış çizgileri dağılımı	76
Şekil 7.20. Çark orta bölge akış çizgileri dağılımı.....	77
Şekil 7.21. Çark uç bölgesi akış çizgileri dağılımı	77
Şekil 7.22. Çark gövde bölgesi girdap dağılımı.....	78
Şekil 7.23. Çark orta bölge girdap dağılımı.....	79
Şekil 7.24. Çark uç bölgesi girdap dağılımı.....	79
Şekil 7.25. Çark meridyenel düzlem girdap dağılımı	80
Şekil 7.26. Çark orta bölge mutlak hız dağılımı	81
Şekil 7.27. Çark orta bölge bağıl hız dağılımı	81
Şekil 7.28. Çark gövde bölgesi viskoz entropi üretimi dağılımı.....	82
Şekil 7.29. Çark orta bölge viskoz entropi üretimi dağılımı.....	82
Şekil 7.30. Çark uç bölgesi viskoz entropi üretimi dağılımı.....	83
Şekil 7.31. Çark meridyenel viskoz entropi üretimi dağılımı.....	84
Şekil 7.32. Çark çıkış bölgesi mutlak hız vektörü dağılımı.....	84
Şekil 7.33. Çark çıkış bölgesi bağıl hız vektörü dağılımı	85

Şekil	Sayfa
Şekil 7.34. Çark basınç dağılımları.....	85
Şekil 7.35. Difüzör ve egzoz manifoldu üst görünüş orta kesit akış çizgileri dağılımı	86
Şekil 7.36. Difüzör ve egzoz manifoldu yan görünüş orta kesit akış çizgileri dağılımı	87
Şekil 7.37. Difüzör ve egzoz manifoldu üst görünüş orta kesit basınç dağılımı	87
Şekil 7.38. Difüzör ve egzoz manifoldu yan görünüş orta kesit basınç dağılımı	88
Şekil 7.39. Difüzör ve egzoz manifoldu üst görünüş orta kesit toplam basınç dağılımı	89
Şekil 7.40. Difüzör ve egzoz manifoldu yan görünüş orta kesit toplam basınç dağılımı	89
Şekil 7.41. Difüzör ve egzoz manifoldu çıkış hız vektörleri dağılımı	90

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
P	Basınç
R	Gaz Sabiti
T	Sıcaklık
v	Öz hacim
ρ	Yoğunluk
k	Isıl iletim katsayısı
c_v	Sabit hacimde özgül ısı
c_p	Sabit basınçta özgül ısı
μ_{mol}	Akışkan dinamik viskozitesi
ε_m	Türbülans vizkozitesi
δ	Kronocker Delta fonksiyonu
w	Açısal Hız
N	Devir Sayısı
r	Yarıçap
U	Çark hızı
C	Mutlak hız
W	Bağıl hız
ξ	Çıkış ile giriş çark hızı oranı
χ	Çıkış ile giriş meridyenel hız oranı
α	Mutlak akış açısı
β	Bağıl akış açısı
$\dot{m}$	Kütleli debi
$\dot{W}$	Türbin gücü
ϕ	Akış katsayısı
A	Alan

Simgeler**Açıklamalar**

ϕ_N	Nozül hız katsayısı
C_D	Difüzör verimliliği
Z_R	Türbin kanat sayısı
L	Kayıp ekserji
K_f	Arka kılıf kayıp katsayısı
Re	Reynold sayısı
ε_x	Eksenel kaçak boşluğu
ε_r	Radyal kaçak boşluğu
C_x	Eksenel kaçak akış hızı
C_r	Radyal kaçak akış hızı
ε_y	Egzoz manifoldu merkez eksantriklik değeri
θ	Salyangoz sarım açısı
$\bar{\tau}$	Kesme gerilimi tansörü
s	Akış çizgisi uzunluğu
h_0	Toplam entalpi
τ	Sanal zaman adımı
Δr	Nozül ile türbin çarkı arasındaki mesafe
z	Türbin çarkı yüksekliği
r_3	Egzoz manifoldu dış yarıçapı
r_2	Difüzör çıkış yarıçapı
l_1	Difüzör çıkış yüksekliği
l_4	Egzoz manifoldu dış yüksekliği
γ_2	Difüzör çıkış açısı
ε_y	Egzoz manifoldu eksantrisite değeri (r_2 'ye oranı)
R_3	Egzoz manifoldu dış yarıçapı (r_2 'ye oranı)
L_4	Egzoz manifoldu dış yüksekliği (l_1 'e oranı)
AR_1	Alan Oranı 1
AR_2	Alan Oranı 2

Simgeler	Açıklamalar
u	Uç
g	Giriş
ç	Çıkış
m	Meridyenel
θ	Teğet
ν	Salyangoz
opt	Optimum
p	Profil
D	Difüzör
N	Nozül
i	Geliş
w	Arka kılıf
em	Egzoz manifoldu
d	Difüzör

1. GİRİŞ

Yenilenebilir ve yüksek verimli enerji üretim sistemlerinin yanı sıra, düşük sıcaklıktaki atık ısıların ve yenilenebilir enerji kaynaklarının değerlendirilmesine yönelik enerji üretim sistemlerinin geliştirilme çalışmaları son zamanlarda önem kazanmıştır. Petrol ve doğal gaz fiyatlarının artması, çevre kirliliği ile ilgili yaptırımların sıkılaşması, Avrupa Birliği'ne uyum kapsamında, enerji verimliliği yüksek cihazların kullanımı ile ilgili standart, yönetmelik, tebliğ vb. düzenlemeler, yenilenebilir ve yüksek verimli enerji üretim sistemlerinin tasarımını zorunlu hale getirmiştir.

Organik Rankine Çevrimi (ORÇ), düşük sıcaklıktaki ısı kaynaklarının değerlendirilmesinde kullanılan bir buhar çevrimi çeşididir. Rankine çevriminde kullanılan suyun düşük sıcaklıklarda, çok düşük basınçlarla çalışması ve yüksek gizli ısıya sahip olması, su buharının bu uygulamalarda kullanımını zorlaştırmaktadır. Bu yüzden, Rankine çevrimleri, kritik sıcaklıkları düşük farklı organik akışkanlar kullanılarak düşük sıcaklık uygulamalarına uygun hale getirilmektedir. Bununla birlikte, organik akışkanların yanıcılık, zehirlilik ve düşük ses hızları gibi özellikleri, bu sistemlerin tasarımında önemli rol oynamaktadır.

Organik Rankine çevriminin güç üretim prosesinde, buhar türbinleri kullanılmaktadır. Buhar türbinleri yüksek verimli, gürbüz ve yüksek ömürlü sistemlerdir. Bu türbinlerde, türbine giren yüksek enerjili akışkanın hızı ve yönü değiştirilerek şaft gücü elde edilir. Elde edilen güç, jeneratör yardımıyla elektrik enerjisine dönüştürülür. Türbinlerin tasarımında temel ölçüt türbin verimidir. Yüksek verimli türbinler, klasik türbinlere kıyasla, türbine giren birim akışkandan daha fazla güç elde ederler ve birim güç başına maliyetleri düşürürler. Bu sebeple, tasarımda eniyileme çalışmaları yapılarak türbin veriminin artırılması gereklidir.

Türbin veriminin eniyileme çalışmasını gerçekleştirebilmek için, türbin verimi, bağlı olduğu parametreler cinsinden modellenmelidir. Türbin veriminin modellenmesinde, türbin kayıp bağıntıları kullanılır. Türbin kayıp bağıntıları, deneysel metotlar kullanılarak elde edilmiş olan ampirik ifadelerdir. Bu çalışmada, türbin verimini optimize etmek için genetik algoritma kullanılmıştır. Türbin verimini etkileyen parametrelerin ve kısıtların çokluğu, bu

yöntemin seçilmesinde ana etken olmuştur. Genetik algoritma, sezgisel eniyileme yöntemlerinden biridir. Sezgisel yöntemler karmaşık, doğrusal olmayan ve çok kısıtlı modellerin eniyilemesinde kullanılır. Genetik algoritma kullanımı, çok sayıda, zaman alan hesaplamalı akışkanlar mekaniği analizleri yerine, çok hızlı yüksek verimli tasarımların, türbin modelinin tüm kısıtlarını sağlayarak, az sayıda analizle elde edilmesini mümkün kılmaktadır.

Bu çalışmada, eniyileme çalışmalarında elde edilen geometriler kullanılarak, türbin içerisindeki akışın matematiksel modeli oluşturulmuştur. Bu amaçla, öncelikle eniyileme sonucunda elde edilen geometriler, BLADEGEN ve SOLIDWORKS programları kullanılarak katı modeli oluşturulmuştur, TURBOGRID ve ANSYS MESHING programı kullanılarak ağ yapıları oluşturulmuştur. Daha sonra, bu geometri, bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) kodu olan ANSYS-CFX ortamına aktarılmıştır. CFX kodu kullanılarak türbin elemanları içerisindeki akışın matematiksel modeli oluşturulmuş ve her bir eleman içerisindeki akış ayrı ayrı analiz edilmiştir. Analiz sonuçları kullanılarak, eniyileme çalışmaları sonucunda elde edilen geometrilerin performansı değerlendirilerek tasarımın uygunluğu onaylanmıştır.

Modellemede, türbin çarkındaki zamana bağımlı olan akış, bağıl hızlar kullanılarak zamandan bağımsız çözülmüş ve analiz süreleri kısaltılmıştır. Bunun yanı sıra, enerji korunum denklemi, toplam entalpi üzerinden çözülerek, analiz sürelerini kısaltılmıştır.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatürde bulunan Organik Rankine Çevrimi termodinamik tasarımlarıyla ilgili çok çalışma olsa da, bu sistemlerin detaylı türbin tasarımına fazla değinilmemiştir.

ORÇ güç üretim sisteminin tasarımı için öncelikle termodinamik çevrim analizleri yapılmıştır. Bu analizlerden elde edilen sonuçlara göre türbin modelleri oluşturularak temel türbin parametreleri belirlenmiştir. Bu parametrelere uygun türbin çarkı ve elemanlarının üç boyutlu geometrileri oluşturulmuştur. Bu geometriler hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleriyle doğrulanır ve en iyi verim için parametrelerde ince düzeltmeler yapılır. Böylece türbin tasarımı sonuca ulaşmış olur. Bu çalışmalarla ilgili örnek yaklaşımlar bu bölümde verilecektir.

Turbo makine tasarımı için çeşitli modeller mevcuttur. Klasik metotlarda, özgül hız ve özgül çap arasındaki ilişki kullanılarak tasarımlar yapılmaktadır. Fakat modern metotlarda, turbo makine verimi tahmin edilmeye çalışılır. Bu modeller deneysel türbin verilerinden elde edilmiştir. Bu elde edilen modeller kullanılarak daha yüksek verimli türbinler tasarlanabilir.

2.1. Termodinamik Tasarım

Colonna ve diğerleri [1] çalışmalarında, Organik Rankine Çevrimlerinin türbinlerinin modellenmesinde akışkan modellerinin doğruluğunu araştırmışlardır. Bu çalışmada, iki boyutlu bir türbin nozülü ideal gaz (IG) , Peng-Robinson-Stryjek-Vera Redlich Kwong (PRSV RK) ve Span-Wagner hal denklemleri kullanılarak modellenmiştir. Span-Wagner hal denklemi referans olarak kullanılan yüksek doğruluklu bir hal denklemidir. Yaptıkları analizlerde, ideal gaz denklemlerinin yeterli doğrulukta sonuçlar vermediği ve çok saptığı gözlenmiştir. Peng-Robinson-Stryjek-Vera Redlich Kwong hal denklemi yeterli doğrulukta olduğu ve daha düşük hesaplama gücü gerektirdiği belirtmişlerdir.

Aungier [2] türbin tasarımını detaylıca anlattığı kitabında, organik akışkanların modellenmesi için kullanılan hal denklemlerinin hakkında bilgiler vermiştir. Bu ideal gaz denklemlerinden sapan akışkanlar için yeni bir Redlich-Kwong hal denklemi biçimi

önermiştir. Kıyaslama çalışmalarında, bu hal denklemiyle buhar fazı özelliklerini daha doğru hesaplandığını göstermiştir.

Fiaschi ve diğerleri [3] , yüksek verimli Organik Rankine Çevrimleri için akışkan seçimi ve türbin ön tasarımı hakkında detaylı bir çalışma yapmışlardır. Çevrim ve türbin verimi, seçilen çevrim akışkanına göre farklılık göstermektedir. Ayrıca, akışkanlara göre türbin geometrisinin değiştiğini belirtilmektedir. Bu çalışma, Organik Rankine Çevrimlerinde kullanılacak türbinin tasarımından önce detaylı bir akışkan analizi yaparak akışkanın seçilmesi gerekliliğini göstermiştir.

Hettiarachchi ve diğerleri [4] çalışmalarında, düşük maliyetli ve yüksek verimli bir Organik Rankine Çevrimi sistemi için akışkan seçim ölçütleri sunmuşlardır. Yaptıkları analizlerde R123 ve n-Pentan soğutucu akışkanlarla çalışan çevrimlerin birbirine yakın ve yüksek ısı verimliklere sahip olduğu belirtilmiştir.

Tchanché ve diğerleri [5] çalışmalarında, düşük sıcaklıkta çalışan Organik Rankine Çevrimi sistemleri için yirmi farklı akışkan kullanarak akışkan seçimi çalışmaları yapmışlardır. Bu akışkanların termodinamik performansı, çalışma güvenliği ve çevreye etkileri göz önünde bulundurulmuş ve beş akışkan seçilmiştir. Bu çalışma, akışkan seçimi için güzel bir örnek teşkil etmektedir. Bu akışkanlardan R123 reddedilse de neden reddedildiği bu çalışmada açıklanmamıştır ve verilen kısıtlara göre reddedilmemesi gereklidir.

Quoilin ve diğerleri [6] çalışmalarında, düşük sıcaklık Organik Rankine Çevrimi sistemleri için akışkan seçimi konusuna aranan ölçütler hakkında detaylı bilgi vermiş ve çalışma sıcaklığı aralıklarına göre çeşitli türbin tipleri için akışkan seçimi aşamalarını detaylı anlatmıştır. Çevrim çalışma sıcaklık aralığının da akışkan seçiminde etkili olduğunu belirtmişlerdir.

Sauret ve Rowlands [7], orta sıcaklık Organik Rankine Çevrimi sistemlerinde çeşitli akışkanlar için radyal türbinler tasarlamışlardır. Tasarlanan türbinin devir ve çapı gibi temel parametrelerini belirlemiş ve bu türbinleri karşılaştırmaya çalışmışlardır. Fakat, çalışmada kullanılan yöntem yeterli olmadığı görülmektedir.

2.2. Türbin Tasarımı

Lüddecke ve diğerleri [8] çalışmalarında, türbin tasarımlarında giriş açısının ve kanat hız oranının radyal ve karışık akışlı türbinlerin verimine etkilerini detaylı olarak anlatmışlardır. Türbin girişi geliş açısının -20 derece civarında olması gerektirdiğini belirtmişlerdir.

Shah ve diğerleri [9] , türbin akış ve yükleme katsayılarının türbin verimine etkilerini analiz etmişlerdir. Çalışmalarında türbin akış katsayısının 0,2 ile 0,3 aralığında, türbin yükleme katsayısının ise 0,8-1,0 aralığında olması gerektiğini belirtmişlerdir.

Large ve diğerleri [10] çalışmalarında, yüksek devirlerde çalışacak olan seramik radyal gaz türbinleri tasarlamışlardır. Tasarladıkları türbinlerin akış özelliklerini, mekanik gerilimlerini ve verimlerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Bu çalışmada analitik radyal türbin tasarım yöntemlerinin temellerini atmışlardır.

Carillo ve Nascimento [11], turbo makine tasarım ve optimizasyon çalışmalarında kullanılmak üzere bir boyutlu verim analiz kodu hazırlamış ve doğrulamasını yapmışlardır. Böylece, daha yüksek verimli turbo makine tasarımları yapabilecek bir kaynak elde etmişlerdir.

2.3. Performans Optimizasyon Çalışmaları

Silva ve diğerleri [12], bir gaz türbininin çalışma performansını artırmak için genetik algoritma kullanmışlardır. Yaptıkları çalışmalarda, türbin kanatçık çalışma sıcaklığını düşürerek türbin ömrünü artırmaya, türbin itki gücünü artırarak uçak manevra kabiliyetini artırmaya, türbin yakıt tüketimini düşürerek yakıt kullanım verimini artırmaya çalışmış ve başarmışlardır. Elde edilen sonuçları uçak kontrol sistemlerine ekleyerek uçak performansını artırmışlardır.

Van den Braembussche [13], radyal türbin tasarımlarında kanat tasarlamak için sürtünmeli hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı ile yapay sinir ağları destekli genetik algoritma kullanmıştır. Bu programı kullanarak oluşturduğu geometrileri çözümlemiş ve yüksek verimli kanat geometriler oluşturmuştur.

Surekha ve diğerleri [14] çalışmalarında, radyal gaz türbin geometrilerinin temel parametrelerinin iyileştirilmesine yönelik genetik algoritma kullanmışlardır. Böylece yüksek performanslı türbin geometrileri oluşturmuşlardır.

Qin ve diğerleri [15], bir eksenel türbinin verimini genetik algoritma kullanarak artırmaya çalışmışlardır. Türbin akış geçidini ve parametrelerini değiştirerek türbin verimini artırmışlardır.

2.4. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

Shah ve diğerleri [16], turbo makine tasarımlarında HAD analizleri hakkında detaylı bilgi vermişlerdir. Bu çalışmada turbo makineler için geliştirilmiş olan dönen referans sistemlerini anlatılmışlardır. Bu yöntem, zamandan bağımsız analizleri mümkün kıldığı için analiz sürelerini çok kısaltmaktadır. Ayrıca, yazarlar turbo makinelerde kullanılan türbülans modellerini karşılaştırmış ve kayma gerilmesi taşınım tipi k-w (k-w SST) kullanımının diğer iki denklemlili türbülans modellerine göre analizlerde daha iyi sonuçlar verdiğini açıklamışlardır.

AGARD Ders Serileri 195 [17] numaralı çalışmada, turbo makine alanında yapılan tasarım, optimizasyon ve HAD analizleri konusunda detaylı bilgiler verilmektedir. Yeni tasarım yöntemleri hakkında detaylı bilgi verilerek tasarımcılara zaman kazandıracak yöntemleri anlatılmaktadır.

Galindo ve diğerleri [18] çalışmalarında, radyal türbinlerde zamana bağlı akış HAD analizlerini yapmışlardır. Yapılan analizlerde değişken türbin giriş basıncının türbin türbin performansına etkisini modellemişlerdir. Bu analizlerde basınç dalgalanmasının genliği düştükçe zamana bağımlı yapılan analizlerin zamandan bağımsız analizlerin sonuçlarına yakınlığı görülmektedir.

Palesque ve diğerleri [19] çalışmalarında, soğutucu akışkanla çalışan bir türbin için nozül tasarımı ve optimizasyonu yapmışlardır. Çalışmalarda akışkan hesaplamalarında ideal gaz kullanılamayacağı belirtilerek gerçek gaz denklemleri kullanılmıştır. Optimizasyon çalışmaları sonucunda, nozül toplam basınç kayıplarını nozül çıkış parametrelerini değiştirmeden orijinal tasarıma göre %75 kadar azaltmışlardır.

3. PROBLEMİN VE PROBLEM PARAMETRELERİNİN TANITIMI

3.1. Problemin Genel Tanımı

Bu çalışmada, düşük sıcaklık (80°C - 40°C) Organik Rankine Çevriminde (ORC) kullanılacak bir gaz türbini sistemi tasarlanmıştır. Bu sistem, jeotermal ısı kaynaklarından elektrik üretimi için tasarlanmıştır. Öncelikle, Organik Rankine Çevrimi 80°C çevrim üst sıcaklığı ve 40°C çevrim alt sıcaklığı için 1 MW mekanik güç üretecek şekilde tasarlanmıştır. Daha sonra, bu tasarım şartlarında en verimli şekilde çalışacak akışkan seçimi yapılmıştır ve güvenlik, ozon tabakası inceltme potansiyeli ve küresel ısınma potansiyelleri dikkate alınarak R123 soğutucu akışkanını iş akışkanını olarak belirlenmiştir. Belirlenen çevrim parametreleri kullanılarak bir türbin izantropik veriminin optimizasyon modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan model doğrulanmış ve bu modelle türbinin temel geometrik parametreleri belirlenmiştir. Elde edilen türbin parametreleriyle türbin çarkı, nozülü, salyangozu, difüzörü ve egzoz manifoldu geometrileri oluşturulmuştur. Oluşturulan geometriler hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanarak modellenmiştir. Elde edilen model sonuçları tasarlanan türbinin yüksek verimli olacağını göstermiştir.

3.2. Fiziksel Model

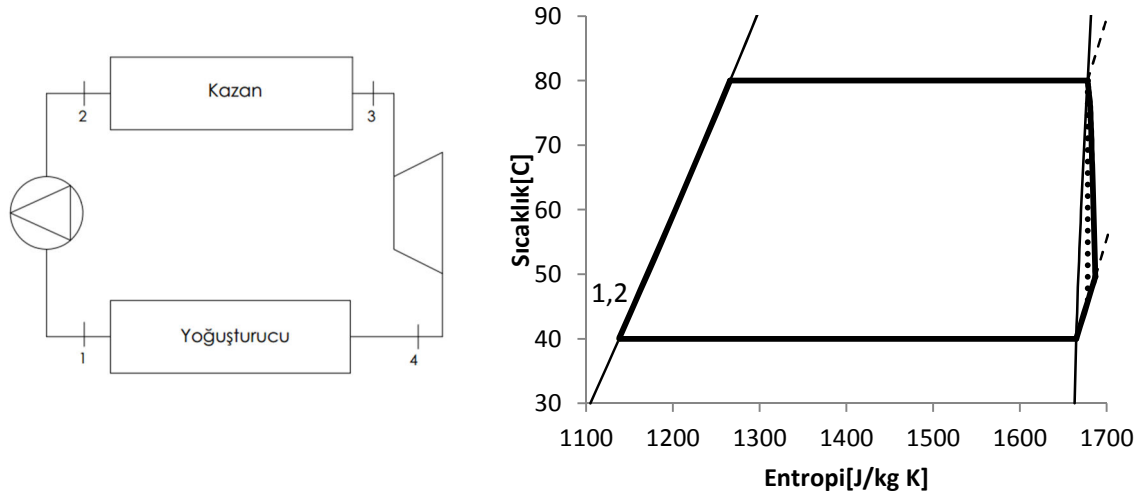
3.2.1. Çevrim modeli

Bu çalışmada, R123 soğutucu gazı kullanan organik Rankine çevrimi tasarlanmıştır. Sistem maliyeti düşük olması için basit çevrim yapısı kullanılmıştır. Bu çevrimin şeması ve sıcaklık-entropi dağılımı Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Bu şemada;

1. Yoğuşturucudan çıkan doymuş sıvı
2. Pompadan çıkan sıkıştırılmış sıvı
3. Kazandan çıkan doymuş buhar
- 4.s İzantropik türbinden çıkan kızgın buhar
4. Gerçek türbinden çıkan kızgın buhar

durumları gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Çevrim şeması ve sıcaklık-entropi dağılımı

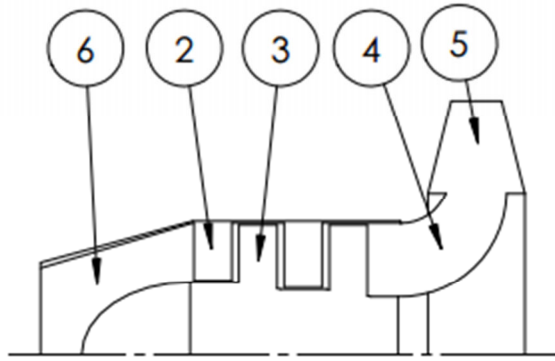
3.2.2. Türbin tipi

Organik Rankine çevrimi tasarımında kullanılan türbinlerin tipleri ve özellikleri Şekil 3.1’de ve bu türbinlerin elemanları Çizelge 3.2’de verilmiştir.

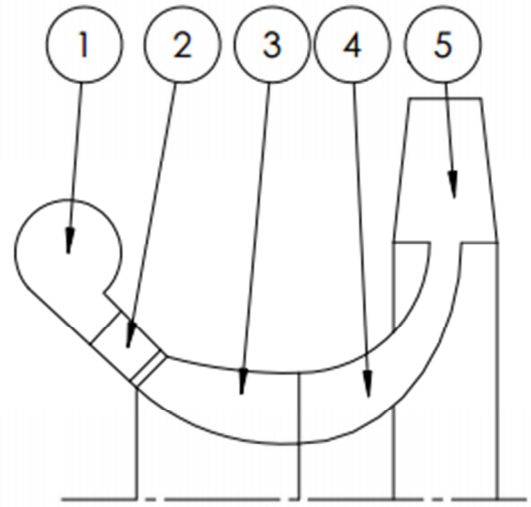
Tasarlanan sistemin düşük maliyetli ve yüksek verimli olması istenmektedir. Bu sebeple, radyal çift taraflı türbin tasarlanmasına karar verilmiştir.

Çizelge 3.1. Türbin tipleri ve özellikleri

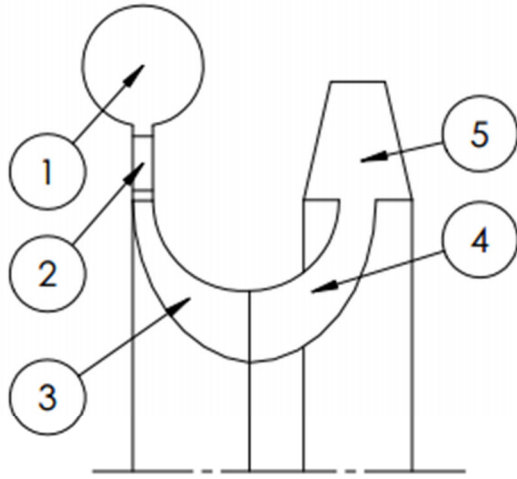
Türbin Tipi	Parça Sayısı	Maliyet	En Yüksek Verim	Debi
Eksenel Akışlı	Çok(60-120)	Yüksek	~%90	Yüksek
Karmaşık Akışlı	Az(6-10)	Düşük	~%88	Orta
Radyal Akışlı	Az(6-10)	Düşük	~%86	Düşük
Çift Taraflı Radyal Akışlı	Az(8-12)	Düşük	~%90	Orta



Eksenel Akışlı Türbin

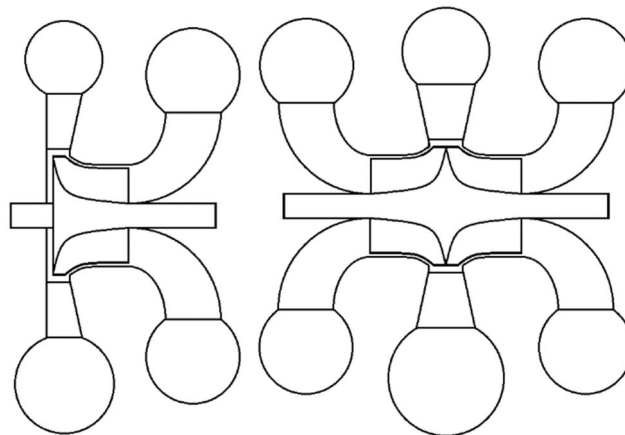


Karışık Akışlı Türbin



Radyal Akışlı Türbin

- 1-Salyangoz
- 2-Nozül
- 3-Türbin Çarkı
- 4-Difüzör
- 5-Egzoz Manifoldu
- 6-Eksenel Türbin Girişi



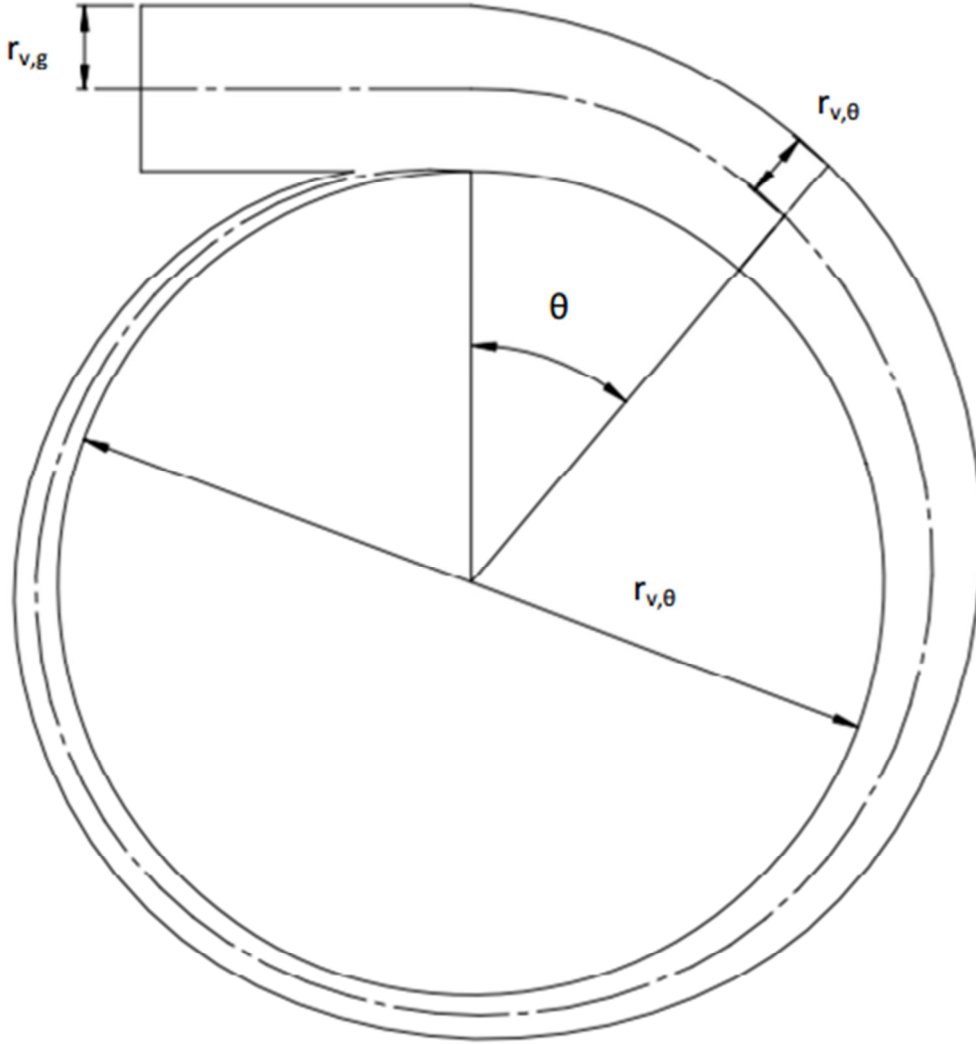
(a)

(b)

Şekil 3.2. Türbin tipleri ve elemanları (a) Tek taraflı radyal türbin, (b) Çift taraflı radyal türbin

3.3. Türbin Elemanlarının Parametreleri

3.3.1 Salyangoz parametreleri



Şekil 3.3. Salyangoz temel parametreleri

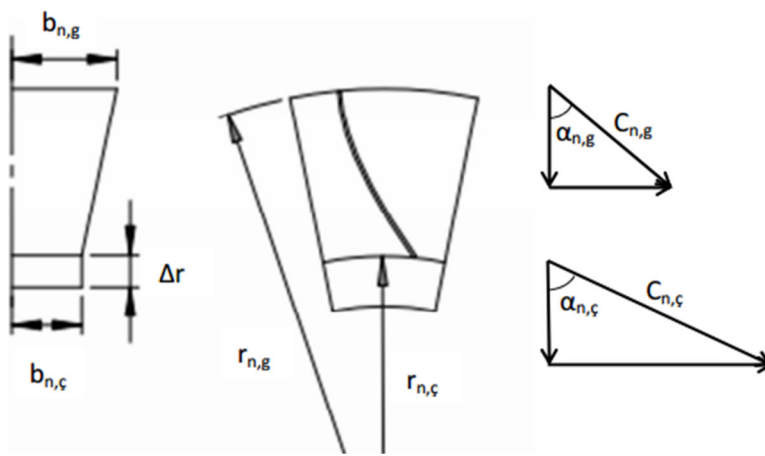
Salyangozların temel geometrik parametreleri Şekil 3.3'te gösterilmiştir. Salyangoz tasarımında kullanılan parametreler ve simgeleri Çizelge 3.2'te verilmiştir. Salyangoz tasarımında akışın geçtiği kesit yarıçapı($r_{v,\theta}$) en önemli parametredir ve sarım açısına(θ) göre dağılımı belirlenir. Diğer parametreler optimizasyon sonucu elde edilmektedir.

Çizelge 3.2. Salyangoz parametreleri ve simgeleri

Parametre	Simgesi
Salyangoz giriş borusu yarıçapı	$r_{v,g}$
Salyangoz çıkış yarıçapı	$r_{v,\zeta}$
Salyangoz sarım açısı	θ
Salyangoz borusu kesit yarıçapı	$r_{v,\theta}$
Salyangoz giriş borusu akışkan hızı	$C_{v,g}$
Salyangoz borusu kesiti akışkan hızı	$C_{v,\theta}$

3.3.2 Nozül parametreleri

Radyal türbinlerde kullanılan nozül kanatlarının temel geometrik parametreleri Şekil 3.4'te gösterilmiştir.



Şekil 3.4. Türbin nozül kanatları temel parametreleri

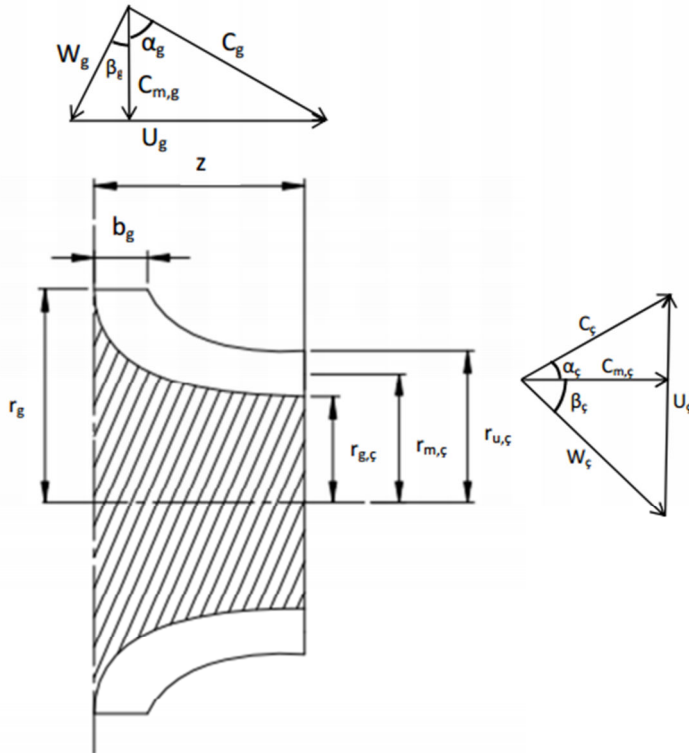
Radyal türbin nozül kanatlarının tasarımında kullanılan parametreler ve simgeleri Çizelge 3.3'te verilmiştir. Nozül giriş açısını ($\alpha_{n,g}$) ayarlamak için nozül giriş yüksekliği ($b_{n,g}$) kullanılmıştır. Nozüllerin çıkışında kuyruk suyu etkilerinin yok olması için nozül ile türbin çarkı arasındaki mesafe (Δr) bırakılır. Nozül performansını etkileyen en önemli parametreler nozül giriş yarıçapı ($r_{n,g}$), nozül çıkış yarıçapı ($r_{n,\zeta}$), nozül girişi akışkan hızı ($C_{n,g}$) ve nozül çıkışı akışkan hızıdır ($C_{n,\zeta}$). Nozül çıkış yüksekliği ($b_{n,\zeta}$) türbin giriş yüksekliğine eşittir.

Çizelge 3.3. Radyal türbin nozülü parametreleri ve simgeleri

Parametre	Simgesi
Nozül giriş yarıçapı	$r_{n,g}$
Nozül çıkış yarıçapı	$r_{n,\zeta}$
Nozül giriş yüksekliği	$b_{n,g}$
Nozül çıkış yüksekliği	$b_{n,\zeta}$
Nozül ile türbin çarkı arasındaki mesafe	Δr
Nozül giriş akış açısı	$\alpha_{n,g}$
Nozül çıkış akış açısı	$\alpha_{n,\zeta}$
Nozül giriş akışkan hızı	$C_{n,g}$
Nozül çıkış akışkan hızı	$C_{n,\zeta}$

3.3.3 Türbin çarkı parametreleri

Radyal türbinlerin temel geometrik ve akış parametreleri Şekil 3.5'te gösterilmiştir.



Şekil 3.5. Türbin çarkı temel parametreleri

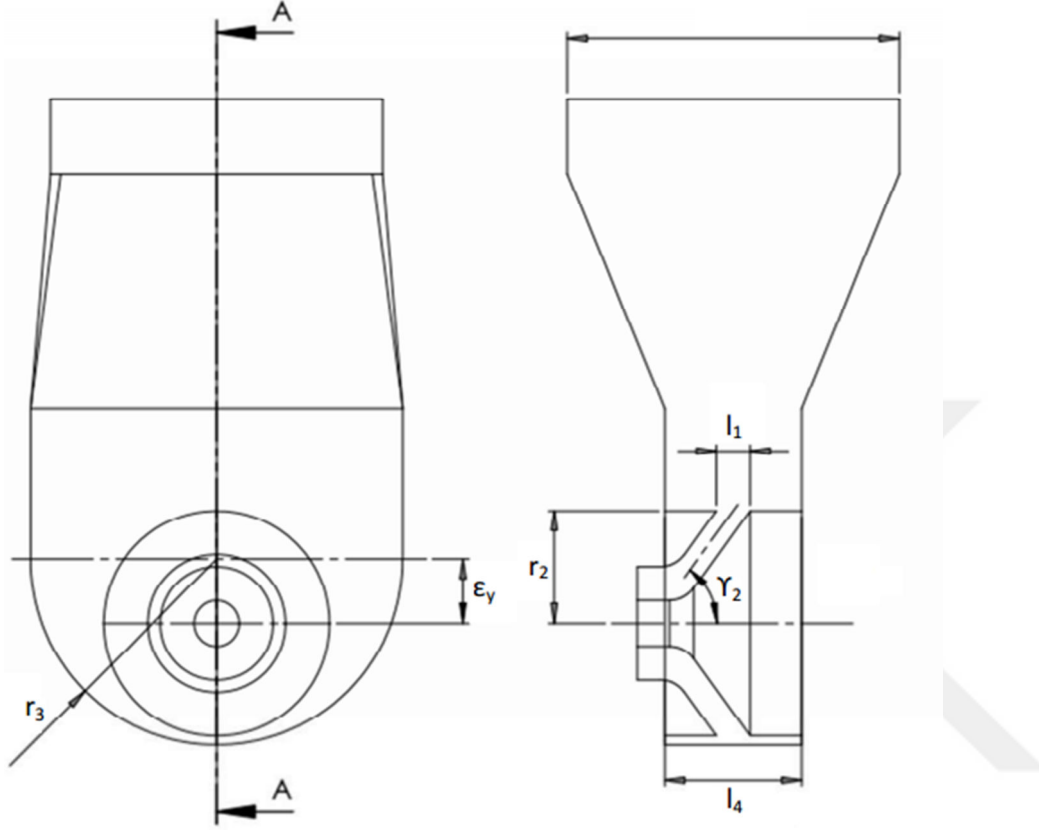
Radyal türbin çarkı tasarımında kullanılan parametreler ve simgeleri Çizelge 3.4'te verilmiştir. Türbin giriş yüksekliği(r_g), türbin giriş yüksekliği(b_g), türbin çıkış uç yarıçapı($r_{u,\zeta}$),türbin çıkış ortalama yarıçapı ($r_{m,\zeta}$), türbin çıkış göbek yarıçapı($r_{g,\zeta}$) ve türbin çarkı yüksekliği(b_g) geometrik parametrelerdir. Türbin girişi akış bağıl hızı(W_g), türbin girişi akış hızı(C_g), türbin girişi çark hızı(U_g),Türbin çıkışı akış bağıl hızı(W_ζ), türbin çıkışı akış hızı(C_ζ) ve türbin çıkışı çark hızı(U_ζ) akış hızlarıdır. Türbin girişi akış açısı(α_g),türbin girişi akış bağıl açısı(β_g), türbin çıkışı akış açısı(α_ζ) ve türbin çıkışı bağıl akış açısı(β_ζ) akış açılarıdır. Türbin geometrisinin oluşturulmasında kullanılan tüm parametreler optimizasyon çalışması sonucu olarak elde edilir.

Çizelge 3.4. Radyal türbin çarkı parametreleri ve simgeleri

Parametre	Simgesi
Türbin çarkı giriş yarıçapı	r_g
Türbin çarkı çıkış ortalama yükseklik yarıçapı	$r_{m,\zeta}$
Türbin çarkı çıkış göbek yarıçapı	$r_{g,\zeta}$
Türbin çarkı çıkış uç yarıçapı	$r_{u,\zeta}$
Türbin çarkı giriş yüksekliği	b_g
Türbin çarkı yüksekliği	z
Türbin çarkı girişi akış açısı	α_g
Türbin çarkı girişi bağıl akış açısı	β_g
Türbin çarkı çıkış ortalama yükseklik akış açısı	α_ζ
Türbin çarkı çıkış ortalama yükseklik bağıl akış açısı	β_ζ
Türbin girişi çark hızı	U_g
Türbin çarkı girişi akış bağıl hızı	W_g
Türbin çarkı girişi akış hızı	C_g
Türbin çıkışı çark hızı	U_ζ
Türbin çarkı çıkışı akış bağıl hızı	W_ζ
Türbin çarkı çıkışı akış hızı	C_ζ

3.3.4 Difüzör ve egzoz manifoldu parametreleri

Difüzör ve egzoz manifoldunun temel geometrik parametreleri Şekil 3.6’da gösterilmiştir.



Şekil 3.6. Difüzör ve egzoz manifoldu parametreleri

Difüzör ve egzoz manifoldunun tasarımında kullanılan parametreler ve simgeleri Çizelge 3.5’te verilmiştir. Difüzör türbinden çıkan akışkanın yavaşlatmak, egzoz manifoldu difüzörden çıkan akışkanı çıkış borusuna taşımak için kullanılır. Difüzör tasarımında kullanılan parametreler difüzör çıkış yüksekliği(l_1) ve difüzör çıkış yarıçapı(r_2) kullanılarak boyutsuz parametre halinde kullanılmıştır. Tasarım çalışmalarında, difüzör ve egzoz manifoldunun yüksek performanslı olduğu boyutsuz parametre aralıkları belirlenmiş ve buna göre tasarım yapılmıştır.

Egzoz manifoldu dış yarıçapı (r_3 , boyutsuz hali R_3), egzoz manifoldu dış yüksekliği (l_4 , boyutsuz hali L_4), difüzör çıkış açısı(γ_2), egzoz manifoldu eksantrisite değeri (boyutsuz hali ε_y) değerleri difüzör ve egzoz manifoldu performansını etkileyen parametrelerdir.

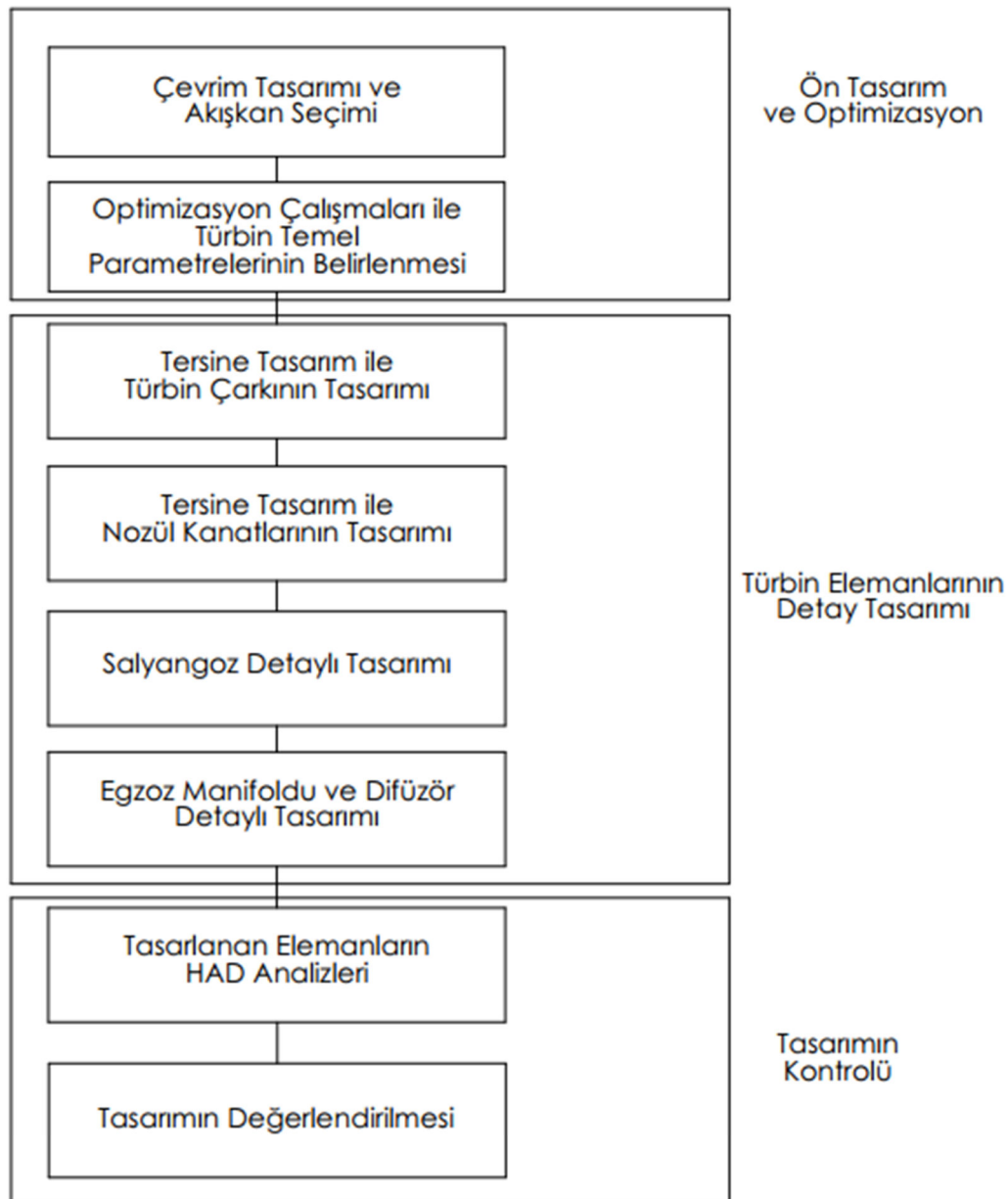
Çizelge 3.5. Egzoz manifoldu ve difüzör parametreleri ve simgeleri

Parametre	Simgesi
Egzoz manifoldu dış yarıçapı	r_3
Difüzör çıkış yarıçapı	r_2
Difüzör çıkış yüksekliği	l_1
Egzoz manifoldu dış yüksekliği	l_4
Difüzör çıkış açısı	γ_2
Egzoz manifoldu eksantrisite değeri (r_2 'ye oranı)	ε_y
Egzoz manifoldu dış yarıçapı (r_2 'ye oranı)	R_3
Egzoz manifoldu dış yüksekliği (l_1 'e oranı)	L_4
Alan Oranı 1	AR_1
Alan Oranı 2	AR_2

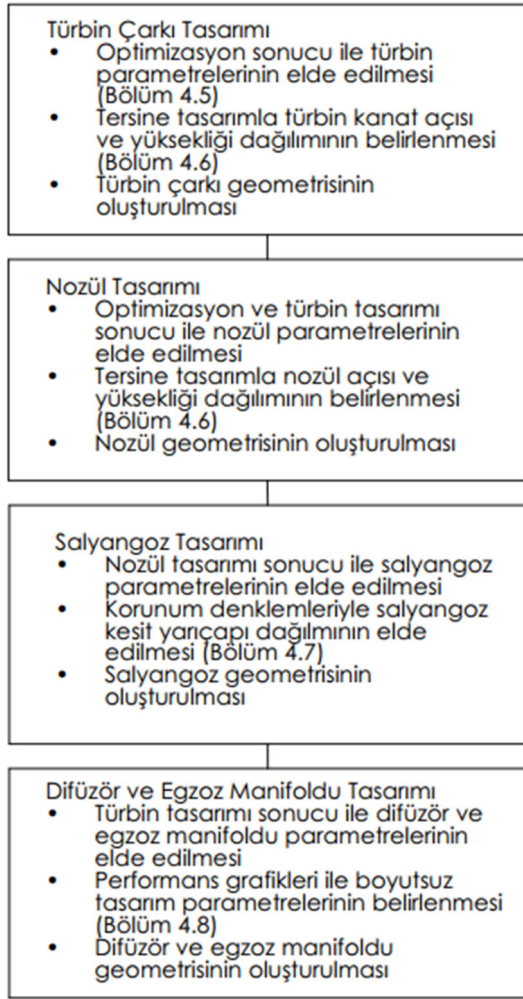


4. TASARIM MODELİ

Türbin tasarımı çalışmasında izlenecek akış şeması Şekil 4.1’de verilmiştir. Türbin elemanları birbirini etkilediği için, elemanların tasarım sırası önemlidir. Tasarımı yapılan elemanların birbirine etkileri ve sonuçları Şekil 4.2’de verilmiştir.



Şekil 4.1. Türbin tasarımı akış şeması



Şekil 4.2. Türbin elemanlarının tasarım sırası ve sonuçları

4.1. Hal ve Özellik Denklemleri

Organik Rankine çevriminde kullanılan akışkanların özellikleri ideal gaz modelinden sapmaktadır. Bu nedenle, organik akışkanların özelliklerini belirlemede CoolProp [20] akışkan veri tabanı kullanılmıştır. Bu veri tabanında, çeşitli akışkanların termodinamik ve taşınım özellikleri yüksek doğrulukta verilmiştir.

4.2. Organik Rankine Çevrimi Akışkan Seçimi

Organik Rankine çevrimleri tasarımı, akışkan seçimi önemli bir yer tutmaktadır. Akışkan seçilirken, akışkanın çalışma performansı, çalışma güvenliği ve çevreye etkileri göz önünde tutularak seçim yapılmaktadır.

Organik Rankine çevrimleri tasarlanırken belirlenen sıcaklık aralıklarında, çevrim izantropik veriminin yüksek tutulması istenmektedir. Bununla birlikte, bir yılda üretilen ek gücün yüksek ekonomik değeri olduğu düşünülerek verimi maksimum yapan akışkan belirlenmiştir.

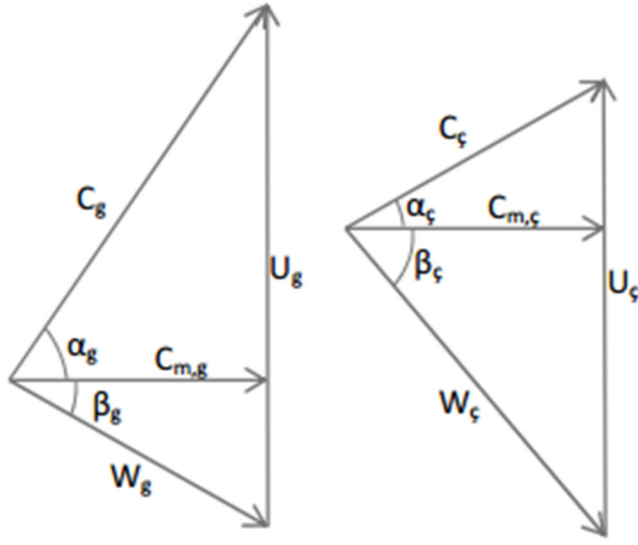
Organik Rankine çevrimleri tasarımı, güvenlik çok önemlidir. Organik gazların seçiminde bu gazların zehirlilik ve yanıcılık özelliği olmayan gazlar dikkate alınmalıdır. Ayrıca, akışkan gazın patlama riskinden korunmak için çevrim üst basıncı düşük tutulmalıdır ve yoğuşturucu basıncı atmosfer basıncına yakın ve atmosfer basıncından yüksek olmalıdır. Bu sebeple, akışkan atmosfer basıncında kaynama sıcaklığı yoğuşturucu sıcaklığından düşük ve bu sıcaklığa yakın olmalıdır.

Organik akışkanlar küresel ısınmaya ve ozon tabakası incelmesine sebep olmamalıdır. Bu sebeple, bazı organik akışkanlar yasaklanmıştır. Bu gazlar akışkan seçiminde kaçınılmıştır.

Açıklanan şartlara uygun akışkan seçimi sonuçları Bölüm 6.1’de verilmiştir.

4.3. Türbin Hız Üçgenleri

Türbinlerin analizlerinde akışkanların çarka göre ve mutlak hızlarının oluşturduğu hızların vektör şemasına hız üçgeni denir. Hız üçgenleri, akışa ait güç transferinin ve çark içi akış karakterinin en iyi göstergesidir. Oluşturulan giriş ve çıkış hız üçgenleri türbin kayıplarını modellemede yüksek başarıyla kullanılmaktadır. Türbin hız üçgenleri Şekil 4.3’te gösterilmiştir. Kullanılan türbin hız üçgenleri Denklem 4.1 – 4.12 arasında verilmiştir.



Türbin Girişi

Türbin Çıkışı

Şekil 4.3. Türbin girişi ve çıkışı hız üçgenleri

$$w = N \frac{2\pi}{60} \quad (4.1)$$

$$U_g = wr_g \quad (4.2)$$

$$\xi = \frac{U_\phi}{U_g} = \frac{r_{u,\phi} + r_{k,\phi}}{2r_g} \quad (4.3)$$

$$C_{m,g} = U_g \phi \quad (4.4)$$

$$C_g = C_{m,g} \sqrt{1 + (\tan(\alpha_g))^2} \quad (4.5)$$

$$C_\phi = C_{m,g} \chi \sqrt{1 + (\tan(\alpha_\phi))^2} \quad (4.6)$$

$$\tan(\beta_g) = \tan(\alpha_g) - \frac{1}{\phi} \quad (4.7)$$

$$\tan(\beta_\phi) = \frac{U_\phi - C_{m,g} \chi \tan(\alpha_\phi)}{C_{m,g} \chi} \quad (4.8)$$

$$W_g = C_{m,g} \sqrt{1 + (\tan(\beta_g))^2} \quad (4.9)$$

$$W_\phi = C_{m,g} \chi \sqrt{1 + (\tan(\beta_\phi))^2} \quad (4.10)$$

$$\dot{m} = \rho_g C_{m,g} A_g \quad (4.11)$$

$$\dot{W} = \dot{m} U_g C_{m,g} (\tan(\alpha_g) - \xi \chi \tan(\alpha_\phi)) \quad (4.12)$$

4.4. Kayıp ve Verim Modelleri

Türbin kayıp modelleri, türbin verimini belirlemede kullanılır. Bu formüller, türbin elemanlarının kaybettiği entalpi değerleridir. Böylece, türbin elemanlarının verim kayıpları belirlenerek daha yüksek verimli türbinler tasarlanmıştır. Bu yöntem Moustapha ve diğerleri[21] kitabında detaylı olarak anlatılmıştır. Denklem 4.13-4.25 arasındaki formüller bu kitaptan alınmıştır.

4.4.1. Nozül kayıpları

Nozüller akışın hızını ve yönünü ayarlamaya yarayan araçlardır. Türbinlerden istenilen verimleri almak için nozüller gereklidir. Nozül kayıpları türbin kayıplarının önemli bir bölümünü oluşturur. Nozül verimi nozül hız oranı(ϕ_N) ve akışkanın nozül çıkışındaki hızına(C_g) bağlıdır. Yüksek verimli nozüller, 0,95 hız oranlarına sahiptir ve modelde de bu değer kullanılacaktır. Nozül kayıpları(L_N) Denklem 4.13'te verilmiştir.

$$L_N = \frac{1 - \phi_N^2}{2\phi_N^2} C_g^2 \quad (4.13)$$

4.4.2. Difüzör kayıpları

Difüzörler türbin çıkışında kalan kinetik enerjinin geri kazanılması için tasarlanır. Teorik olarak türbinden çıkan akışkanın hızının(C_ϕ) dönme hızı olmaması çıkış hızını düşürür ve türbin verimini artırır. Fakat difüzör performansı(C_D) difüzör girişi akış türbülansı, akış dönme açısı(α_ϕ) ve giriş sınır tabaka blokajına bağlıdır. Bu sebeple 10 dereceye yakın açılarda difüzör performansı en yüksek değerini alır. Kullanılan sıradan difüzörlerin egzoz manifoldu ile beraber kayıpları(L_D) Denklem 4.14 ve 4.15'te verilmiştir.

$$L_D = (1 - C_D) \frac{C_\phi^2}{2} \quad (4.14)$$

$$C_D = \frac{5}{7} (-3,25 \cdot 10^{-4} |\alpha_\phi|^2 + 6,5 \cdot 10^{-3} |\alpha_\phi| + 0,57) \quad (4.15)$$

4.4.3. Salyangoz kayıpları

Salyangoz türbine giren akışkanı nozül kanatlarına dağıtır. Salyangoz kayıpları (L_v) salyangoz girişi akışkan yoğunluğuna($\rho_{v,g}$), salyangoz girişi yarıçapına($r_{v,g}$), ortalama salyangoz içi ortalama akış hızına(C_0), akışkan viskozitesi(μ) ve salyangoza giren akışkan hızına($C_{v,g}$) bağlıdır. Salyangozdaki akış sürtünme kayıpları(L_v) Denklem 4.16’te verilmiştir.

$$L_v = 0,054(\rho_{v,g} C_0 \frac{2r_{v,g}}{\mu})^{-0,25} \pi \frac{C_{v,g}^2}{2} \quad (4.16)$$

4.4.4. Geliş kayıpları

Türbinlere giren akışın ideal olarak kanat açısıyla aynı olması gerektiği düşünülse de, rotorun dönmesi ve sonlu kanata sahip olmasından dolayı akışın belli bir geliş açısıyla girmesi gereklidir. Türbin geliş açısı kayıpları(L_i) türbine giren akışkanın bağıl hızına(W_g), bağıl hız açısına(β_g) ve optimum bağıl hız açısına($\beta_{g,opt}$) bağlıdır. Optimum bağıl hız açısı türbin kanat sayısı(Z_R) ve türbin giriş hızı açısına(α_g) bağlıdır. Türbin geliş açısı kayıpları(L_i) ve optimum giriş açısı Denklem 4.17 ve 4.18’de verilmiştir.

$$L_i = \frac{1}{2} W_g^2 \sin^2(\beta_g - \beta_{g,opt}) \quad (4.17)$$

$$\tan(\beta_{g,opt}) = \frac{-1,98 \tan(\alpha_g)}{Z_R (1 - \frac{1,98}{Z_R})} \quad (4.18)$$

4.4.5. Profil kayıpları

Türbin çarkındaki sürtünme ve ikincil akış kayıpları profil kayıpları olarak adlandırılmaktadır. Türbin profil kayıpları türbin giriş bağıl hızı(W_g) ve çıkış bağıl hızına(W_φ) bağlıdır. Profil kayıpları(L_p) Denklem 4.19 da verilmiştir.

$$L_p = 0,15 \times [W_g^2 \cos^2(\beta_g - \beta_{g,opt}) + W_\varphi^2] \quad (4.19)$$

4.4.6. Arka kılıf kayıpları

Türbin çarkıyla arka kılıfı arasındaki sürtünme kayıplara arka kılıf kayıpları denir. Çift taraflı çarklarda bu kayıp yoktur. Arka kılıf kayıpları türbin çarkı açısai hızı(w), türbin çarkı girişı akışkan yoğunluğuna(ρ_g), türbin çarkı giriş yarıçapına(r_g), arka kılıf kayıp katsayısına(K_f) bağlıdır. Arka kılıf kaybı türbin için toplam kayıp olduğu için kütlesei debiye($\dot{m}$) bölünerek birim debiye etkisi hesaplanmıştır. Arka kılıf kayıp katsayısı, çark Reynold sayısına(Re), arka kılıf boşluğuna(ε_{ak}) bağlıdır. Arka kılıf kayıpları(L_w) Denklem 4.20, 4.21 ve 4.22 de verilmiştir.

$$L_w = \frac{K_f (0,25) \cdot \rho_g w^3 r_g^5}{\dot{m}} \quad (4.20)$$

$$K_f = \frac{3,7(\varepsilon_{ak} / r_g)^{0,1}}{Re^{0,5}} \quad (Re < 10^5) \quad (4.21)$$

$$K_f = \frac{0,102(\varepsilon_{ak} / r_g)^{0,1}}{Re^{0,2}} \quad (Re \geq 10^5) \quad (4.22)$$

4.4.7. Kaçak kayıpları

Türbin çarkıyla kılıfları arasındaki boşluklardan akışkan kaçacağı olur. Bu akışkan kaçacağı türbin verimini düşürür. Kaçak kayıpları kanat sayısı(Z_R), türbin çarkı girişı akışkan meridyenel hızına($C_{m,g}$) ve çark hızına(U_g), türbin çarkı giriş(r_g) ve uç çıkış yarıçapına ($r_{u,\zeta}$), çark yüksekliğine (z) bağlıdır. Türbin kılıfıyla çarkı arasındaki boşluklar(ε_r ve ε_x) kanat yüksekliğinin(b_g) yüzde biri olarak alınmıştır. Kayıp hesaplanmasında kullanılan eksenel kaçak akış hızı(C_x)Denklem 4.24'te ve radyal kaçak akış hızı(C_r) Denklem 4.25'te verilmiştir. Kaçak kayıpları Denklem 4.23'te verilmiştir.

$$L_c = \frac{U_g^3 Z_R}{8\pi} (0,4\varepsilon_x C_x + 0,75\varepsilon_r C_r - 0,3\sqrt{\varepsilon_x \varepsilon_r C_x C_r}) \quad (4.23)$$

$$C_x = \frac{1 - \left(\frac{r_{u,\zeta}}{r_g} \right)}{C_{m,g} b_g} \quad (4.24)$$

$$C_r = \left(\frac{r_{u,g}}{r_g} \right) \frac{z - b_g}{C_{m,g} r_g b_g} \quad (4.25)$$

4.4.8. Toplam kayıplar ve verim tahmini

Türbinin verimini belirlemek için toplam kayıplar hesaplanır ve türbin verimi(η) elde edilir. Toplam kayıplar(L_T) Denklem 4.26 da, tahmin edilen verim Denklem 4.27 de verilmiştir.

$$L_T = L_N + L_D + L_v + L_i + L_p + L_w + L_L \quad (4.26)$$

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{W} + L_T} \quad (4.27)$$

4.5. Optimizasyon Algoritması

Optimizasyon, bir sistemin performansını yükselten parametreleri belirleme çalışmasıdır. Bu çalışmalarda var olan bir sistem iyileştirilebilir veya baştan tasarlanabilir.

Optimizasyon çalışmaları, probleme göre değişiklik gösterir. Optimizasyon yöntemleri, matematiksel ve sezgisel olarak sınıflandırılabilir.[26] Matematiksel optimizasyon yöntemlerinde amaç fonksiyonunun türev değerlerini kullanarak en yüksek veya en düşük değeri bulunmaya çalışılır. Bu yöntemler doğrusal ve sürekli problemlerde iyi sonuç verir. Fakat matematiksel olarak doğrusal olmayan ve karmaşık problemlerde sezgisel yöntemler yüksek başarıyla kullanılmaktadır. En bilinen sezgisel yöntem genetik algoritmadır. Genetik algoritma, biyolojik doğal seçim benzetimi yaparak iyileştirme yapar. Denemeler için bireyler(denenecek parametre setleri) oluşturur. İyi olarak belirlenen bireyler diğer bireylerle eşleştirilerek daha iyi sonuçlar elde edilmeye çalışır. Bölgesel maksimum ve minimum değerlere takılmamak için küçük oranlarda mutasyona izin verir. İstenen değerlere ulaşılan kadar denemeye devam eder.

Bu çalışmada, amaç fonksiyonu türbin verimidir. Türbin verimini en yüksek değeri bulunmaya çalışılmıştır. Genetik algoritma için belirlenen optimizasyon parametreleri ve bu parametrelerin limit değerleri Çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Radyal türbin optimizasyon parametreleri ve kısıtları

Parametre	Alt Limit	Üst Limit
Türbin Giriş Yarıçapı(r_g)	0,1 m	0,4 m
Akış Katsayısı(ϕ)	0,2	0,3
Giriş Kanat Yüksekliği(b_g)	0,005 m	0,05 m
Giriş Akış Açısı(α_g)	70 °	80 °
Çıkış Akış Açısı(α_ϕ)	-20 °	20 °
Kanat Sayısı(Z_R)	14	18
Meridyenel Hız Oranı($C_{m,\phi}/C_{m,g}$)	1,0	1,2

Genetik algoritma kullanımında en önemli parametre popülasyon boyutudur. Popülasyon boyutu çeşitli değerler denenerek iyi bir değer belirlenerek kullanılır. Bu optimizasyon çalışmasında popülasyon boyutu; yüzden, iki yüze kadar denenmiştir. Diğer parametre değerleri değiştirilmeden MATLAB programının varsayılan değerleri kullanılmıştır. Kullanılan genetik algoritma parametreleri Çizelge 4.2’de verilmiştir.

Çizelge 4.2. Optimizasyon algoritması parametreleri

Parametre	Değer
Popülasyon Tipi	Çift Vektör
Popülasyon Boyutu	150
Ölçeklendirme Fonksiyonu	Sıralama
Seçim Fonksiyonu	Düzgün Stokastik
Elit Sayısı	2
Çaprazlama Oranı	0.8
Mutasyon Fonksiyonu	Kısıtlara Bağımlı
Çaprazlama Fonksiyonu	Dağılık
Göç Oranı	0.2
Göç Süresi	20
Nesil Sayısı	1000

4.6. Kanat Tasarımı

Türbinlerin yüksek verimli olarak çalışması, sadece türbin giriş ve çıkış parametreleri doğru belirlenerek sağlanamaz. Türbin kanat geometrisinin oluşturulması için, türbin giriş ve çıkış parametreleri kullanılarak, kanat açısı ve kanal yüksekliği dağılımı düzgün bir şekilde oluşturulmalıdır.

Kanat tasarım sürecinde, kanat geometrileri doğrudan veya tersine tasarım yöntemleriyle tasarlanır. Doğrudan tasarım yönteminde, tasarımcıların deneyimlerine göre kanat açısı ve kanal yüksekliği dağılımları oluşturulur ve türbin içi akış düşük kayıplı ve düzgün bir akış düzenine gelene kadar oluşturulan geometriler denenir. Fakat deneyimsiz bir tasarımcının kanat açısı ve kanal yüksekliği dağılımının az sayıda denemeyle düzgün belirlenmesi çok zordur. Bu yüzden, türbin performansını belirlemek için çok fazla denemeye ihtiyaç duyar ve bu çalışma çok fazla zaman alır. Tersine tasarımda, tasarımcı elde etmek istendiği tasarım çıktıları elde edebileceğini düşündüğü türbin geometrisi için model kurar ve kurulan modele göre istediği türbin geometrisini oluşturur. Düzgün kurulan bir tersine tasarım modeliyle çok az denemeyle yüksek performanslı bir türbin geometrisi oluşturulabilir.

Türbin kanatlarının oluşturulması için kanat yüksekliği ve akış tüpü uzunluğuna göre türbin kanat açısı dağılımı gereklidir. Bu çalışma için, yeni bir tersine tasarım metodu oluşturulmuştur. Oluşturulan metodun en önemli özelliği, kanat açısı ve yüksekliği dağılımının çok basit ve hızlı bir şekilde elde edilmesidir. Oluşturulan metotta, ortalama kanat yüksekliğinde üretilen türbin gücü, akış tüpü uzunluğuna bağlı bir polinom (Denklem 3.39) şeklinde ifade edilmiştir. İfade edilen güç denkleminin akış hızlarıyla bağıntısı Euler turbo makine denklemiyle[27] (Denklem 4.28) oluşturulmuştur. Bu denklemlerde, W türbinden üretilen güç, r akış tüpü için dönme eksenine göre yarıçap, C_θ akış mutlak teğetsel hızı ve s akış tüpü uzunluğudur.

$$d(W) = wd(rC_\theta) \quad (4.28)$$

$$rC_\theta(s) = a_3s^3 + a_2s^2 + a_1s + a_0 \quad (4.29)$$

Denklem 4.29'daki katsayıların(a_3, a_2, a_1, a_0) belirlenmesinde kullanılan sınır şartları, Denklem 4.30-4.33'te verilmiştir. Denklem 4.30 ve 4.31, türbin optimizasyonu sonucunda elde edilen türbin girişi ve çıkışındaki mutlak teğetsel akış hızlarıdır. Denklem 4.32 ve 4.33, türbin girişinde ve çıkışında türbin bölgesel güç üretimidir. Türbin akışının düzgün olması için, türbin girişinde ve çıkışında türbin güç üretmeyerek ivmelenmemesi gereklidir, fakat türbin girişinde akışın kanata daha rahat girmesi için bir miktar güç üretilebilir.

$$rC_\theta(0) = r_g C_{\theta,g} \quad (4.30)$$

$$rC_\theta(L) = r_\xi C_{\theta,\xi} \quad (4.31)$$

$$\frac{\partial[rC_\theta(0)]}{\partial s} = m_g \quad (4.32)$$

$$\frac{\partial[rC_\theta(L)]}{\partial s} = 0$$

(4.33)

Tersine tasarımla elde edilen bağıl akış açılarından kanat açısına geçmek gereklidir. Optimizasyon çalışmalarında elde edilen türbin girişindeki geliş açısı ve çıkışındaki sapma açılarının etkileri geometri oluşturulurken eklenir. Geliş açısı düzeltmesi denklemini üçüncü derece bir polinomdur ve akış tüpünün seçilen bir noktasından akış açısı ve akış açısı türevi sürekli olacak şekilde birleştirilir. Geliş açısı düzeltmesi girişte kanat açısına eşit ve türevi sıfır olacak şekilde verilmiştir. Türbinlerde sapma açısı düşük bir değer olduğu için, elde edilen akış açısı eğrilerine doğrusal olarak eklenmiştir. Bu şekilde, ortalama yükseklik için kanat açısının dağılımı oluşturulmuş olur. Diğer yüksekliklerdeki(akış tüpleri arasında) açı dağılımı ise serbest vorteks akışına(Denklem 4.34) uyacak şekilde ortalama yükseklikteki açı dağılımı kullanılarak oluşturulmuştur.

$$rC_\theta = \text{sabit} \quad (4.34)$$

Nozül kanatlarının açı dağılımı belirlenmesinde aynı yöntem uygulanmıştır. Nozül tasarımında dikkat edilmesi gereken değer nozül boynunda (en düşük akış alanı olan nozül kesiti) akışın hızının ses hızını ulaşmamasıdır. Çünkü akış hızı ses hızına ulaştığında, akışın nozül içindeki davranışı değişir ve fazladan şok kayıplarına maruz kalır. Bu durumu

engellenmenin en kolay yolu nozül kalınlığını ve yüksekliğini dikkatlice ayarlamaktır. Kanat kalınlık değeri olarak NACA 0006 tipi kanatçıgın kalınlık dağılımı kullanılmıştır. Bu kanat kalınlığı dağılımında nozül boynu nozül kanadının çıkışındadır ve akış ses hızını ulaşmamaktadır.

Ayrıca nozül kanatlarıyla türbin çarkı arasında bir boşluk bırakılmalıdır. Bu mesafenin düşük olması türbine giren akışı bozarken, yüksek olması viskoz sürtünme kayıplarını artırmaktadır. Bu değer ampirik Denklem 4.35'te verilmiştir.

$$\Delta r = 2b_{n,\zeta} \cos(\alpha_{n,\zeta}) \quad (4.35)$$

4.7. Salyangoz Tasarımı

Salyangozların amacı türbine giren akışkanın nozül kanatlarına eşit debide ve en az toplam basınç kaybıyla dağıtmaktır. Salyangozdaki akışın girişteki hızının açısal momentum korunumu Denklem 4.36'da toplam debisi Denklem 4.37 ve herhangi bir kesitteki debisi Denklem 4.38'de verilmiştir. Akış sürtünmeli olduğu için bir miktar açısal momentum kaybeder, bu durum açısal momentum korunum katsayısıyla(S) verilir. Bu katsayı 0,9 olarak alınmıştır. Bu denklemlerin beraber çözülmesiyle salyangoz sarım açısına göre salyangoz kesit yarıçapı Denklem 4,39 ve Denklem 4.40 elde edilmiştir.

$$(r_{v,\zeta} + r_{v,\theta})C_{v,\theta} = S(r_{v,\zeta} + r_{v,g})C_{v,g} \quad (4.36)$$

$$\dot{m} = \pi r_{v,g}^2 \rho_{v,g} C_{v,g} \quad (4.37)$$

$$\dot{m}_\theta = \dot{m} \left(1 - \frac{\theta}{2\pi} \right) = \pi r_{v,\theta}^2 \rho_{v,\theta} C_{v,\theta} \quad (4.38)$$

Denklem 4.36, 4.37 ve 4.38 beraber çözülür ve sadeleştirilirse,

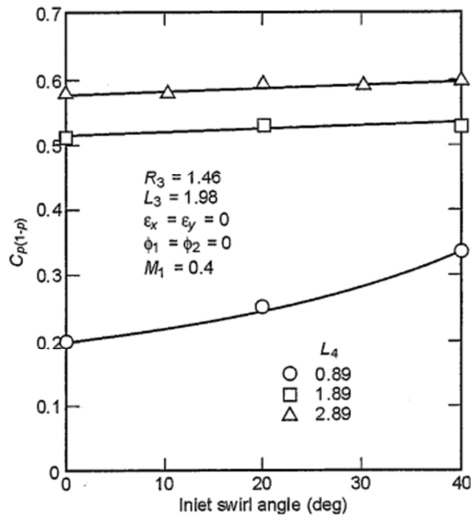
$$C = \frac{\dot{m}}{\pi S(r_{v,\zeta} + r_{v,g}) \rho_{v,\theta} C_{v,g}} \quad (4.39)$$

$$r_{v,\theta} = \frac{C \left(1 - \frac{\theta}{2\pi} \right) + \sqrt{C^2 \left(1 - \frac{\theta}{2\pi} \right)^2 + 4C r_{v,\zeta} \left(1 - \frac{\theta}{2\pi} \right)}}{2} \quad (4.40)$$

4.8. Difüzör ve Egzoz Manifoldu Tasarımı

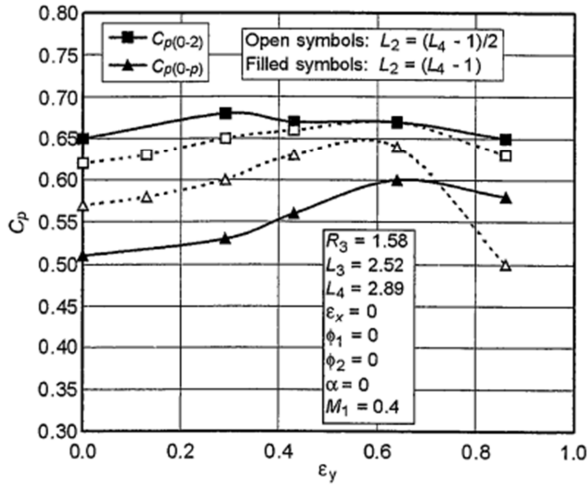
Difüzör ve egzoz manifoldu tasarımında kullanılan performans tabloları Moustapha ve diğerleri [21] tarafından verilen Şekil 4.2 – 4.5'te verilmiştir.

Şekil 4.4'te [21] akış dönmesinin difüzör performansına etkisi görülmektedir. Difüzör performansı dönme açısıyla artar. Fakat dönme hızı arttıkça çıkıştaki kinetik enerji artıracak için kayıpları da artıracaktır. Difüzör performansı, difüzör çıkış dış yüksekliği arttıkça da artmaktadır.



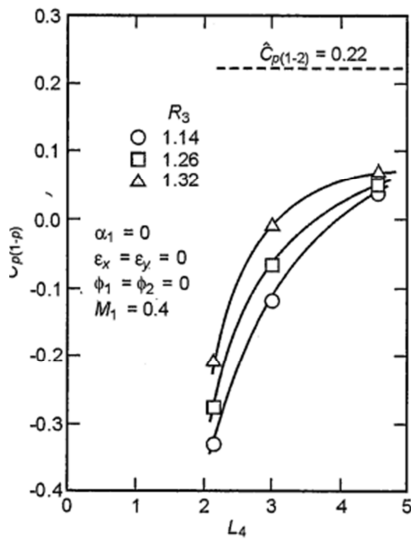
Şekil 4.4. Difüzör akış dönme açısının difüzör performansına etkisi

Egzoz manifoldu eksantrisite değerinin, egzoz manifoldu performansına etkisi Şekil 4.5'te [21] verilmiştir. Egzoz manifoldu eksantrisite değerinin tasarlanan egzoz manifoldu için (açık semboller) 0,57 değerinde maksimum sistem performansı(kare semboller) vermektedir. Bu sebeple eksantrisite değeri 0,57 alınmıştır.



Şekil 4.5. Eksantrisitenin egzoz manifoldu performansına etkisi

Difüzör dış yüksekliği oranının, difüzör performansına etkisi Şekil 4.6'da [21] verilmiştir. Difüzör verimi artan difüzör dış yüksekliği oranı(L_4)ile artmaktadır. Bu değer 4'ten sonra yüksek performans vermektedir.



Şekil 4.6. Difüzör dış yüksekliği oranının difüzör performansına etkisi

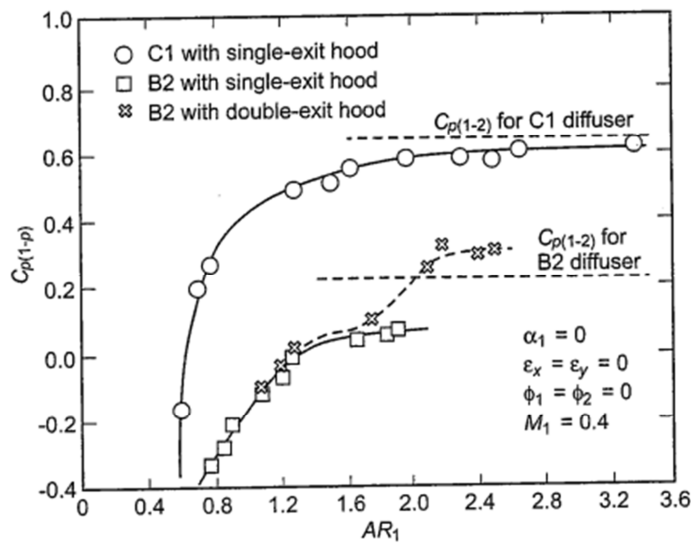
Alan oranı 1(AR_1) [21], difüzör çıkış alanının difüzör çıkış alanına oranıdır. Alan oranını Denklem 4.41'ta verilmiştir. Tasarlanan difüzör C1($\gamma_d=36^\circ$) tipidir, difüzör performansı 2'den sonra yaklaşık maksimum değere yakınsadığı Şekil 4.7'de görülmektedir.

Alan oranı 2(AR_2) [21], egzoz manifoldu kritik alanının(difüzör çıkışında egzoz manifoldu çıkışı yönündeki en az alan) difüzör çıkış alanın çeyreğine($0^\circ-90^\circ$ arasında) oranıdır. Alan

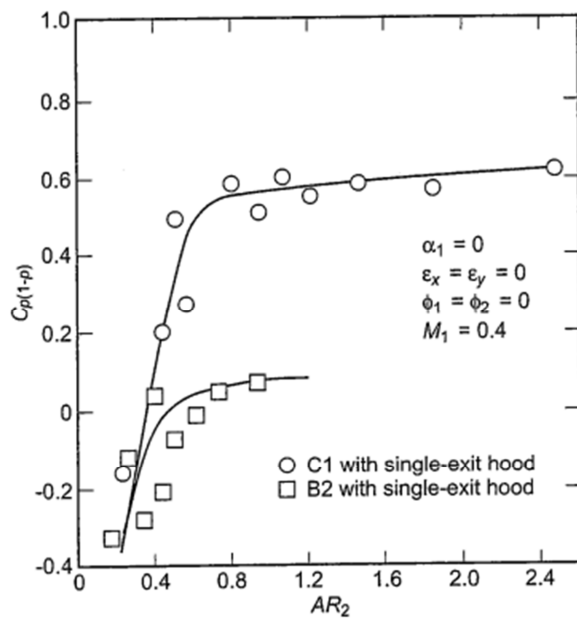
oranın 2, Denklem 4.42’de verilmiştir. Tasarlanan difüzör C1($\gamma_d=36^0$) tipidir ve difüzör performansı 0,8’den sonra makul bir değere yakınsadığı Şekil 4.8’de görülmektedir.

$$AR_1 = \frac{R_3 L_3}{\pi \cos(\gamma_d)} \quad (4.41)$$

$$AR_2 = \frac{2 \left[\sqrt{(R_3 + \varepsilon_y)(R_3 - \varepsilon_y)} - 1 \right] L_4}{\pi \cos(\gamma_d)} \quad (4.42)$$



Şekil 4.7. Alan oranı 1’in difüzör performansına etkisi



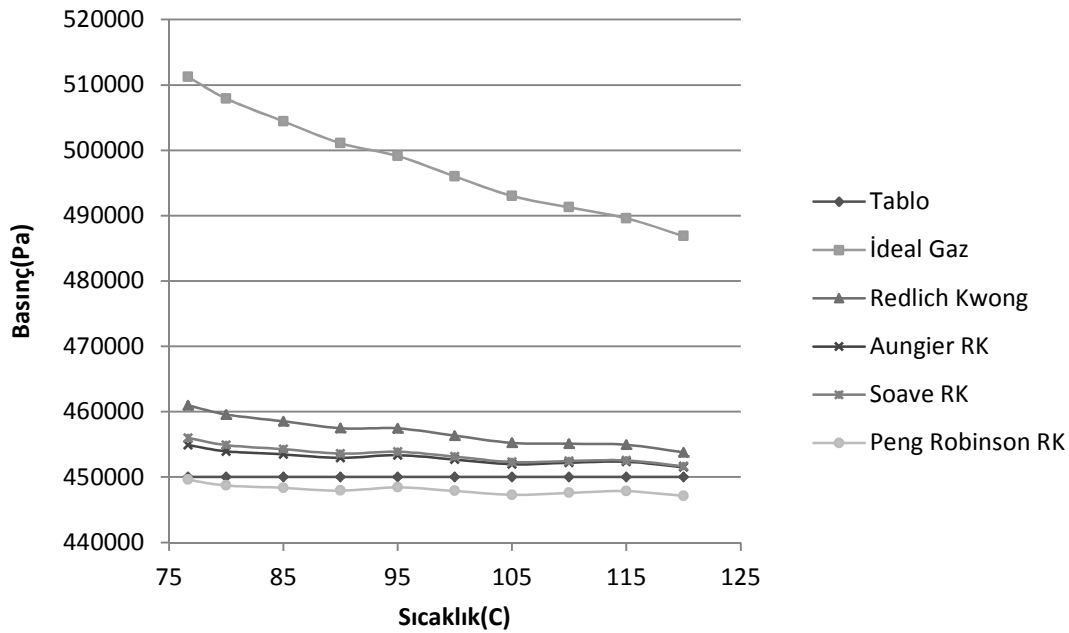
Şekil 4.8. Alan oranı 2’in difüzör performansına etkisi



5. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ MODELİ

5.1. Hal ve Özellik Denklemleri

Akışkan seçiminden sonra R123 seçilmiştir. R123 gazı da diğer soğutucu akışkanlar gibi ideal gaz varsayımlarından sapmaktadır. Termodinamik modellerin performansını belirlemede R123 gaz tabloları[20] kullanılmıştır. Fakat hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri için bu tabloların kullanılması çözümleme süresi için uygun değildir ve bu sebepten kullanılmamıştır.



Şekil 5.1. Hal denklemlerinin değişen sıcaklıklara göre basınç tahminleri

Bu hal denklemleri aşağıda verilmiştir.

- 1- İdeal gaz denklemi
- 2- Redlich-Kwong denklemi
- 3- Soave Redlich-Kwong denklemi
- 4- Peng-Robinson Redlich-Kwong denklemi
- 5- Aungier Redlich-Kwong denklemidir.

Bu denklemlerin testi için, R123 gazının 450 kPa basınçtaki değerleriyle hesaplanan değerleri karşılaştırılmıştır. Hesaplanan basınç değerleri Şekil 5.1'de verilmiştir. Elde

edilen sonuçlara göre, Aungier Redlich Kwong ve Peng-Robinson Redlich-Kwong denklemleri en iyi sonuçları vermektedir. İdeal gaz denklemleri basit olsa da yüksek hata oranı nedeniyle analizlerde kullanılmaya uygun değildir. Hesaplamalar 450 kPa ile 100 kPa arasında yapılacağı için, bu aralıkta daha iyi sonuç verebilecek olan Aungier Redlich-Kwong denklemi hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerinde hal denklemi olarak kullanılmıştır.

Aungier Redlich-Kwong denklemlerinde akışkanın moleküler ağırlığı, özgül ısısı, asentirik faktör, kritik basınç, kritik sıcaklık ve kritik öz hacim değerleri gereklidir. Bu değerler[25] R123 gazı için Çizelge 5.1’de verilmiştir. R123 soğutucu akışkanının sıfır basınçta, sabit basınç özgül ısısının gaz sabitine oranı(R) Denklem 5.1’de verilmiştir.

$$\frac{c_p^0}{R} = 2,046009 + 4,86657 \cdot 10^{-2} T - 5,58639 \cdot 10^{-5} T^2 + 2,82328 \cdot 10^{-8} T^3 \quad (5.1)$$

Çizelge 5.1. R123 gazının termodinamik özellikleri

Özellik	Birim	Değer
Asentirik faktör, ω	-	0,28192
Kritik Basınç, P_c	kPa	3661,8
Kritik Sıcaklık, T_c	K	456,83
Kritik Öz hacim, v_c	m ³ /kg	0,00182
Moleküler Ağırlık, M	kg/kmol	152,93

Aungier Redlich-Kwong denklemi ve parametreleri[2] Denklem 5.2-5.7’de verilmiştir.

$$P = \frac{RT}{v-b+c} - \frac{a(T)}{v(v+b)} \quad (5.2)$$

$$a = a_0 \left(\frac{T}{T_c} \right)^{-n} \quad (5.3)$$

$$a_0 = \frac{0,42747 R^2 T_c^2}{P_c} \quad (5.4)$$

$$b = \frac{0,08664RT_c}{P_c} \quad (5.5)$$

$$c = \frac{RT_c}{P_c + \frac{a_0}{v_c(v_c + b)}} + b - v_c \quad (5.6)$$

$$n = 0,49686 + 1,1735\omega + 0,4754\omega^2 \quad (5.7)$$

Bu denklemlere ek olarak, viskozite ve ısı iletkenlik denklemleri de aşağıda verilmiştir. Bu denklemler kinetik teoriden çıkarılmış denklemlerdir ve ANSYS CFX programında gerçek gaz denklemleriyle uyumlu olduğu için tercih edilmiştir.

Akışkan viskozitesi(μ_{mol}) Denklem 5.10’da, akışkan ısı iletkenliği(k) Denklem 5.11’da verilmiştir. Bu denklemlerde çarpışma fonksiyonu(Ω , Denklem 5.8), arpışma apı(σ , Denklem 5.9) ve sabit hacimdeki özgül ısısı(c_v) kullanılmaktadır.

$$\Omega = 1,16145 \left(1,2593 \frac{T}{T_c} \right)^{-0,14874} + 0,52487 e^{-0,7732 \left(1,2593 \frac{T}{T_c} \right)} \quad (5.8)$$

$$+ 2,16178 e^{-2,43787 \left(1,2593 \frac{T}{T_c} \right)} \quad (5.9)$$

$$\sigma = 0,809 \sqrt[3]{v_c}$$

$$\mu_{mol} = 26,69 \frac{\sqrt{MT}}{\Omega \sigma^2} \quad (5.10)$$

$$\frac{k}{\mu_{mol} c_v} = 1,32 + \frac{1,77R}{c_v} \quad (5.11)$$

5.2. Hesaplamalı Akışkanlar Mekaniiği Diferansiyel Denklemleri

Bu bölümde kararlı hal, sanal zaman çözücü terimli, Euler tipi sürekli ortam, tek fazlı, sıkıştırılabilir, Newton tipi değişken viskozite, değişken özgül ısı ve değişken ısı iletkenlik olarak kabul edilen akışkan bölgesi için korunum denklemlerinin genelleştirilmiş halleri Denklem 5.12-5.15’te verilmiştir. Bu denklemlerde τ sanal zaman adımıdır ve denklemlerin çözümü için kullanılmaktadır. Detaylı bilgi Bölüm 5.4’te verilecektir.

Süreklilik denklemi

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \nabla \cdot (\rho \vec{C}) = 0 \quad (5.12)$$

Süreklilik denklemi, analizlerde kullanılan hücreler için kütle korunumu denklemdir. Hücrenin etrafındaki hücrelerden aldığı akışkandan dolayı yoğunluğunun değişiminin ifadesidir. Bu denklemde, ρ yoğunluk ve $\vec{C}$ hız vektörüdür.

Momentum denklemi

$$\frac{\partial(\rho \vec{C})}{\partial \tau} + \nabla \cdot (\rho \vec{C} : \vec{C}) = -\nabla p + \nabla \cdot \bar{\tau} - 2\rho \vec{\omega} \times \vec{C} - \rho \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) \quad (5.13)$$

$$\bar{\tau} = (\mu_{mol} + \rho \varepsilon_m) \left(\nabla \vec{C} + (\nabla \vec{C})^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \vec{C} \right) \quad (5.14)$$

Momentum denklemi(Denklem 5.13), Newton'un ikinci yasasının akışkanlar için uygulanmasıdır. Denklem 5.13'de, son iki terim dönme etkisidir ve türbin çarkı simülasyonunda kullanılmaktadır. Denklem 5.14'te kesme gerilmesi tansörü($\bar{\tau}$) denklemi verilmiştir. Bu denklemlerde p basınç, $\vec{\omega}$ dönme vektörü, $\vec{r}$ dönme yarıçapı vektörü, ε_m türbülans viskozitesi ve δ kronocker delta fonksiyonudur.

Toplam enerji denklemi

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho h_0)}{\partial \tau} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{C} h_0) &= \nabla \cdot (k \nabla T) + \nabla \cdot (\vec{C} \cdot \bar{\tau}) \\ &- \vec{C} \cdot [2\rho \vec{\omega} \times \vec{C} + \rho \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r})] \end{aligned} \quad (5.15)$$

Toplam enerji denklemi(Denklem 5.15), enerji korunumunun akışkanlar için uygulanmasıdır. Bu denklemin toplam entalpi üzerinden uygulanması yüksek hızlı akışların simülasyonunda kararlılığı artırmaktadır. Denklem 5.15'de, son iki terim dönmenin enerji denklemi üzerinde etkisidir ve türbin çarkı simülasyonunda kullanılmaktadır. Bu denklemlerde h_0 toplam entalpidir.

Bu denklemleri ve türbülans etkilerini çözmek için ANSYS CFX programı kullanılacaktır. Bu program turbo makine analizlerinde yaygın olarak kullanılmakta olan sonlu elemanlar yöntemiyle çalışan bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizi programıdır. Bu denklemle tüm türbin sistemleri için geçerlidir. Momentum ve enerji diferansiyel denklemlerindeki son iki terim dönme etkisini gösterir ve türbin çarkı dışındaki bölgeler için etkisi yoktur.

Dönen referans sistemi yaklaşımı, dönen sistemleri zamandan bağımsız olarak çözmek için geliştirilen bir yöntemdir. Türbin çarkı analizlerinde, sistem dönmesi yok kabul edilip, analize merkezci ve coriolis ivmelerinin etkileri eklenir. Bu şekilde analiz, zamana bağlı birkaç etki haricinde, gerçekçi ve hızlı bir şekilde yapılır. Bu çalışmada, dönen referans sistemi kullanılarak analizi yapılmıştır.

5.3. Türbülanslı Akış ve Türbülans Modelleri

Gaz türbinlerindeki akışlar, yüksek türbülanslı bir karaktere, yüksek akış hızlarına ve dönmelerinden dolayı türbülans modellerini zorlayan bir yapıya sahiptir. Ayrıca yüksek gradyanlar sebebiyle oluşan türbin içi akışlardaki kopmalar ve geri birleşmeler doğru modellenmelidir.

Türbülans modelleri, türbülans viskozitesi modelleri, büyük girdap modelleri ve doğrudan sayısal simülasyon modelleri olarak ayrılır. Doğrudan sayısal simülasyon modellerinde akışta oluşan en küçük girdapları yakalayacak kadar ince ağ yapısı ve zamana adımı oluşturulmalıdır. Düşük türbülanslı akışlar için bile bu çözümler süper bilgisayarlarla gerçekleştirilir. Büyük girdap modelleri, küçük izotropik girdapları modelleyen doğrudan sayısal simülasyondan daha düşük hesaplama ihtiyacı bir türbülans modelidir. Yüksek türbülanslı olan türbin çarkı akışlarına uygulanması için yüksek hesaplama gücü gereklidir. Türbülans viskozitesi modelleri, türbülans modellemede düşük maliyetlidir. Bu modelde türbülans yaklaşık olarak türbülans viskozitesi olarak modellenir. Türbülans viskozitesi modellerinden k- ϵ modellerinin ve k-w modellerinin genel akış modellenmesinde performansları iyidir. Türbülans viskozitesi modelleri hakkında detaylı bilgi için Cebeci [22] kitabında verilmiştir.

Standart ve diğer k- ϵ modelleri kopmalar olan akışların analizlerinde yeterince doğru çözümler verememektedir. Radyal türbinlerdeki geliş açılarından dolayı oluşan akışın

kopma noktalarının doğru belirlenmesi çok önemlidir. Bu sebeple k-ε modelleri bu çalışmada kullanılmamıştır.

Standart k-w modelinin giriş şartlarına yüksek duyarlıdır ve kuyruk suyu akışlarında k-ε modelleri kadar doğru çözümler vermemektedir. Bu sebeple k-w modelleri bu çalışmada kullanılmamıştır.

Kayma gerilmesi taşınımı(SST) tipi k-w modeli, k-ε ve k-w modellerini birleştirerek yüksek doğrulukta türbülans modellenmesini mümkün kılmıştır. Kopma noktalarının belirlenmesinde ve yavaşlayan akışların modellenmesinde yüksek doğrulukta sonuç vermektedir. Bu nedenle, bu çalışmada SST modeli kullanılmıştır. Bu model kullanılan Denklem 5.16-5.31 Cebeci [22] kitabından alınmıştır.

Kayma gerilmesi taşınımı modelinde, türbülans viskozitesinin(ε_m) Denklemi 3.50'de verilmiştir. Bu modelde, F_2 parametresiyle türbülans viskozitesi sınırlanmıştır.

$$\varepsilon_m = \frac{a_q k}{\max(a_1 \omega, \Omega F_2)} \quad (5.16)$$

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2) \quad (5.17)$$

$$\arg_2 = \max\left(2 \frac{\sqrt{k}}{0,09 \omega y}, \frac{500 \nu}{y^2 \omega}\right) \quad (5.18)$$

Kayma gerilmesi taşınımı modelinde, türbülans viskozitesinin hesaplanması için türbülans kinetik enerjisi(k) Denklem 5.19 ve spesifik disipasyon oranı(ω) Denklem 5.20 hücreler için çözdürülmüştür.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial \tau} + \nabla \cdot (\rho \vec{C} k) = \nabla \cdot [(\mu + \rho \varepsilon_m \sigma_k) \nabla k] + \bar{R} : \nabla(\vec{C}) - \beta^* \rho \omega k \quad (5.19)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial \tau} + \nabla \cdot (\rho \vec{C} \omega) = & \nabla \cdot ((\mu + \rho \varepsilon_m \sigma_\omega) \nabla \omega) + \frac{\gamma}{\varepsilon_m} \bar{R} : \nabla(\vec{C}) - \beta \rho \omega^2 \\ & + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \nabla k \cdot \nabla \omega \end{aligned} \quad (5.20)$$

Denklem 5.18 ve 5.19'da bulunan Reynold gerilim tensörü($\bar{R}$) Denklem 5.21'de verilmiştir.

$$\bar{R} = \rho \varepsilon_m \left(\nabla \vec{C} + (\nabla \vec{C})^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \vec{C} \right) - \frac{2}{3} \mu k \delta \quad (5.21)$$

Kayma gerilmesi taşınımı(SST) tipi k-w modelinde, k-ε ve k-w modelleri F_1 parametresinin değerine(Denklem 5.22) göre değiştirilir. F_1 değeri bir olduğunda k-w, sıfır olduğunda k-ε modeli etkin olur.

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4) \quad (5.22)$$

$$\arg_1 = \min \left(\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0,09 \omega y}, \frac{500 \nu}{y^2 \omega}, \frac{4 \rho \sigma_{w2} k}{CD_{kw} y^2} \right) \right) \quad (5.23)$$

$$CD_{kw} = \max \left(2 \rho \sigma_{w2} \frac{1}{\omega} (\nabla k \cdot \nabla \omega), 10^{-20} \right) \quad (5.24)$$

Diferansiyel denklemlerde kullanılan parametreler de Denklem 5.25 kullanılarak belirlenir.

$$\phi = F_1 \phi_1 + (1 - F_1) \phi_2 \quad (5.25)$$

$$\phi = \{\sigma_k \quad \sigma_w \quad \beta \quad \gamma\} \quad (5.26)$$

Denklem 5.26'da verilen parametrelerin hesabında, k-w denkleminin parametreleri Denklem 5.27'de, k-ε denklemin parametreleri Denklem 5.28'de verilmiştir.

$$\phi_1 = \{\sigma_{k1} \quad \sigma_{w1} \quad \beta_1 \quad \gamma_1\} = \{0,85 \quad 0,5 \quad 0,075 \quad 0,553\} \quad (5.27)$$

$$\phi_2 = \{\sigma_{k2} \quad \sigma_{w2} \quad \beta_2 \quad \gamma_2\} = \{1 \quad 0,856 \quad 0,0828 \quad 0,440\} \quad (5.28)$$

Türbülans denklemleri duvar yakınlarında çözülürken duvar etkilerinin modellenmesi gerekir. Bu etkiler, viskoz alt bölge, tampon bölgesi ve türbülanslı üst bölge olarak ayrılarak modellenir [22]. Yüksek hassasiyetli modelleme yapabilmek için, çalışmalarda viskoz alt bölgede olan duvar fonksiyonu(Denklem 5.29) kullanılmıştır. Bu bölgede analiz yapabilmek için boyutsuz duvar mesafesi beşin altında kalacak şekilde hücre yapısı oluşturulmuştur. Bu fonksiyonda, boyutsuz duvar hızı (u^+) boyutsuz duvar mesafesinin

(y^+) fonksiyonudur. Boyutsuz duvar hızı(Denklem 5.30), boyutsuz duvar mesafesi Denklem 5.31’de verilmiştir. Bu denklemlerde u duvar yanındaki hücrenin hızını, τ_w duvar kesme gerilmesi ve y duvar mesafesidir.

$$u^+ = y^+ \quad (5.29)$$

$$u^+ = \frac{u}{\sqrt{\tau_w / \rho}} \quad (5.30)$$

$$y^+ = \frac{y \sqrt{\tau_w / \rho}}{\nu} \quad (5.31)$$

5.4. Sanal Zaman Adımı Çözücüsü

Akış diferansiyel denklemleri, belirlenen sanal zaman adımıyla sanki zamana bağıymış gibi çözülmektedir. Bu zaman adımı akışın özelliklerine göre belirlenmektedir. Sanal zaman adımı, türbin çarkı için Denklem 5.32’de, diğer bölgeler için Denklem 5.33’te verilmiştir. Bu denklemlerde, $\Delta\tau$ sanal zaman adımı, $V_{hücre}$ hücre hacmi ve $c_{hücre}$ hücre ses hızıdır. Yapılan hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerinde, sanal zaman adımı CFX tarafından tüm hücreler için hesaplanır, en düşük değerler kullanılır.

$$\Delta\tau = \frac{0,1}{|\vec{w}|} \quad (5.32)$$

$$\Delta\tau = \frac{0,3 \cdot \sqrt[3]{V_{hücre}}}{c_{hücre}} \quad (5.33)$$

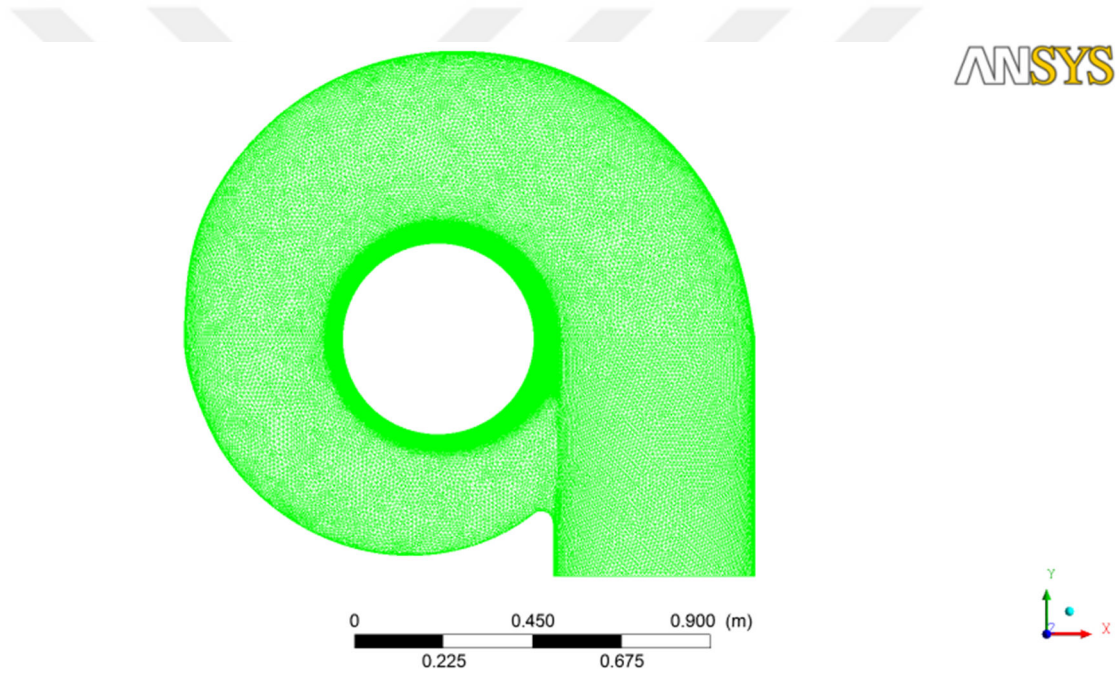
5.5. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizlerinde Ağ Yapısı ve Sınır Şartları

Yapılan simülasyon çalışmalarında kullanılan türbin çarkı ve nozül geometrileri ANSYS BLADEGEN programında; salyangoz, difüzör ve egzoz manifoldu geometrileri SOLIDWORKS bilgisayar destekli çizim programında oluşturulmuştur. Bu türbin çarkı ve nozül geometrilerine ANSYS TURBOGRID programında; salyangoz, difüzör ve egzoz manifoldu geometrilerine ANSYS MESHING programı kullanılarak ağ yapıları

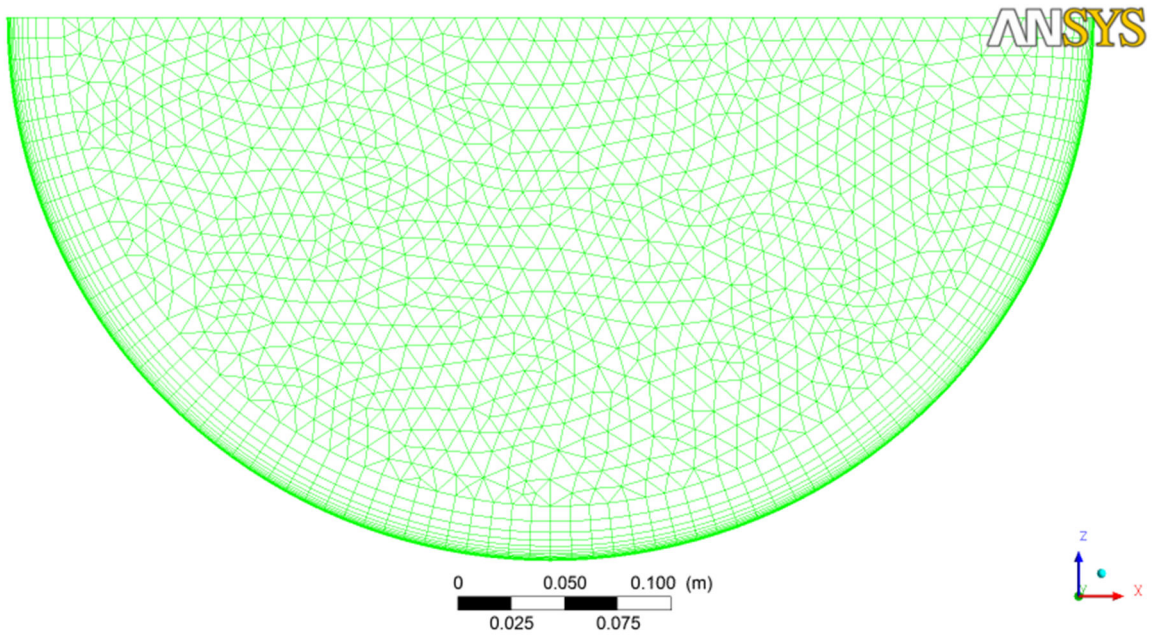
oluşturulmuştur. Analizler ANSYS CFX hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı kullanılarak çözümlenmiştir.

5.5.1. Salyangoz

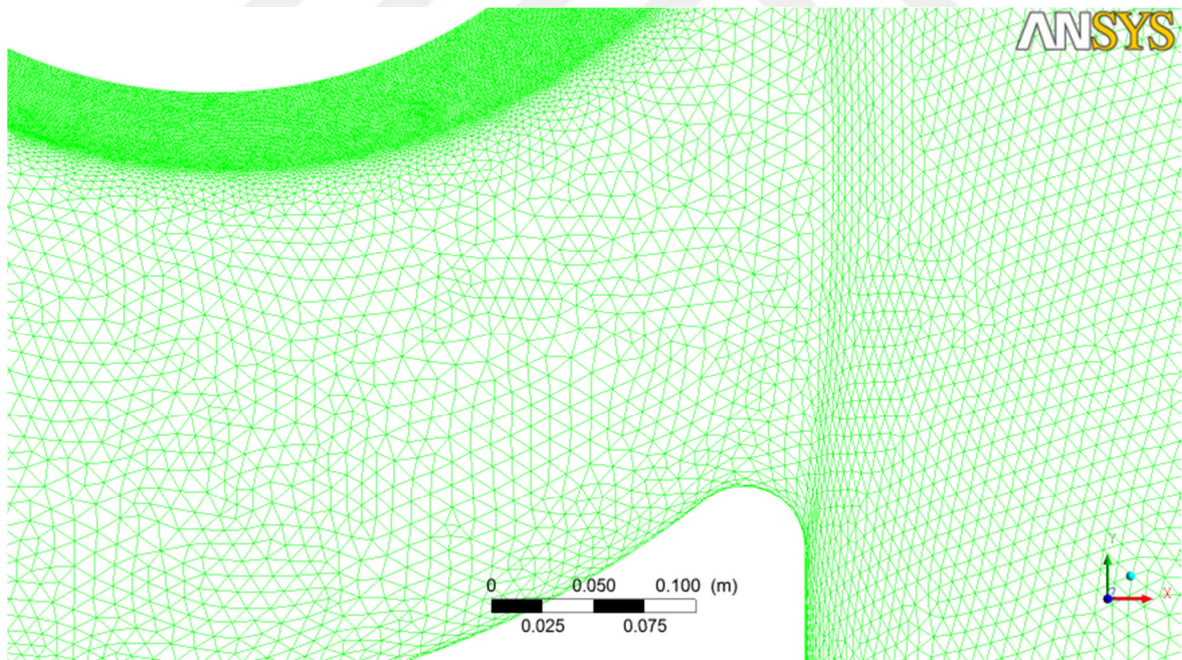
Salyangoz içi akışın modellenmesi için oluşturulan hibrit ağ yapısı Şekil 5.2-5.4'te gösterilmiştir. Duvar dibi hücreler hekzahedral, iç bölgeler ise tetrahedral olarak oluşturulmuştur. Akışın duvar sınır şartı için viskoz alt türbülans bölgesinde olacak şekilde duvar dibinde hücreler sıkıştırılmıştır. Salyangoz analizinde salyangoz simetri eksenini kullanarak eleman sayısı düşürülmüştür.



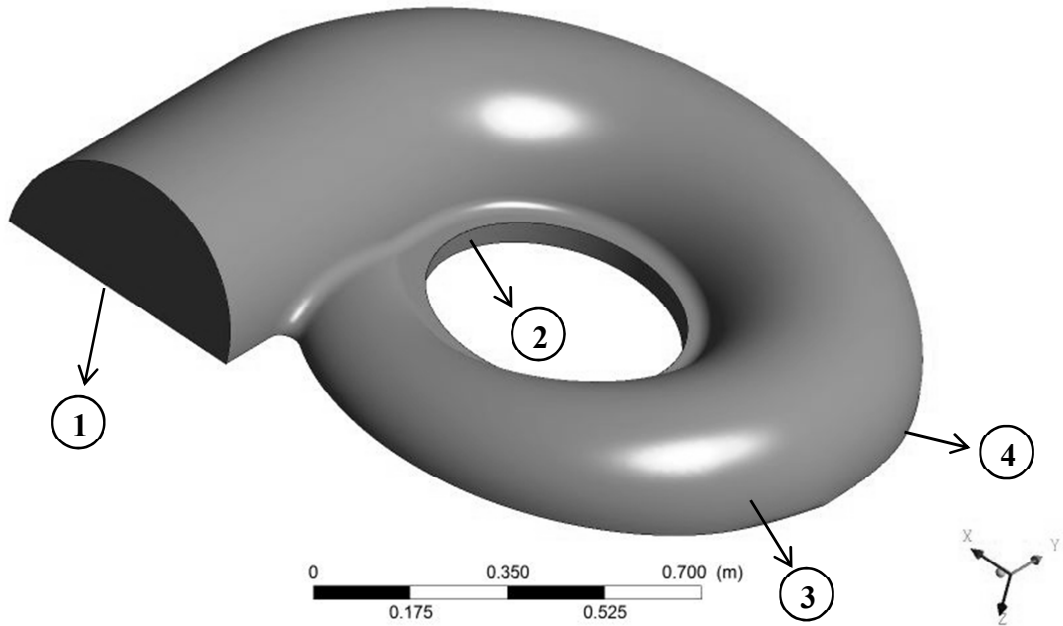
Şekil 5.2. Salyangoz simetri eksenini ağ yapısı



Şekil 5.3. Salyangoz girişi ağ yapısı



Şekil 5.4. Salyangoz merkezi ve duvar dibi sıklaştırılmış ağ yapısı



Şekil 5.5. Salyangoz geometrisi sınır şartları

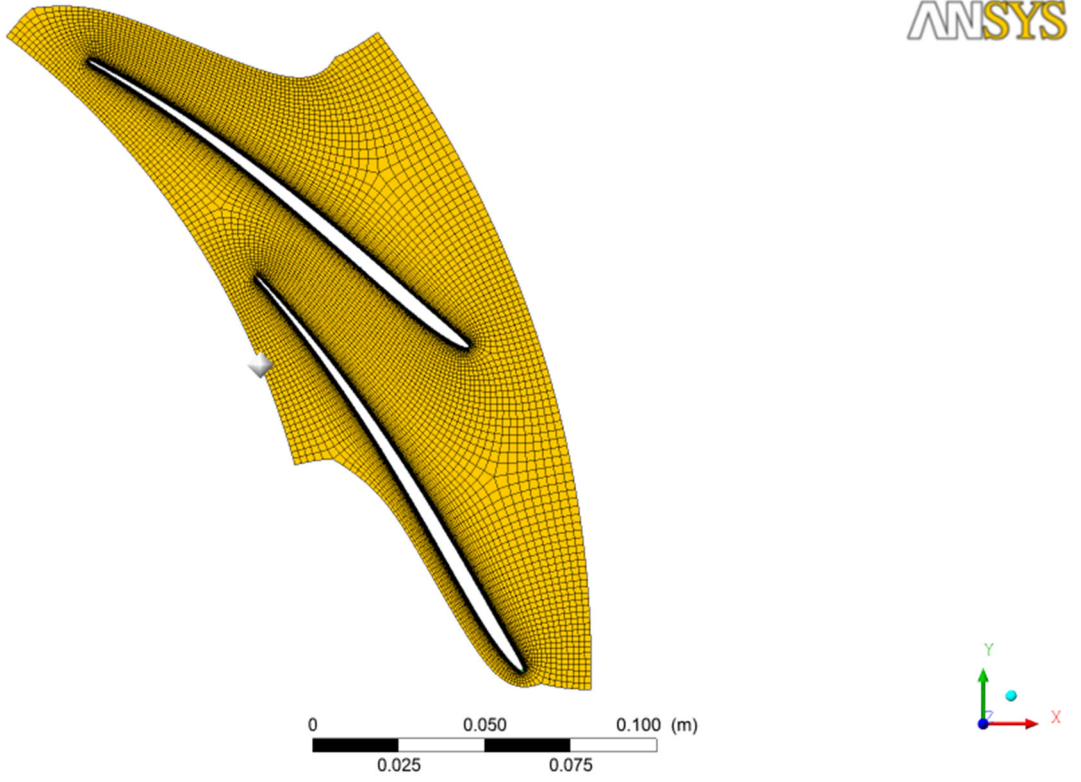
Salyangoz analizlerinde kullanılan geometri Şekil 5.5'te, bu analizlerin sınır şartları Çizelge 5.2'de verilmiştir. Salyangoz öncesinde akış yavaş olması sebebiyle salyangoz girişi türbülans yoğunluğu düşük alınmıştır. Akışkan sıkıştırılabilir olduğu için salyangoz çıkışı için optimizasyon sonucu elde edilen statik basınç sınır şartı olarak verilmiştir.

Çizelge 5.2. Salyangoz sınır şartları

No	Sınır	Sınır Şartı	Isıl Sınır Şartı	Türbülans Sınır Şartı
1	Giriş	Kütleli Debi Girişi 27,35 kg/s	Toplam Sıcaklık 353,15 K	%1 Türbülans Yoğunluğu
2	Çıkış	Statik Basınç 484,19 kPa	-	-
3	Duvar	Kaymasız C=0	Adyabatik	-
4	Simetri	Simetri	Simetri	Simetri

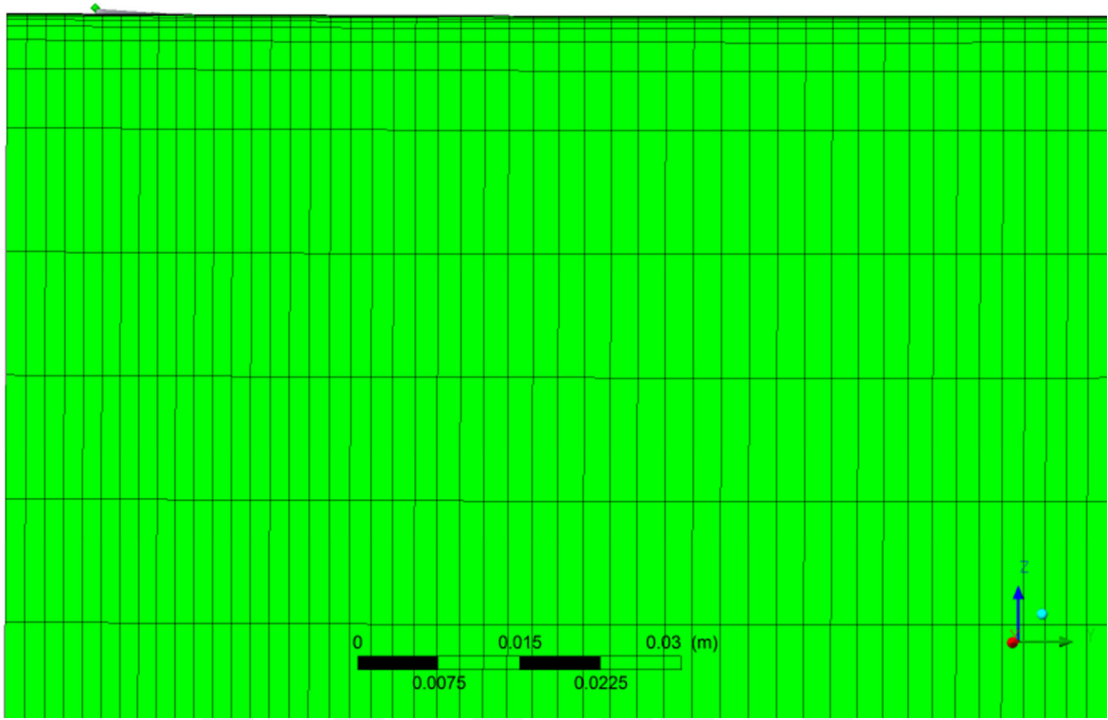
5.5.2. Nozül

Nozül kanatlarındaki akışın modellenmesi için oluşturulan düzgün hekzahedral ağ yapısı Şekil 5.6-5.8’de gösterilmiştir. Nozül kanadının yüksek hassasiyette çözülmesi için nozül duvarlarında ve kanadın etrafında sıklaşan ağ yapısı oluşturulmuş ve böylece viskoz alt bölgede analiz gerçekleştirilmiştir.

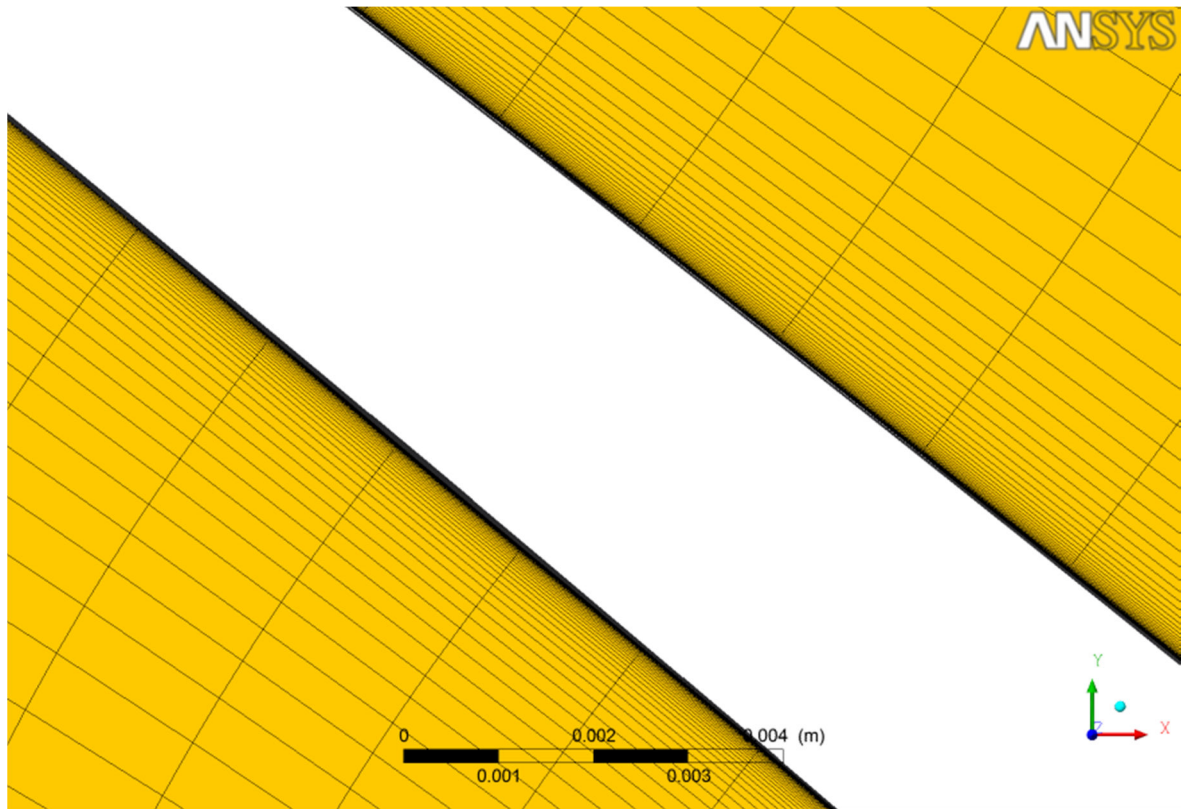


Şekil 5.6. Nozül ortalama yükseklik ağ yapısı

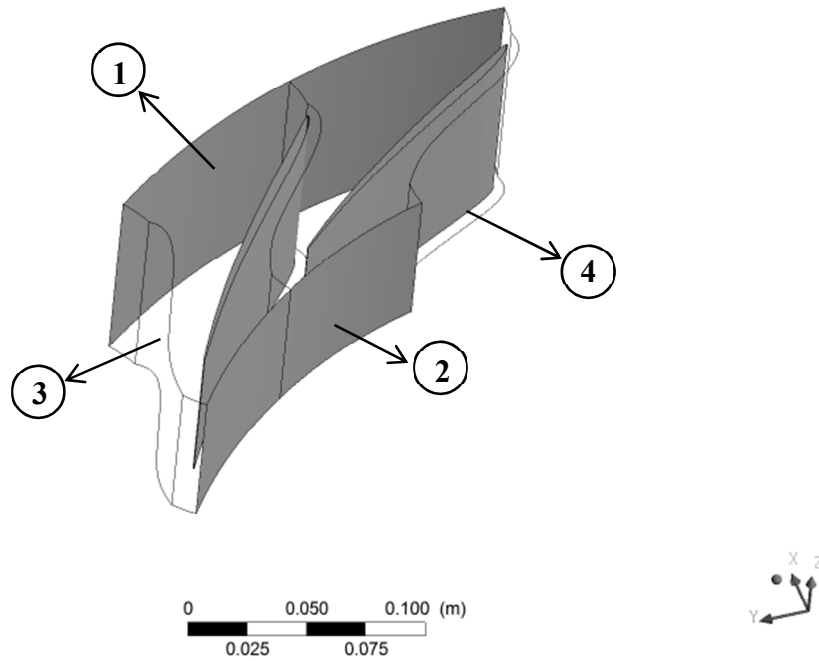
ANSYS



Şekil 5.7. Nozül girişi ağ yapısı



Şekil 5.8. Nozül kanadı yakını ağ yapısı



Şekil 5.9. Nozül geometrisi sınır şartları

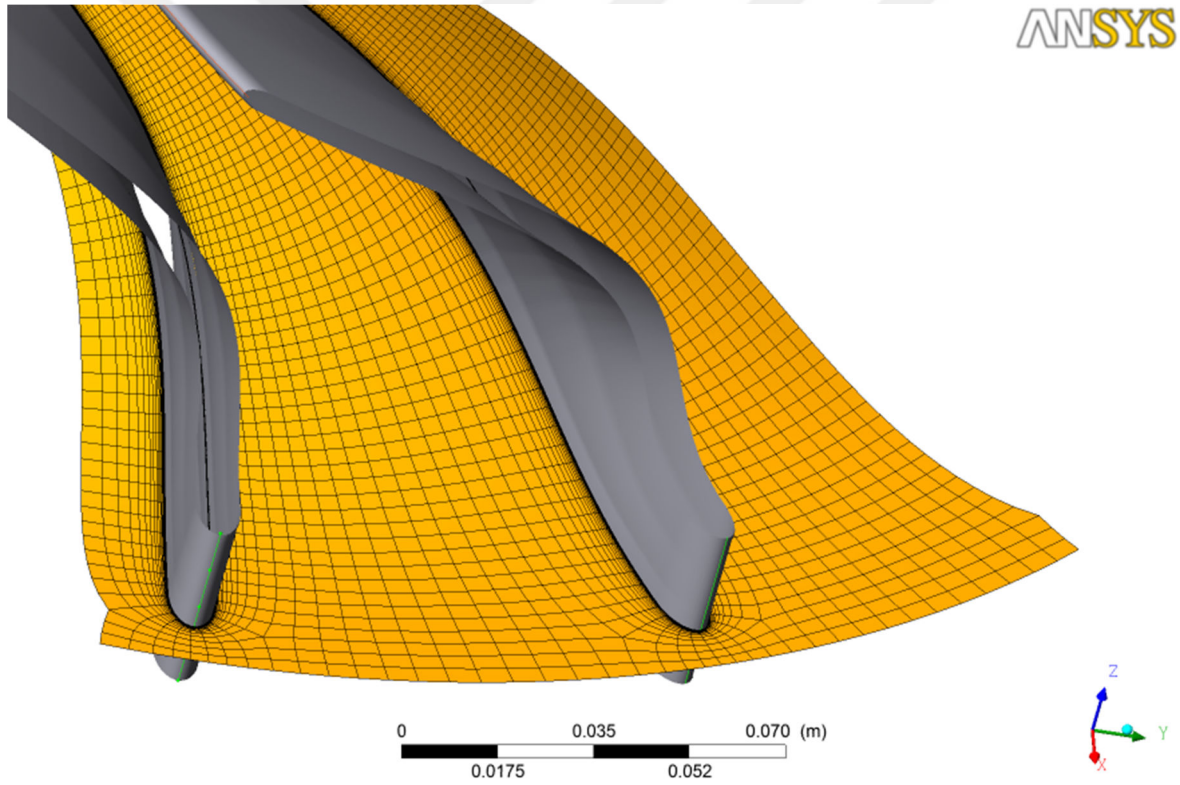
Nozül analizlerinde kullanılan geometri Şekil 5.9'de, bu analizlerin sınır şartları Çizelge 5.3'te verilmiştir. Nozül analizlerinde akışa kütleli debi sınır şartına ek olarak akış açısı girilecektir. Bunun nedeni salyangozda giren akışın nozül kanatlarına girerken açısal momentumu sebebiyle dönme hızına sahip olmasıdır. Toplam sıcaklık termodinamik olarak değişmediği için analizlerde salyangoz girişiyle aynı değer olarak verilmiştir.

Çizelge 5.3. Nozül sınır şartları

No	Sınır	Sınır Şartı	Isıl Sınır Şartı	Türbülans Sınır Şartı
1	Giriş	Kütleli Debi Girişi 2,87945 kg/s	Toplam Sıcaklık 353,15 K	%5 Türbülans Yoğunluğu
2	Çıkış	Statik Basınç 262,753 kPa	-	-
3	Duvar	Kaymasız C=0	Adyabatik	-
4	Periyodik	Periyodik	Periyodik	Periyodik

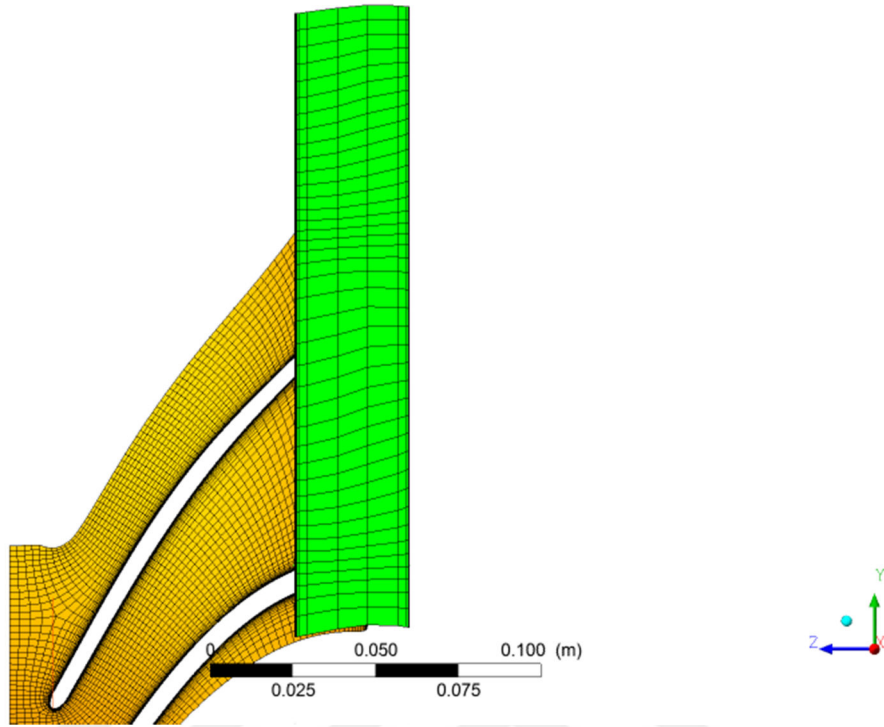
5.5.3. Türbin çarkı

Türbin çarkındaki akışın modellenmesi için oluşturulan düzgün hekzahedral ağ yapısı Şekil 5.10-5.11’de gösterilmiştir. Türbin çarkını yüksek hassasiyette çözülmesi için türbin duvarlarında ve kanadın etrafında sıklaşan ağ yapısı oluşturulmuş ve böylece viskoz alt bölgede analiz gerçekleştirilmiştir. Yüksek hassasiyette kopma noktalarının belirlenmeye için boyutsuz duvar mesafesi birin altına düşürülmeye çalışılmıştır. Fakat doğru çözümler için bu değerin beşin altında olması yeterlidir, çünkü bu değerin düşürülmesi organik akışkanların yüksek Reynold sayılarına sahip olması nedeniyle çok zordur ve yüksek hesaplama maliyetine sebep olmaktadır.



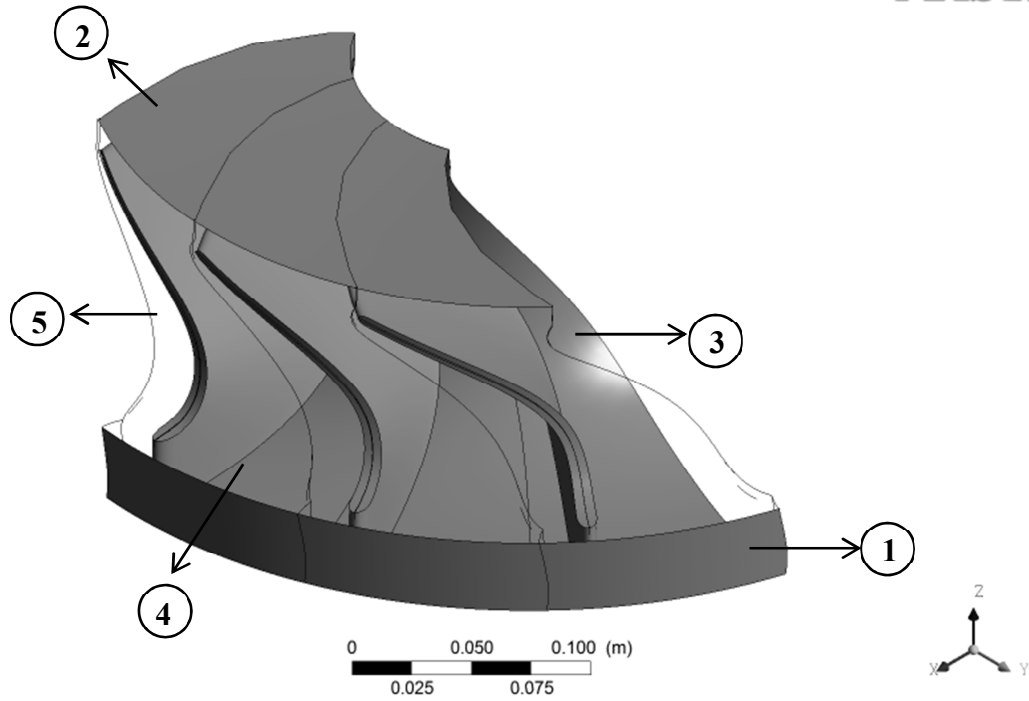
Şekil 5.10. Türbin çarkı ortalama yükseklik ağ yapısı

ANSYS



Şekil 5.11. Türbin çarkı girişi ağ yapısı

ANSYS



Şekil 5.12. Çark geometrisi sınır şartları

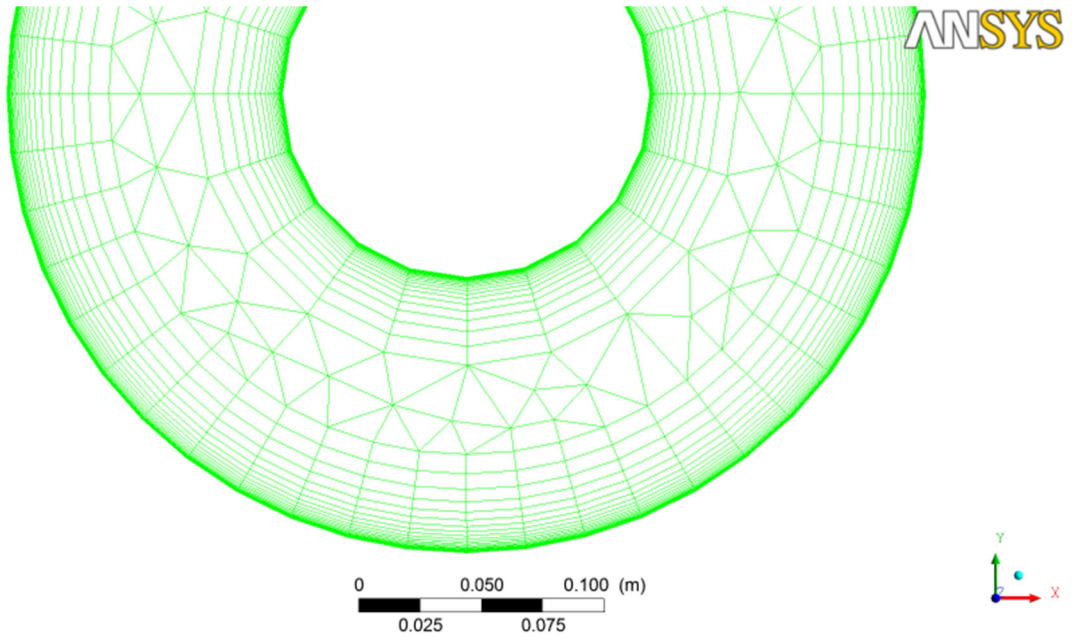
Türbin çarkı analizlerinde kullanılan geometri Şekil 5.12’de, bu analizlerin sınır şartları Çizelge 5.4’te verilmiştir. Çark analizlerinde akışa kütleli debi sınır şartına ek olarak akış açısı girilecektir. Bunun nedeni çarka giren akışın nozül kanatlarından çıkarken açısal dönme hızına sahip olmasıdır. Türbin girişinde toplam sıcaklık değişmediği için nozül çıkışıyla aynı değer olarak verilecektir.

Çizelge 5.4. Çark sınır şartları

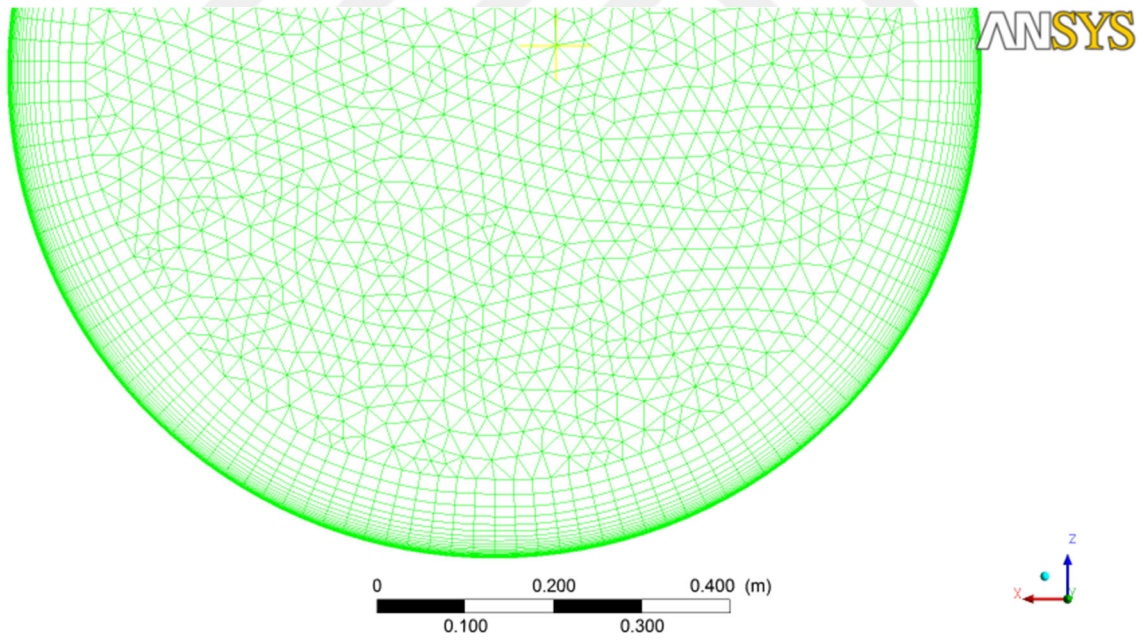
No	Sınır	Sınır Şartı	Isıl Sınır Şartı	Türbülans Sınır Şartı
1	Giriş	Kütleli Debi Girişi 1,95391 kg/s	Toplam Sıcaklık 353,15 K	%5 Türbülans Yoğunluğu
2	Çıkış	Statik Basınç 143,52 kPa	-	-
3	Duvar	Bağıl Hız Kaymasız $W=0$	Adyabatik	-
4	Duvar	Mutlak Hız Kaymasız $C=0$	Adyabatik	-
5	Periyodik	Periyodik	Periyodik	Periyodik

5.5.4. Difüzör ve egzoz manifoldu

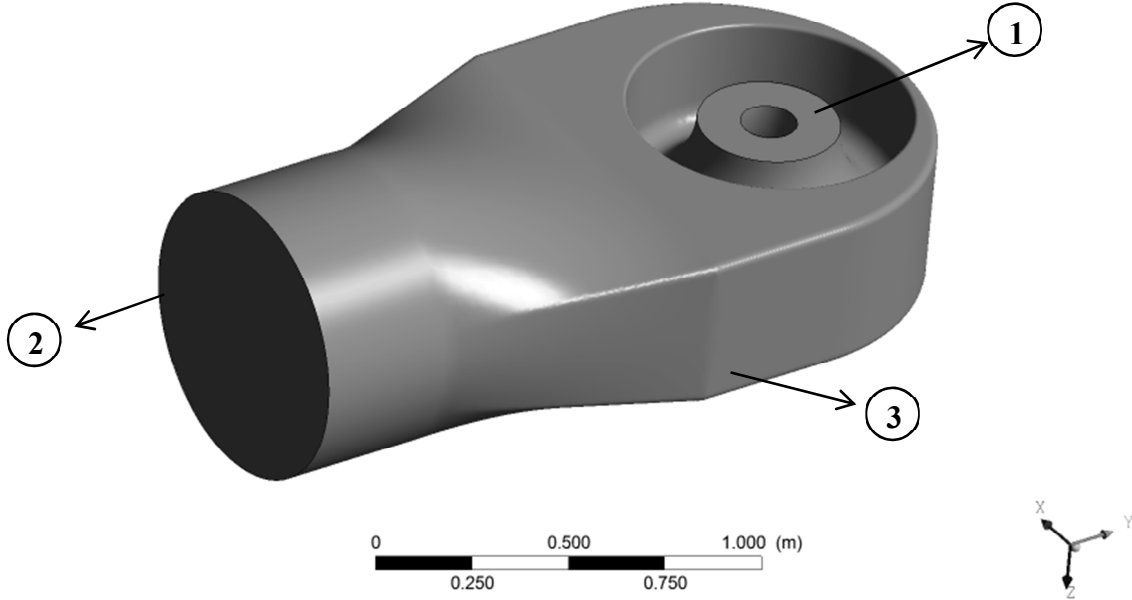
Difüzör ve egzoz manifoldunda akışın modellenmesi için oluşturulan düzgün hekzahedral ağ yapısı Şekil 5.13-5.14’te gösterilmiştir. Difüzör ve egzoz manifoldunu yüksek hassasiyette çözülmesi için duvarlarda sıklaşan ağ yapısı oluşturulmuş ve böylece viskoz alt bölgede analiz gerçekleştirilmiştir. Yüksek hassasiyette kopma noktalarının belirlenmeye için boyutsuz duvar mesafesi birin altına düşürülmüştür.



Şekil 5.13. Difüzör ve egzoz manifoldu girişi ağ yapısı



Şekil 5.14. Difüzör ve egzoz manifoldu çıkışı ağ yapısı



Şekil 5.15. Difüzör ve egzoz manifoldu geometrisi sınır şartları

Difüzör ve egzoz manifoldu analizlerinde kullanılan geometri Şekil 5.15'te, bu analizlerin sınır şartları Çizelge 5.5'de verilmiştir. Çark analizlerinde akışa kütleli debi sınır şartına ek olarak akış açısı girilecektir. Türbin çıkışında akış zamana bağlı ve karmaşıktır. Yapılacak analiz zamandan bağımsız test analizidir. Fakat Deych ve diğerleri[24] tarafından yapılan difüzör ve egzoz manifoldu deneylerinde türbin arkasında çalışan sistemlerin, zamandan bağımsız test sistemlerinden ve analizlerden daha yüksek verimle çalıştığı görülmüştür. Bu sebeple yapılan analizlerin yeterli olması, sistemin gerekenden daha yüksek verimde çalışacağını gösterir. Ayrıca akışkan kuru tip olduğu için kavitasyon riski yoktur.

Çizelge 5.5. Difüzör ve egzoz manifoldu sınır şartları

No	Sınır	Sınır Şartı	Isıl Sınır Şartı	Türbülans Sınır Şartı
1	Giriş	Kütleli Debi Girişi 27,35 kg/s	Toplam Sıcaklık 322,9 K	%20 Türbülans Yoğunluğu
2	Çıkış	Statik Basınç 151,6 kPa	-	%5 Türbülans Yoğunluğu
3	Duvar	Kaymasız C=0	Adyabatik	-

5.6. Ağ Yapısından ve İterasyon Sayısından Bağımsızlık Analizleri

Türbin elemanlarının simülasyon çalışmalarında, yapılan analizlerin sonuçları düğüm noktası sayısından etkilenmiyor ise ağ yapısından bağımsızdır. Ağ yapısından bağımsızlık kontrol etmek için bir performans parametresi ve boyutsuz duvar mesafesi kontrol edilmiştir.

Türbülans parametresi olarak boyutsuz duvar mesafesi kontrol edilmiş, tüm analizler için beşin altında kalması amaçlanmış, fakat türbin içinde yüksek hızlar sebebiyle onun altında tutulmuştur. Boyutsuz duvar mesafesinin onun altında olduğu durumlarda sınır tabaka viskoz alt bölgededir ve sınır tabaka çözümünün hassasiyeti yüksektir. Türbin performansının belirlenmesinde sınır tabaka blokajının doğru belirlenmesi önemlidir. Bu nedenle, analizlerin viskoz alt bölgede olması istenmiştir.

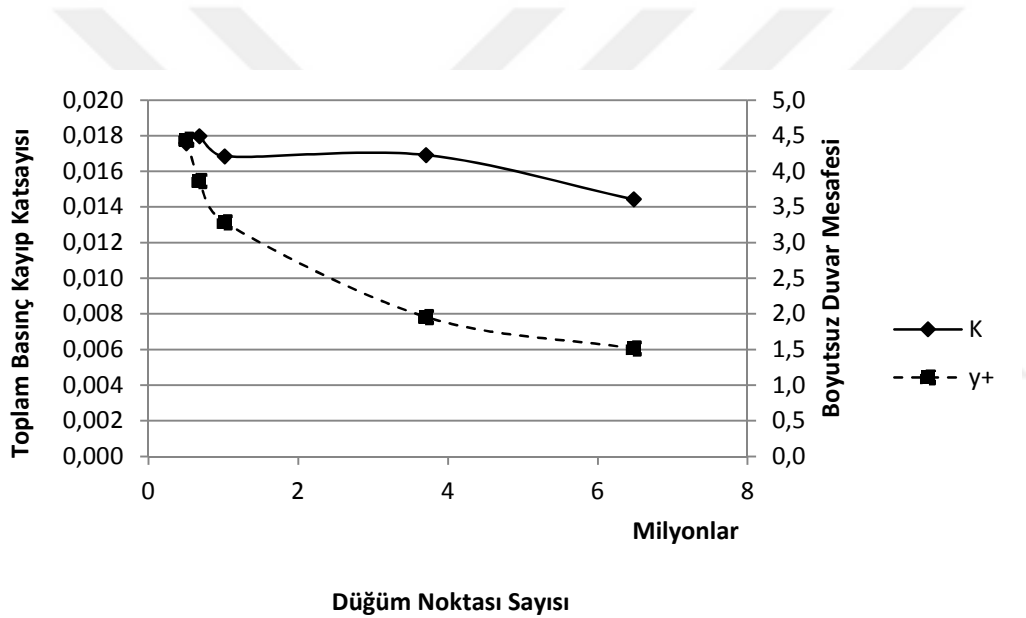
Çözümün ağ yapısından bağımsız olması için, önemli bir parametrenin ağ yapısı değişiminden etkilenmediği görülmelidir. Difüzör için basınç geri kazanım katsayısı, türbin için bağıl toplam basınç kayıp katsayısı ve diğer elemanlar için toplam basınç kayıp katsayısı performans katsayısı olarak kullanılmıştır. Bu katsayıların ağ yapısından etkilenmediği düğüm noktası sayıları belirlenmiştir.

Simülasyon çalışmalarında, çözümün iterasyon sayısına göre değişmemelidir. Ayrıca, çözüm bölgelerinin toplam hacimleri için kütle, momentum ve enerji korunumları sağlanmalıdır. Bu sebeple, her türbin eleman için iterasyondan bağımsızlığı kontrol edilmiştir.

Ağ yapısından ve iterasyondan bağımsızlık analizleri, türbin veriminin en yüksek olduğu tasarım noktası için yapılmıştır.

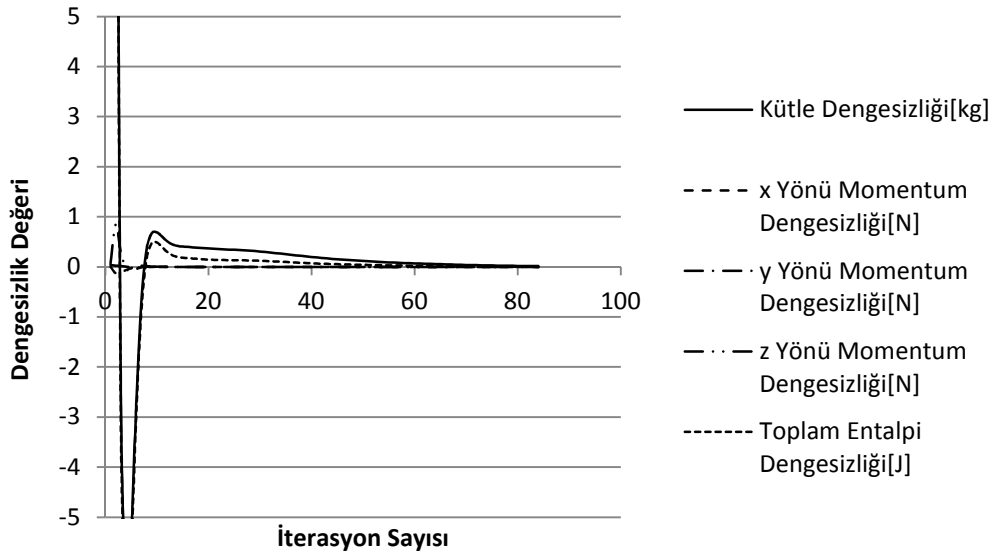
5.6.1. Salyangoz

Salyangoz ağ yapısından bağımsızlık analizleri sonucu Şekil 5.16'da gösterilmiştir. Boyutsuz duvar mesafesi tüm analizler için viskoz alt bölgededir ve yüksek çözünürlüktedir. Toplam basınç kayıp katsayısı bir milyon düğüm noktasında sonra yaklaşık sabit değerdir.



Şekil 5.16. Salyangozun ağ yapısından bağımsızlık analizi sonuçları

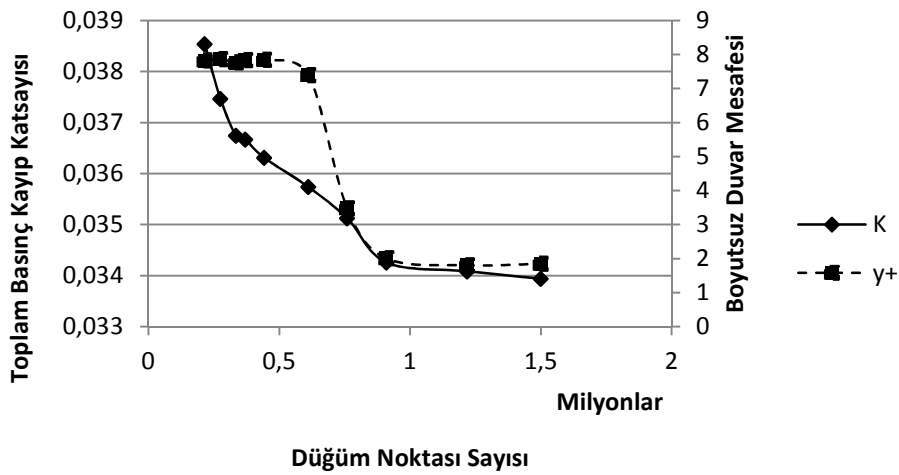
Salyangoz iterasyondan bağımsızlık analizleri sonucu Şekil 5.17'de verilmiştir. Salyangoz momentum dengesizlik değerleri ilk beş iterasyonda sıfıra çok yaklaşmıştır. Kütle ve toplam entalpi dengesizliği başlangıçta çok yüksek değerlere çıkmıştır. Fakat onuncu iterasyondan sonra bu değer düşmüş ve çözümün bitiminde sıfıra çok yaklaşmıştır. Çözümlerin iterasyondan bağımsız olduğu görülmektedir.



Şekil 5.17. Salyangozun iterasyondan bağımsızlık analizi sonuçları

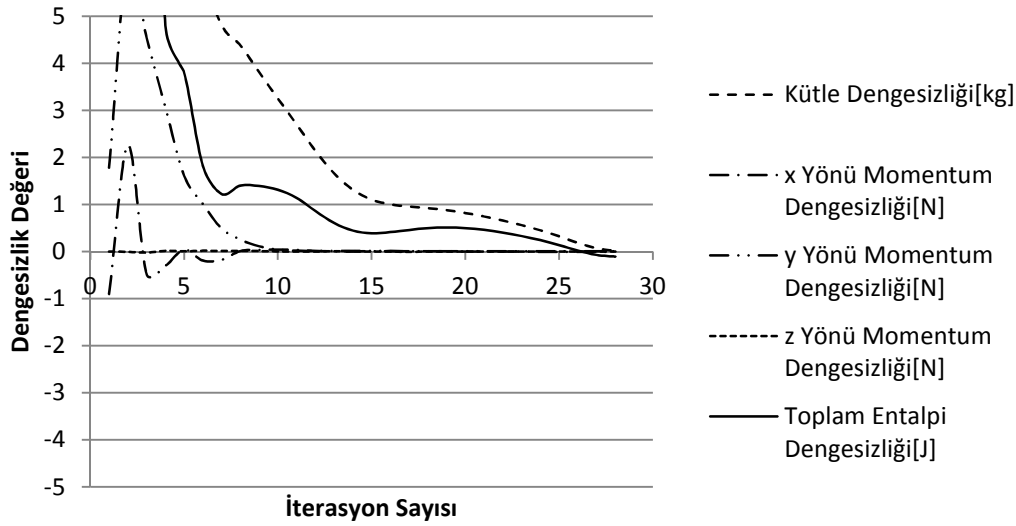
5.6.2. Nozül

Nozül ağ yapısından bağımsızlık analizlerinin sonucu Şekil 5.18’de gösterilmiştir. Boyutsuz duvar mesafesi tüm analizler için viskoz alt bölgededir ve yüksek çözünürlüktedir. Toplam basınç kayıp katsayısı sekiz yüz bin düğüm noktasında sonra yaklaşık sabit değerdir.



Şekil 5.18. Nozül ağ yapısından bağımsızlık analizi sonuçları

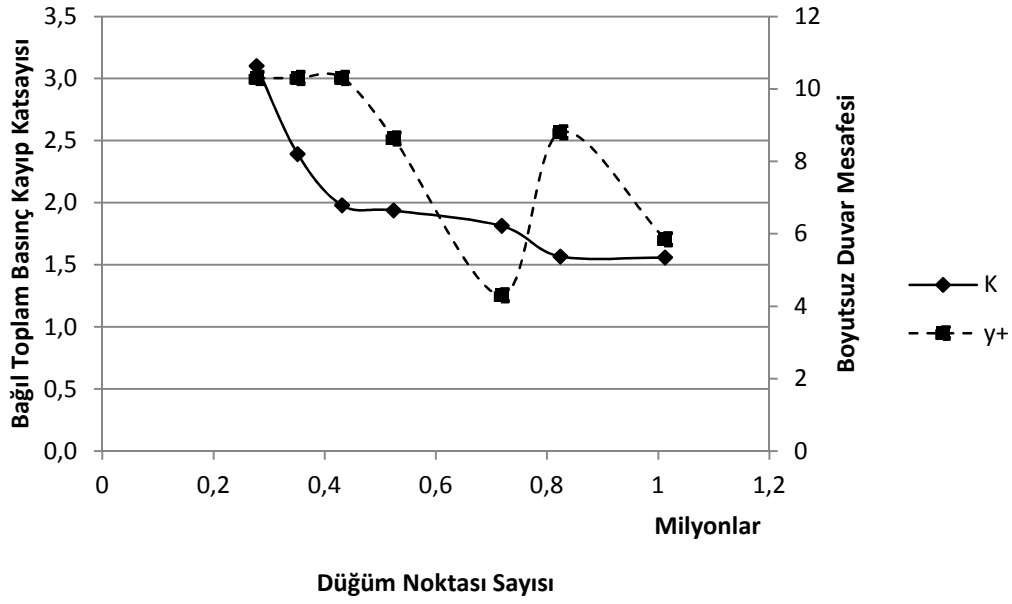
Nozül iterasyondan bağımsızlık analizleri sonucu Şekil 5.19'da verilmiştir. Nozül akışı aksenal yönde(z yönü) fazla ivmelenmediği için dengesizlik değeri çok düşüktür. Fakat akış radyal ve teğetsel yönde ivmelendiği için diğer yönlerde daha yüksek dengesizlik değerleri görülmüştür ve onuncu iterasyondan sonra sıfırlanmıştır. Kütle ve toplam entalpi dengesizliği başlangıçta çok yüksek değerlere çıkmıştır. Fakat yirminci iterasyondan sonra bu değer düşmüş ve çözümün bitiminde sıfıra çok yaklaşmıştır. Nozül içinde yüksek hızlardan dolayı dengesizlik değerleri daha geç düşmüştür. Çözümlerin iterasyondan bağımsız olduğu görülmektedir.



Şekil 5.19. Nozülün iterasyondan bağımsızlık analizi sonuçları

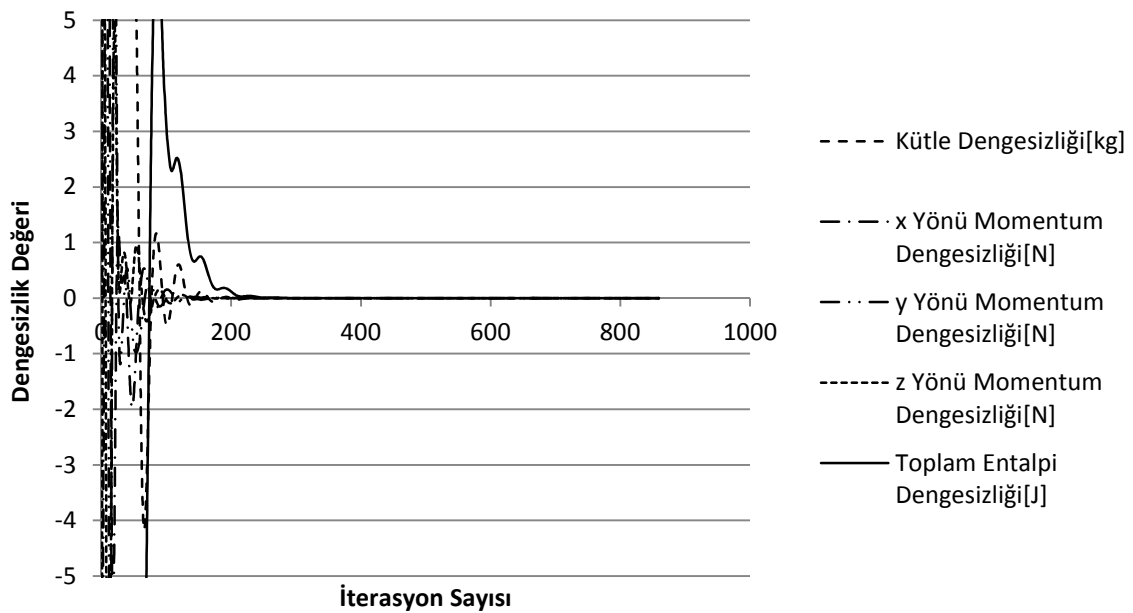
5.6.3. Türbin çarkı

Türbin çarkı ağ yapısından bağımsızlık analizlerinin için sonucu Şekil 5.20'de gösterilmiştir. Boyutsuz duvar mesafesi tüm analizler için viskoz alt bölgededir ve yüksek çözünürlüktedir. Bağıl toplam basınç kayıp katsayısı sekiz yüz bin düğüm noktasında sonra yaklaşık sabit değerdir.



Şekil 5.20. Türbin çarkı ağ yapısından bağımsızlık analizi sonuçları

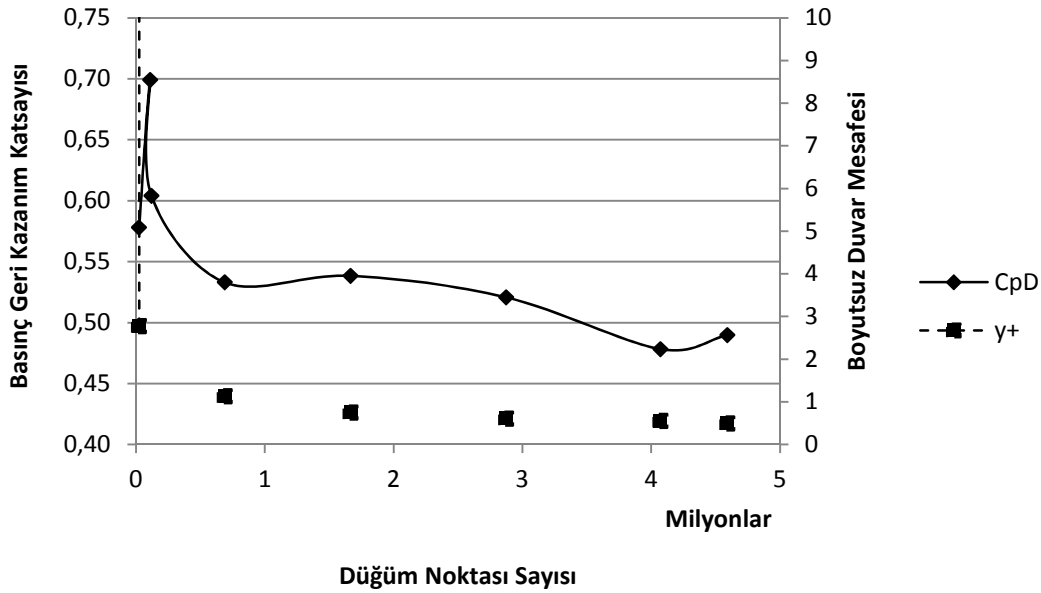
Türbin çarkı iterasyondan bağımsızlık analizleri sonucu Şekil 5.21'de verilmiştir. Türbin çarkı analizi güç üretimi ve akıştaki yüksek ivme sebebiyle yapılan analizlerden en geç yakınsayanıdır. Tüm dengesizlikler ilk yüz iterasyonda yüksektir. Fakat iki yüz iterasyondan sonra bu değer düşmüş ve çözümün bitiminde sıfıra çok yaklaşmıştır. Çözümlerin iterasyondan bağımsız olduğu görülmektedir.



Şekil 5.21. Türbin çarkının iterasyondan bağımsızlık analizi sonuçları

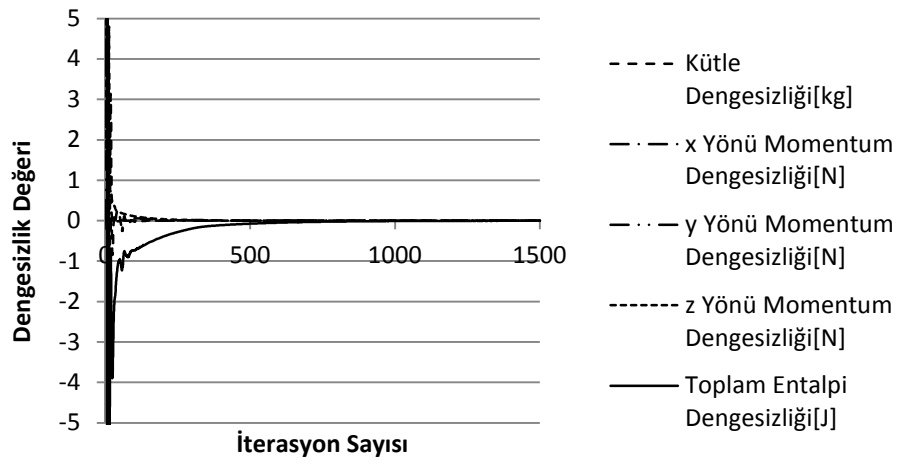
5.6.4. Difüzör ve egzoz manifoldu

Difüzör ve egzoz manifoldu ağ yapısından bağımsızlık analizlerinin sonucu Şekil 5.22’de gösterilmiştir. Boyutsuz duvar mesafesi tüm analizler için viskoz alt bölgededir ve yüksek çözünürlüktedir. Analizlerde iki milyondan sonraki çözümler kullanılacaktır. Daha yüksek miktardaki düğüm noktası için analizler hem yüksek maliyetli ve gereksizdir. Türbin arkasında difüzör ve egzoz manifoldu verimlerinin zamandan bağımsız deney şartlarına göre daha yüksek olduğu Deych ve diğerleri[24] tarafından belirtilmiştir.



Şekil 5.22. Difüzör ve egzoz manifoldu ağ yapısından bağımsızlık analiz sonuçları

Difüzör ve egzoz manifoldunun iterasyondan bağımsızlık analizleri sonucu Şekil 5.23’te verilmiştir. Difüzör ve egzoz manifoldu analizinde kuvvetli girdaplar sebebiyle çok iterasyon yapılmıştır. Tüm dengesizlikler ilk yüz iterasyonda yüksektir. Fakat yedi yüz elli iterasyondan sonra bu değer düşmüş ve çözümün bitiminde sıfıra çok yaklaşmıştır. Çözümlerin iterasyondan bağımsız olduğu görülmektedir.



Şekil 5.23. Difüzör ve egzoz manifoldunun iterasyondan bağımsızlık analizi sonuçları

6. DOĞRULAMA ÇALIŞMALARI

Yüksek verimli türbin tasarımı için türbin verimi optimizasyon, türbin elemanlarının tasarım modeli oluşturulmuştur. Bu modellerin kullanılabilmesi için deneysel sonuçlarla ve birbirleriyle karşılaştırılarak doğrulanması gerekmektedir.

6.1. Türbin Verim Tahmin Modeli

Türbin sistemlerinde en önemli performans parametresi türbin isentropik verimidir. Radyal türbinler için türbin girişindeki toplam entalpiden türbin çıkışdaki statik entalpi kullanarak tanımlanmış veriminin doğru tahmini çok önemlidir. Oluşturulan verim tahmin modelinin doğrulanmasında Kofskey[23] tarafından argon gazı kullanılarak yapılan radyal türbin deneylerinin sonuçları kullanılmıştır. Bu deney sisteminin parametreleri Çizelge 6.1 de verilmiştir.

Çizelge 6.1. Radyal türbin deney parametreleri

Parametre	Değer
Akış Katsayısı(ϕ)	0.287025
Giriş Kanat Yüksekliği(b_g)	0.0229 m
Giriş Akış Açısı(α_g)	71.8 °
Çıkış Akış Açısı(α_φ)	3.886777 °
Kanat Sayısı(z_R)	22
Meridyenel Hız Oranı($C_{m,\varphi}/C_{m,g}$)	1.611

Çizelge 6.2. Radyal türbin deney ve model sonuçları

Parametre	Deney	Model	Hata(%)
r_g (cm)	5.583	5.586	0.05
C_g (m/s)	283.3	284.7	0.5
W_g (m/s)	96.6	97.2	0.6
β_g (derece)	23.6	23.9	1.3
C_φ (m/s)	148.4	143.6	3.2
W_φ (m/s)	223.9	208.4	6.9
β_φ (derece)	50.8	46.6	8.3
$\dot{m}$ (kg/s)	0.2770	0.2774	0.1
$\dot{W}$ (kW)	22.4	22.8	1.8
η_t (%)	82.4	81.9	0,6

Modelden elde edilen ve deneysel veriler Çizelge 6.2’de verilmiştir. Bu çalışmada oluşturulmuş türbin verim tahmin modeli verim tahmininde deneysel sonuçlara göre %0,6 daha az verim belirlemiştir. Kayıp entalpi temelli verim tahmin yöntemlerin deneylerden daha az verim hesapladığı bilinmektedir. Verim tahminin düşük olması; elde edilen tasarımların uygulamalarda daha yüksek verim elde edilebileceğini göstermektedir.

7. BULGULAR

7.1. Akışkan Seçimi ve Termodinamik Çevrim Parametreleri

Akışkan seçimi çalışması sonucu elde edilen sonuçlar Çizelge 7.1’de verilmiştir. Yüksek verimli bir sistem için R123 ve R141b tercih edilmelidir. Fakat R141b akışkanının küresel ısınma potansiyelinin(GWP) yüksek olması sebebiyle kullanılması uygun değildir ve bu akışkan kullanılmamıştır. Denenen akışkanların ozon tabakası incelmesi potansiyeli(ODP) düşüktür ve bu sebeple hiçbir akışkan elenmemiştir. Sonuç olarak R123 akışkanı seçilmiştir.

Çizelge 7.1. Radyal türbin akışkan seçimi sonuçları

Akışkan	T_{bp} (°C)	Tip	ASHRAE Güvenlik Numarası	ODP	GWP	$P_{yoğ}$ (kPa)	$P_{türb}$ (kPa)	W (kJ/kg)	η_{ts}
R123	27.8	Kuru	B1	0,02	77	151,6	489,8	19,32	%10,21
Iso-Pentan	27.8	Kuru	A3	0	10	151,5	457,5	39,62	%10,00
R141b	32	Kuru	A2	0,12	717	132,9	421,6	25,46	%10,36
n-Pentan	36.1	Kuru	A3	0	20	115,7	368	42,00	%10,05

Aday akışkanlar için termodinamik durumlar Çizelge. 7.2’de verilmiştir. Bu akışkanlardan birim iso-Pentan ve n-Pentan birim kütle başına daha çok güç üretmektedir. Türbin çıkış sıcaklığı en düşük olan akışkan R141b’dir. R123’ün türbin çıkış sıcaklığı da düşüktür. Iso-Pentan ve n-Pentan akışkanlarının türbin çıkış sıcaklıkları yüksektir. Bu sebeple çevrim izantropik verimleri de düşüktür.

Çizelge 7.2. Denenen akışkanların termodinamik parametreleri

Durum	Basınç [kPa]	Sıcaklık [C]	Entalpi [kJ/kg]	Entropi [kJ/kg K]	Ekserji [kJ/kg]
R123					
Yoğuşturucu Çıkışı	154,47	40,0	240,6	1,138	0,0
Pompa Çıkışı	489,09	40,0	240,8	1,138	0,2
Türbin Girişi	489,09	80,0	428,9	1,678	19,3
Türbin Çıkışı	154,47	45,7	409,7	1,678	0,0
Iso-Pentan					
Yoğuşturucu Çıkışı	151,51	40,0	28,3	0,092	0,0
Pompa Çıkışı	457,48	40,0	28,8	0,092	0,5
Türbin Girişi	457,48	80,0	424,4	1,229	40,1
Türbin Çıkışı	151,51	52,6	384,8	1,229	0,5
R141b					
Yoğuşturucu Çıkışı	132,90	40,0	246,0	1,157	0,0
Pompa Çıkışı	421,58	40,0	246,2	1,157	0,2
Türbin Girişi	421,58	80,0	491,8	1,860	25,5
Türbin Çıkışı	132,90	41,9	466,3	1,860	0,0
n-Pentan					
Yoğuşturucu Çıkışı	115,67	40,0	9,4	0,030	0,0
Pompa Çıkışı	368,01	40,0	9,8	0,030	0,4
Türbin Girişi	368,01	80,0	427,4	1,230	42,4
Türbin Çıkışı	115,67	52,0	385,4	1,230	0,4

7.2. Optimizasyon Çalışması

Yapılan optimizasyon çalışmasından elde edilen akışkan seçimi parametreleri Çizelge 7.3'te verilmiştir. Bu parametreleri kullanarak elde edilen türbinin parametreleri Çizelge 7.4'te verilmiştir. Tasarlanan ORÇ türbin sisteminin montaj teknik resmi Ek 11'de ve sistemin patlama resimleri Ek 12'de verilmiştir.

Çizelge 7.3. Radyal türbin optimizasyon sonuç parametreleri

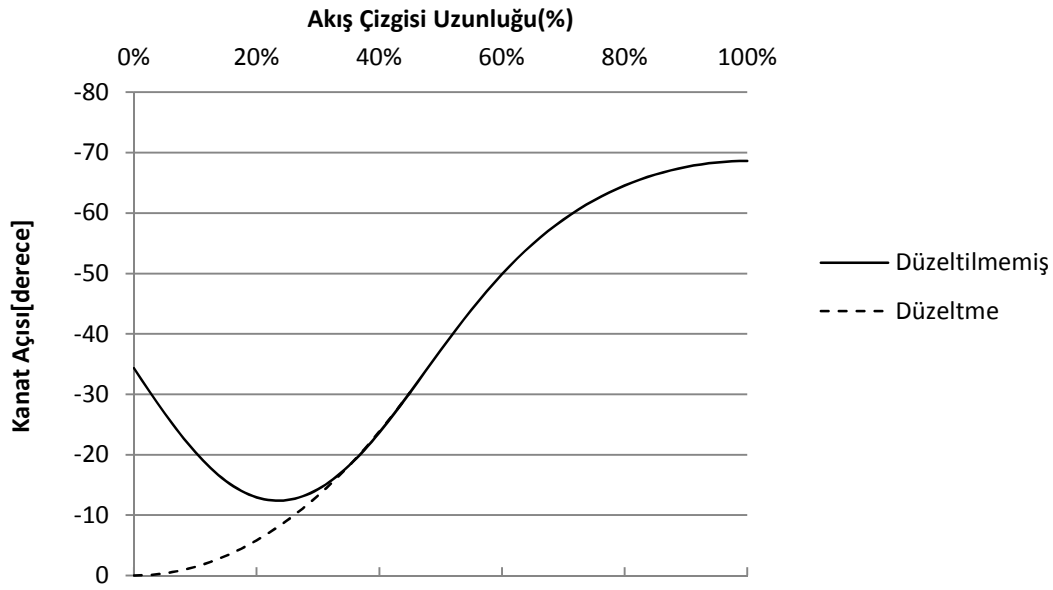
Parametre	Değer
Türbin Giriş Yarıçapı(r_g)	0,2217 m
Akış Katsayısı(ϕ)	0.235860
Giriş Kanat Yüksekliği(b_g)	0.033077 m
Giriş Akış Açısı(α_g)	74.3 °
Çıkış Akış Açısı(α_ς)	4.17 °
Kanat Sayısı(z_R)	14
Meridyenel Hız Oranı($C_{m,\varsigma}/C_{m,g}$)	1

Çizelge 7.4. Radyal türbin optimizasyon sonuçlarından elde edilen parametreler

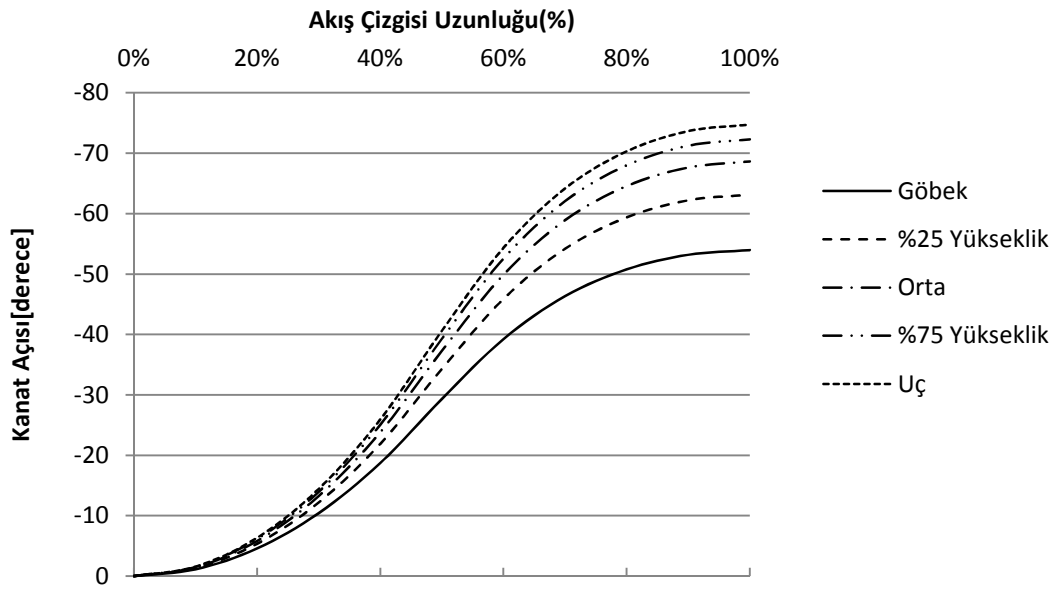
Parametre	Değer
$P_{v,g0}$ (kPa)	489,8
$T_{v,g0}$ (K)	353,15
$P_{em,\zeta}$ (kPa)	151,6
N (rpm)	6000
β_g (derece)	-34,3
C_g (m/s)	123,3
C_ζ (m/s)	33,46
W_ζ (m/s)	91,6
β_ζ (derece)	-68,6
$r_{g,\zeta}$ (mm)	74,9
$r_{u,\zeta}$ (mm)	187,4
z (mm)	107,8
$\dot{m}$ (kg/s)	57,28
$\dot{W}$ (kW)	911,6
η_t (%)	86,3

7.3. Çark Kanat Tasarımı

Optimizasyon çalışmalarında elde edilen parametreler kullanılarak tersine tasarım metoduyla kanat geometrisi oluşturulmuştur. Tasarlanan kanat geometrisi kanat açısı dağılımı Şekil 7.1 ve Şekil 7.2’de verilmiştir. Tasarlanan türbin çarkının teknik resmi Ek 5’te ve 3 boyutlu resmi Ek 6’da verilmiştir. Tasarlanan türbin çarkının kılıfının teknik resmi Ek 7’de ve 3 boyutlu resmi Ek 8’de verilmiştir.



Şekil 7.1. Türbin orta yükseklikte kanat açısı dağılımı ve geliş açısı düzeltmesi

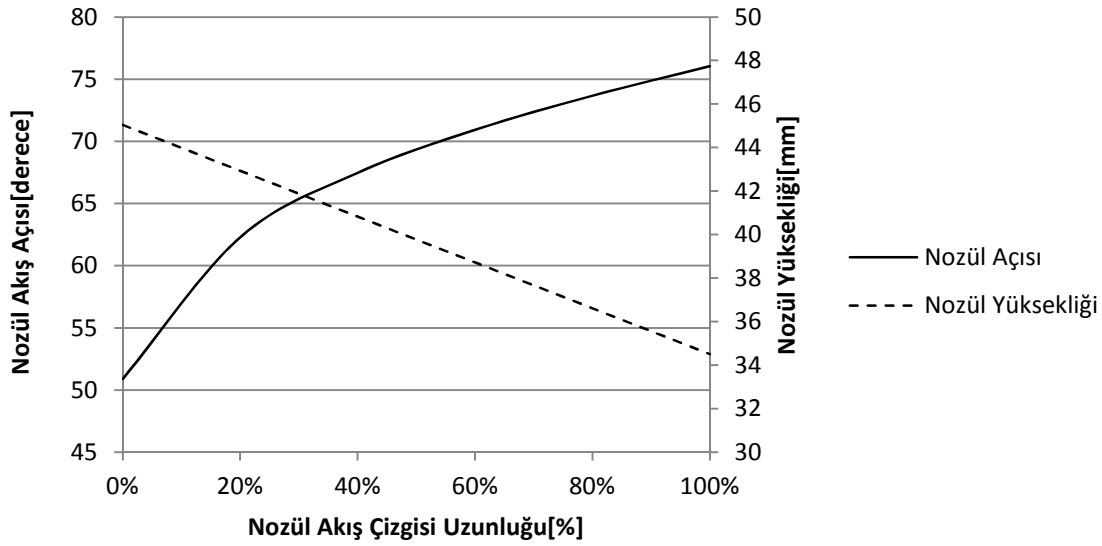


Şekil 7.2. Türbin kanat açısı kanat yüksekliğine göre dağılımı

7.4. Nozül Tasarımı

Nozül tasarımında, türbin kanadı tasarımı kullanılan yöntem kullanılmıştır. Fakat giriş açısı etkisi nozül kanatlarında olmadığı için tasarım sonucunda elde edilen değerler doğrudan kullanılmıştır. Nozül kanadı açısının ve yüksekliğinin nozül akış çizgisi uzunluğuna göre dağılımı Şekil 7.3'te verilmiştir. Nozül kanatlarıyla türbin çarkı

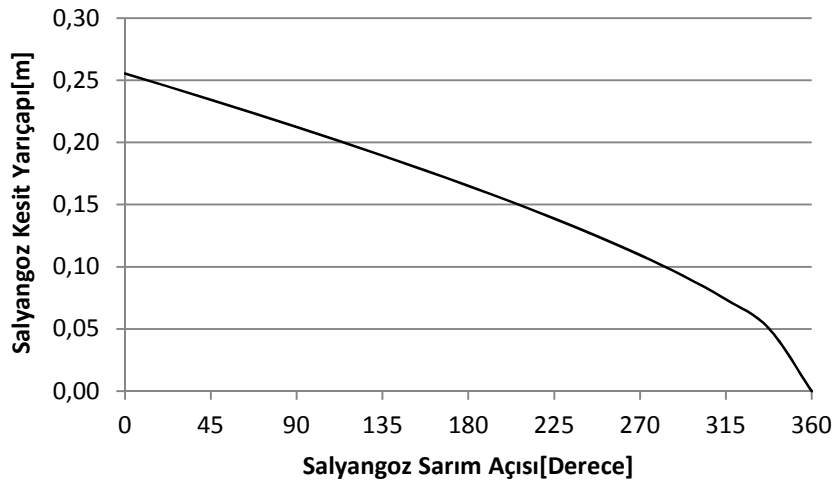
arasındaki mesafe $\Delta r=10.063$ mm bulunmuştur. Tasarlanan nozülün teknik resmi Ek 3'te ve 3 boyutlu resmi Ek 4'te verilmiştir.



Şekil 7.3. Nozül kanadı açısının ve yüksekliğinin nozül boyuna göre dağılımı

7.5. Salyangoz Tasarımı

Salyangoz tasarımı, ivmelenmeyen akış tipine göre tasarım yapılmıştır. Elde edilen tasarım hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerinde kullanılmıştır. Yapılan tasarımda, salyangoz kesit yarıçapının sarım açısına göre dağılımı Şekil 7.4'te verilmiştir. Tasarlanan salyangozun teknik resmi Ek 1'de ve 3 boyutlu resmi Ek 2'de verilmiştir.



Şekil 7.4. Salyangoz kesit yarıçapının salyangoz sarım açısına göre dağılımı

7.6. Difüzör ve Egzoz Manifoldu Tasarımı

Difüzör ve egzoz manifoldu tasarımında belirlenen tasarım parametreleri Çizelge 7.5'te verilmiştir. Bu parametreler tasarımda yüksek verimli olan bölgelerdedir. Tasarlanan difüzör ve egzoz manifoldunun teknik resmi Ek 9'da ve 3 boyutlu resmi Ek 10'da verilmiştir.

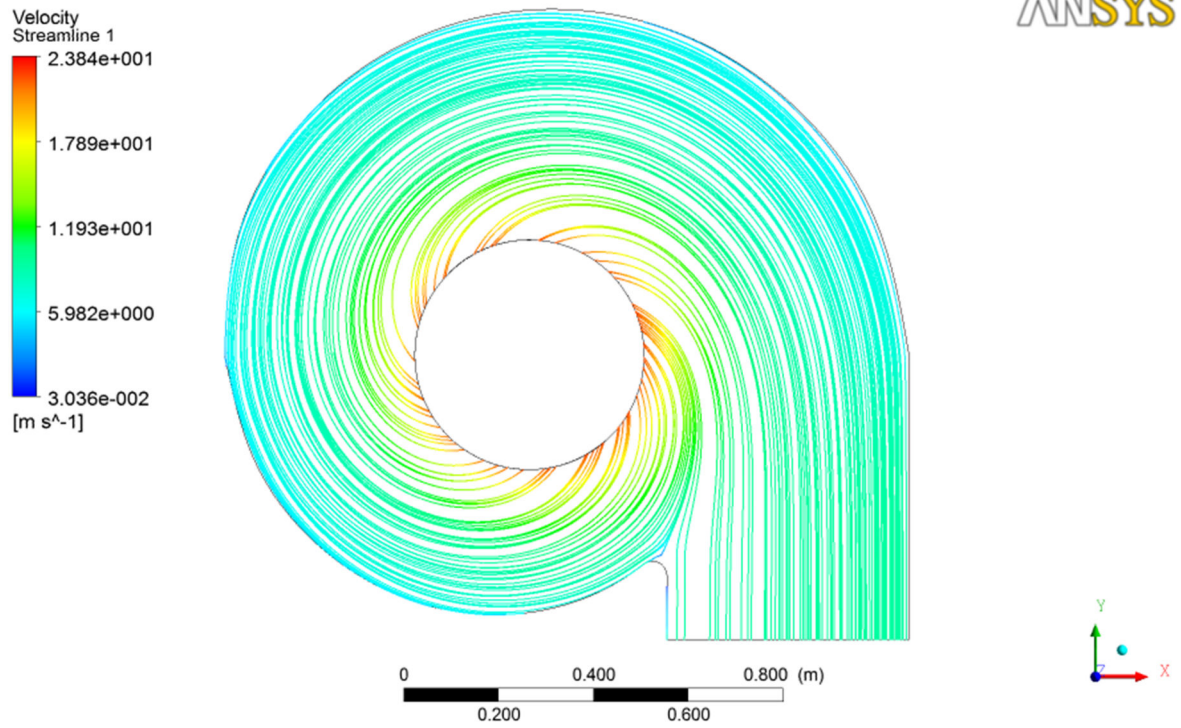
Çizelge 7.5. Difüzör ve egzoz manifoldu tasarım parametreleri

Parametre	Değer
$\varepsilon_y (-)$	0,57
$R_3 (-)$	1,65
$L_4 (-)$	4,04
γ (derece)	36
$AR_1 (-)$	3,61
$AR_2 (-)$	1,2
l_1 (cm)	11,24
r_2 (cm)	37,47

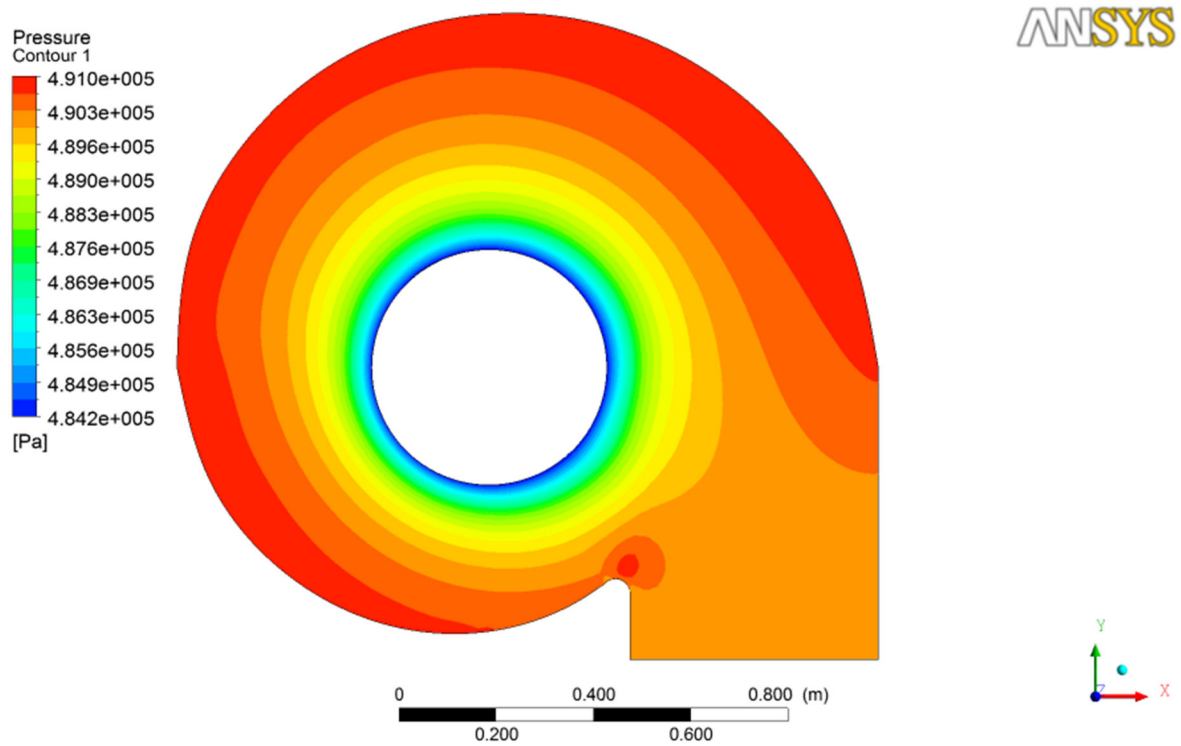
7.7. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizleri

7.7.1. Salyangoz

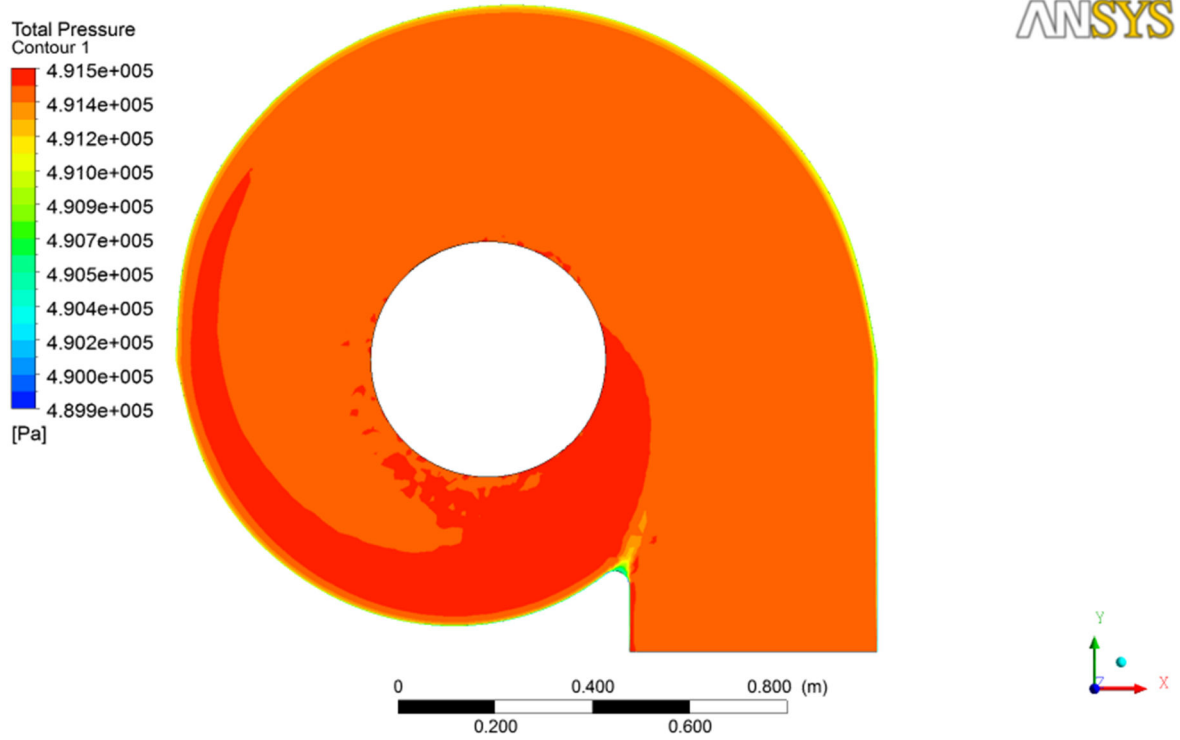
Salyangozlar nozül kanatlarına akışı düzgün dağıtmak için tasarlanan türbin elemanlarıdır. Salyangozda yüksek verim için akışkanın düzgün olarak salyangozdan çıkması gereklidir. Şekil 7.5'te akış çizgileri düzgün bir şekilde salyangoz içinde dağılmakta ve düzeni bozulmamaktadır. Benzer şekilde, Şekil 7.9'da üç boyutlu akış çizgileri de düzenlidir. Bu sebeple salyangoz içindeki akışkan yüksek sürtünme kaybına maruz kalmaz ve akış kopması problemleri yaşanmaz. Şekil 7.6'da akışın salyangoz merkezine doğru hızlanmasından dolayı basınç düzgün olarak düşmektedir. Şekil 7.7'de yüksek kayıp olan bölgelerin salyangoz duvarı ve giriş borusuyla salyangoz spiral bölgesinin birleştiği bölgede olduğu görülmektedir. Bu bölgelerdeki kayıplar yerel olmadığı için radikal değişime gitmedikçe salyangoz verimi artırılmaz.



Şekil 7.5. Salyangoz simetri eksen akış çizgileri

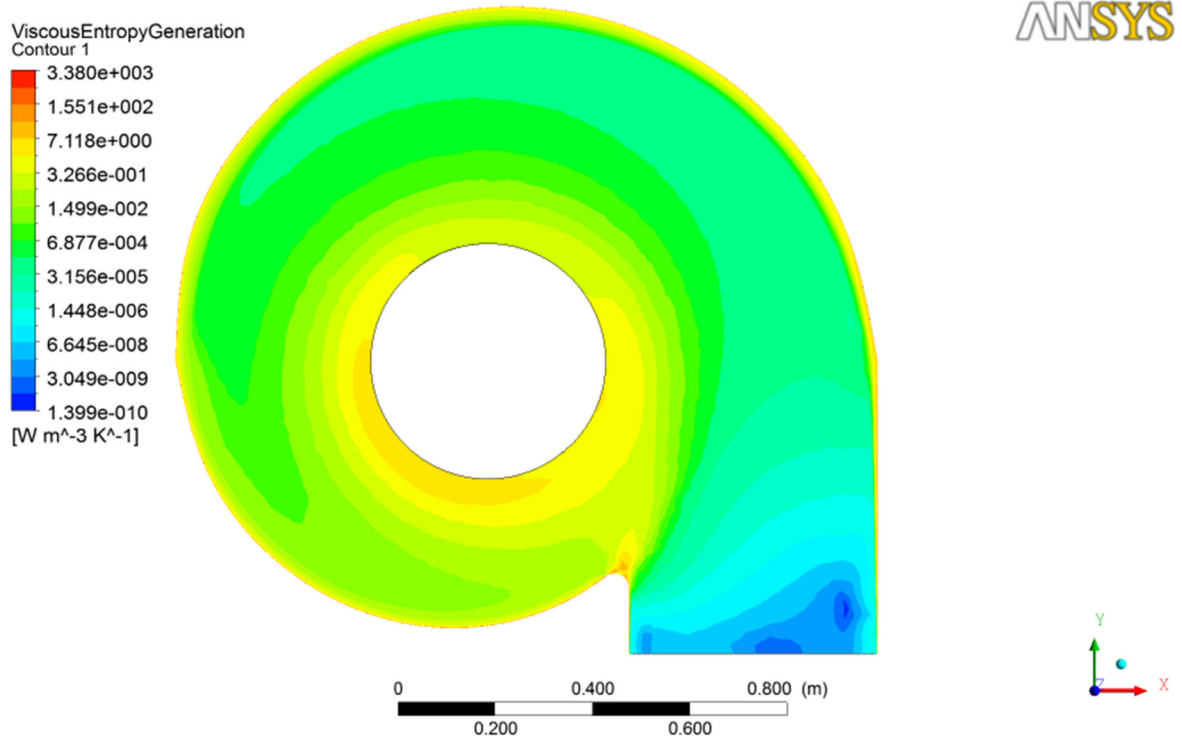


Şekil 7.6. Salyangoz simetri eksen basınç dağılımı

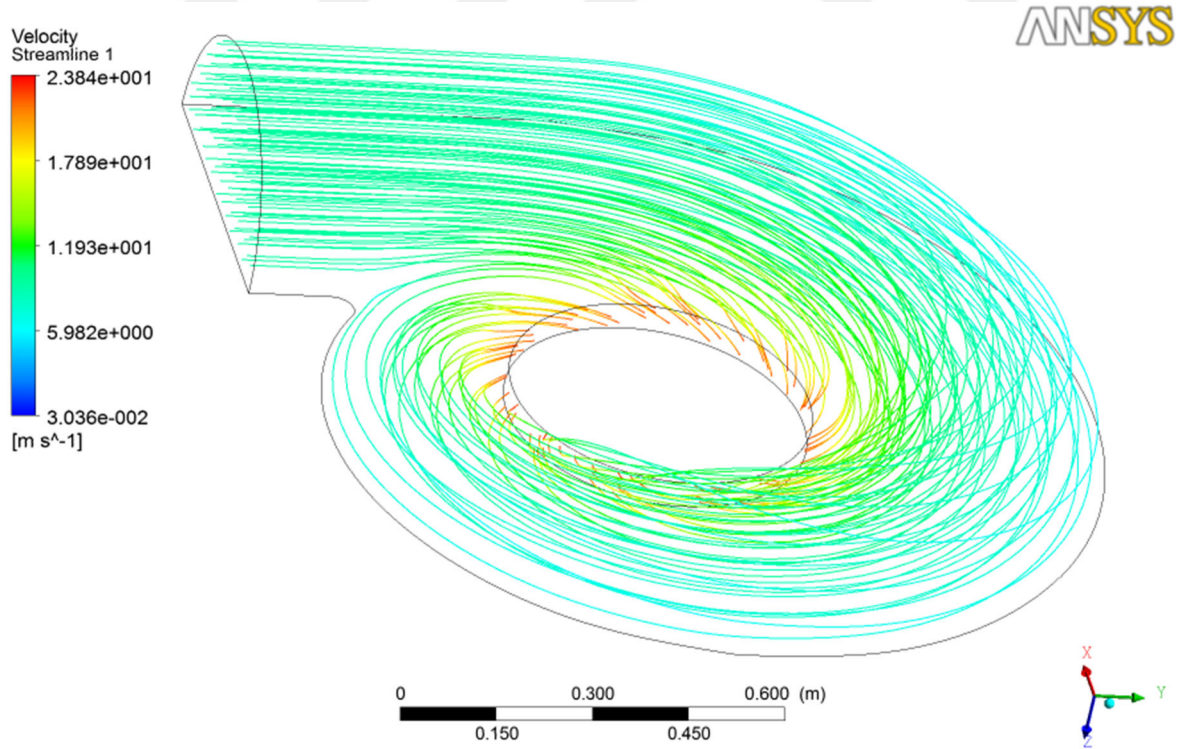


Şekil 7.7. Salyangoz simetri eksenli toplam basınç dağılımı

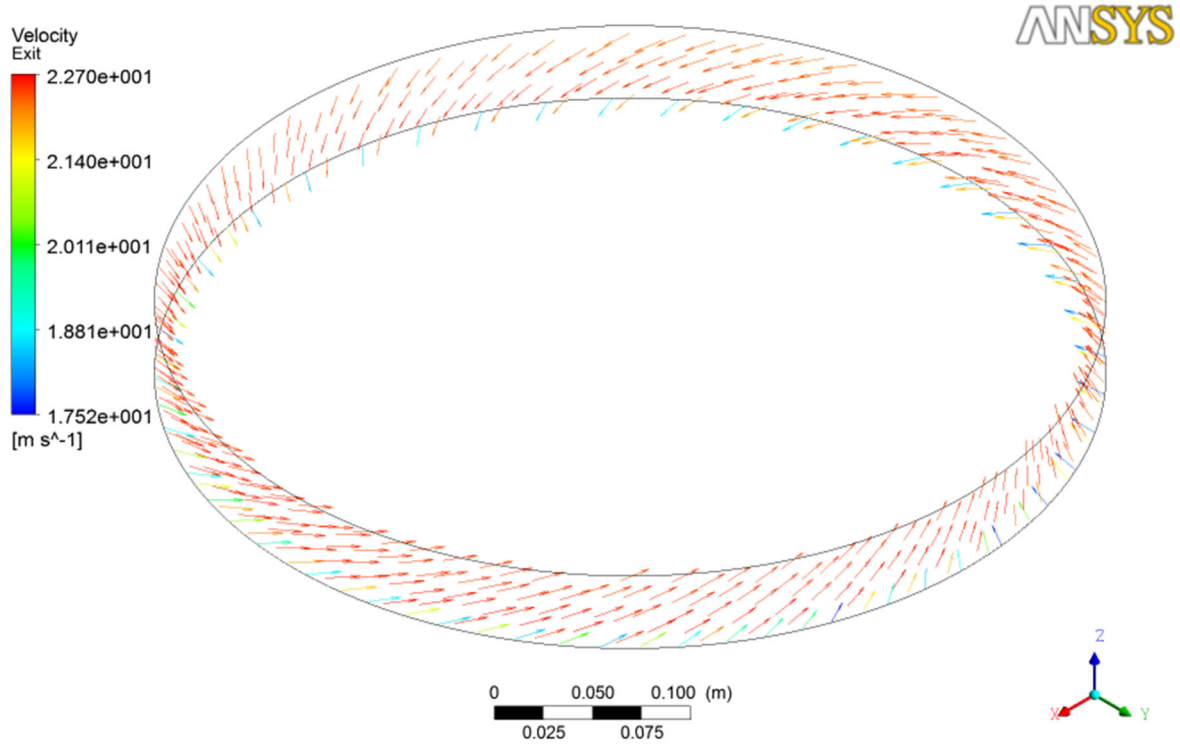
Şekil 7.8’te viskoz entropi üretiminin salyangozun merkezine gittikçe arttığı gözlenmektedir. Bu yapının sebebi girişte geniş olan alanın daralması sebebiyle akışı salyangoz merkezine doğru ivmelenmesi ve viskoz kayıplara sebep olmasıdır. Şekil 7.10’da çıkış düzlemi hız vektör dağılımı akış hızı ve dağılımının düzenli olduğu görülmektedir. Salyangoz çıkışındaki akışın düzenli olması nozul verimine katkıda bulunmaktadır.



Şekil 7.8. Salyangoz simetri eksenli viskoz entropi üretimi dağılımı



Şekil 7.9. Salyangoz üç boyutlu akış çizgileri

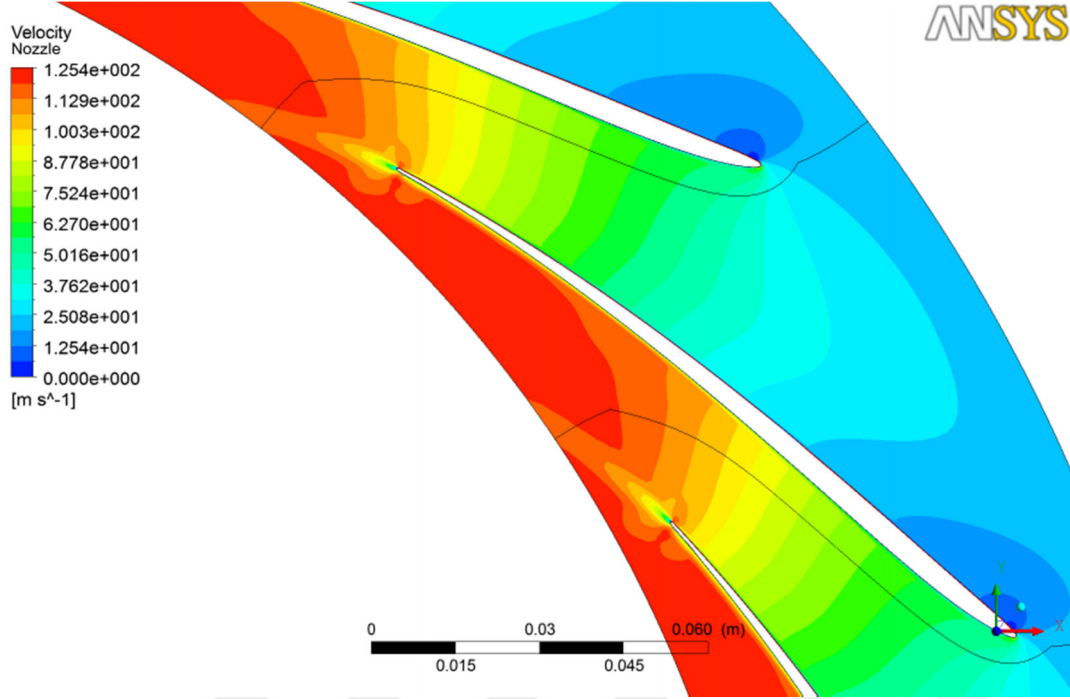


Şekil 7.10. Salyangoz çıkışı hız vektörleri dağılımı

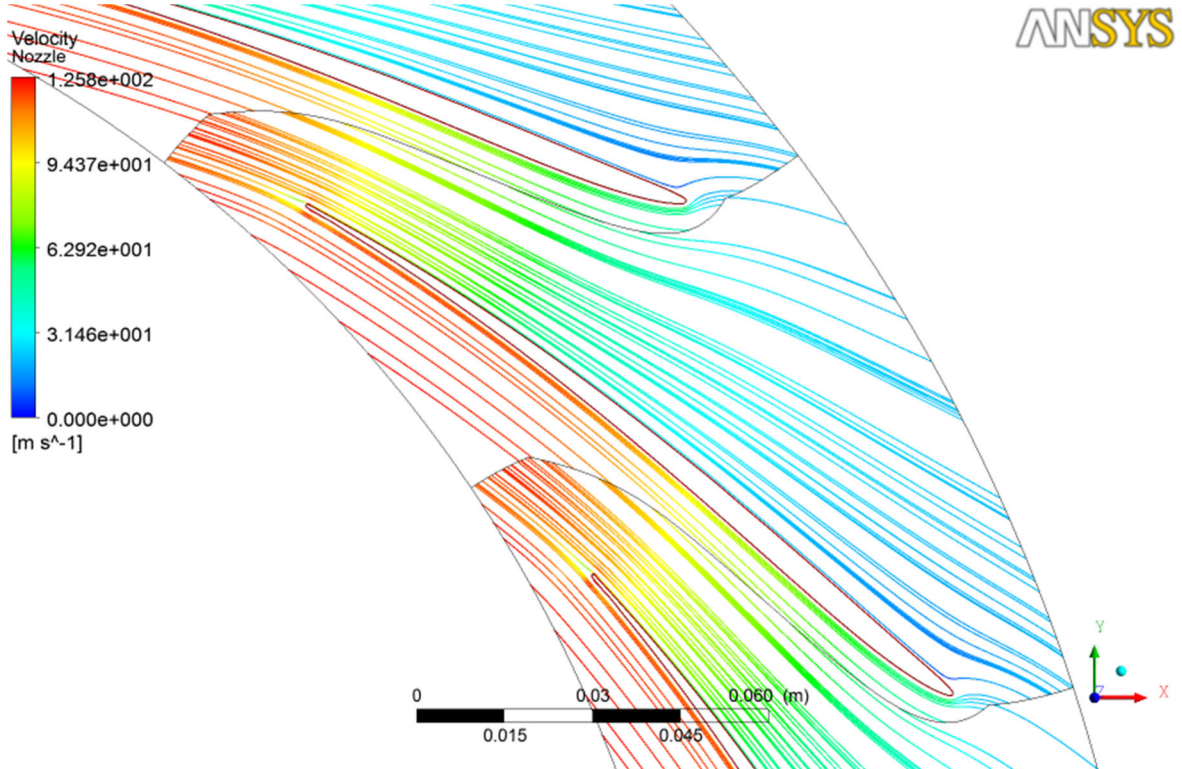
7.7.2. Nozül

Nozüller salyangozdan gelen akışları yüksek açısal ve hız hassasiyetiyle türbin çarkına yönlendirmek için kullanılan kanatçıklardır. Yüksek verimli nozüller, akışı düzgün yönlendirirler, emiş ve basınç yüzeyleri arasındaki basınç farkı azdır ve kanatları kısadır. Şekil 7.11, Şekil 7.12 ve Şekil 7.13'te, akış hızının düzgün olarak arttığı ve basıncın düzgün şekilde düştüğü görülmektedir. Akış nozül kanadına hafif bir geliş açısıyla girmektedir. Bunun sebebi, diğer tüm kanatçıklarda olduğu gibi sürtünme katsayısını düşürerek nozül verimini artırmaktır. Ayrıca, nozül çıkışında kanat çıkış kalınlığı sebebiyle bir kuyruk suyu akışı oluşmaktadır. Nozül kayıplarını, kuyruk suyu akışı ve viskoz kayıplar oluşturmaktadır. Kuyruk suyu akışının dalgalanmasının türbin içine giren akışta dalgalanmalara sebep olduğu ve bu bölgeler müdahalelerin türbin çarkı ömrünü olumlu etkilediği bilinmektedir. Bu bölgelerin etkisi Şekil 7.14 ve Şekil 7.15'te görülmektedir. Akışın kuyruk suyundaki yavaşlaması Şekil 7.16'da da görülmektedir. Ayrıca, kuyruk suyu dalgalanmasının çarka etki etmemesi gereklidir. Bu sebeple, nozülle çark arasındaki mesafe bu etki yok olacak şekilde, ampirik denklemlerle, hesaplanmıştır. Akışın Şekil

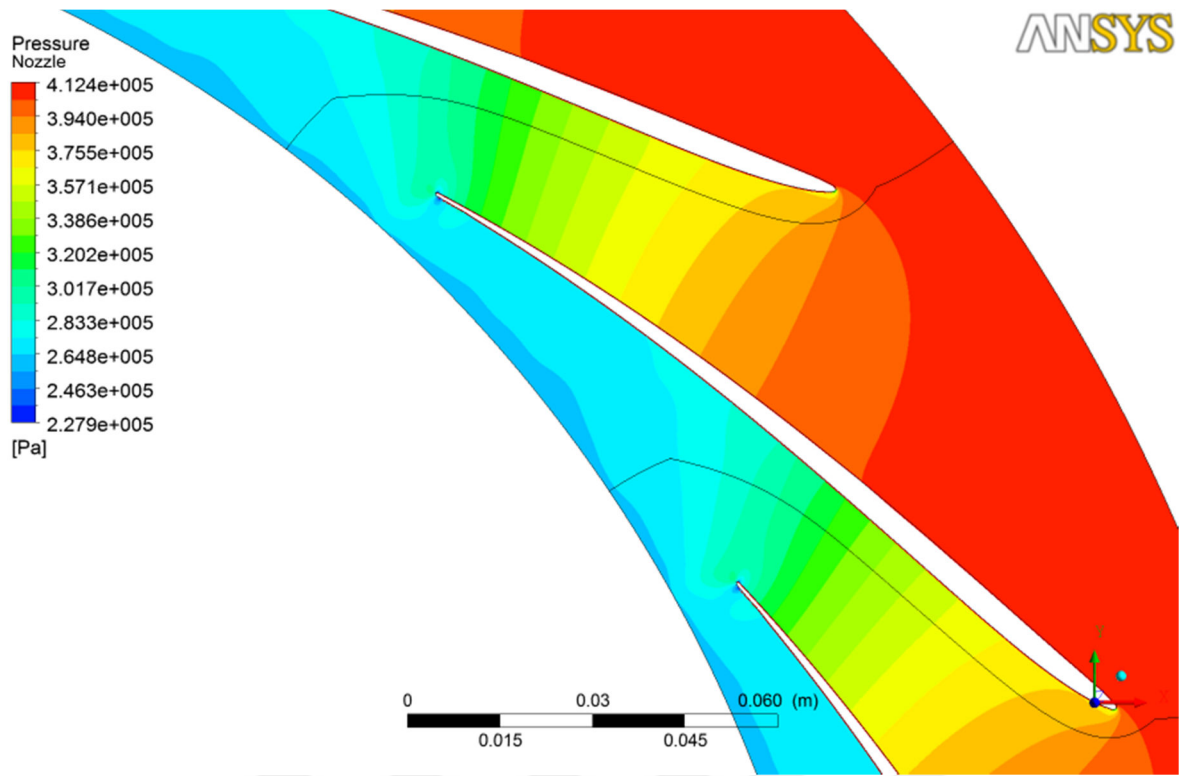
7.17’de akışın nozül merkezine yaklaştığı görülmektedir. Bunun sebebi sınır tabaka blokajıdır.



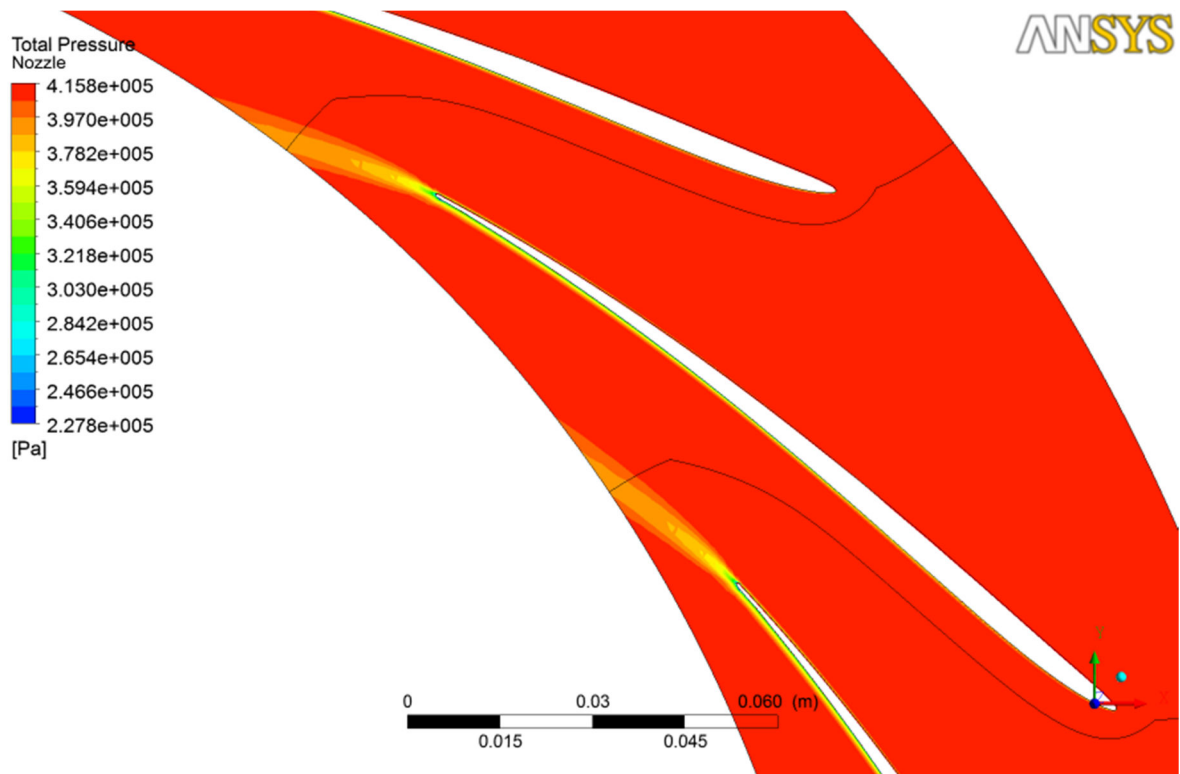
Şekil 7.11. Nozül ortalama yükseklikteki hız dağılımı



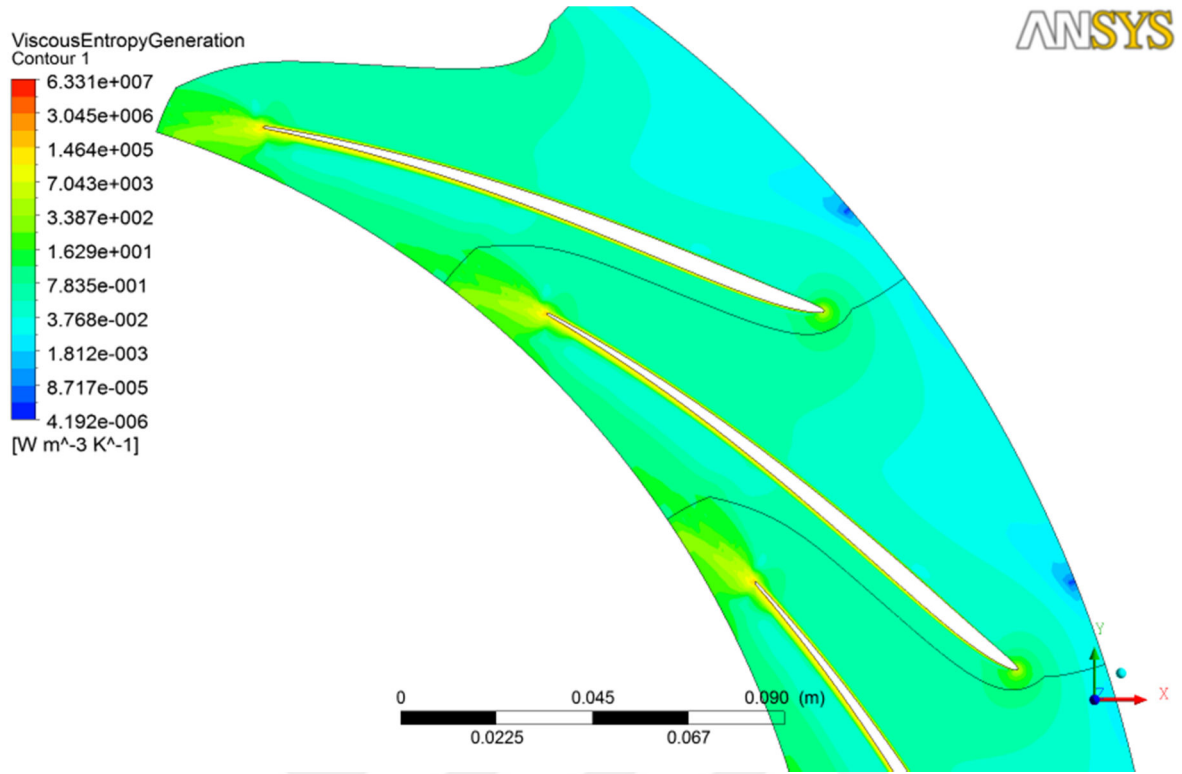
Şekil 7.12. Nozül ortalama yükseklikteki akış çizgileri



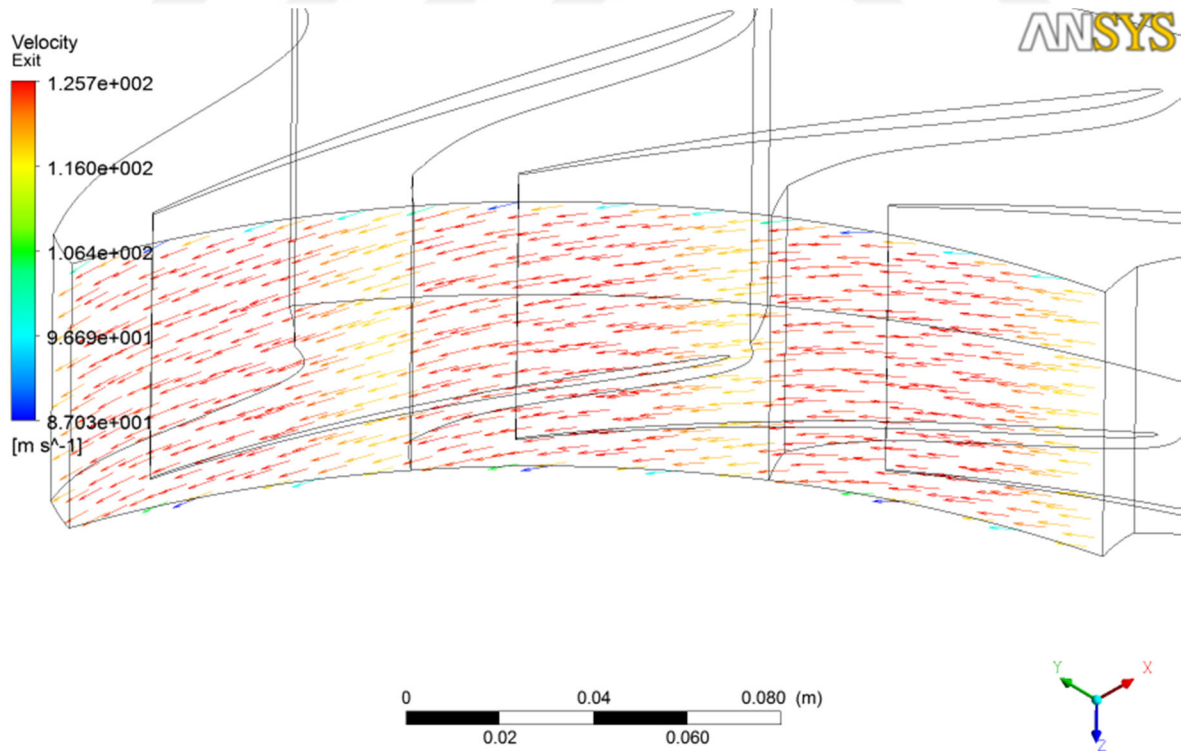
Şekil 7.13. Nozül ortalama yükseklikteki basınç dağılımı



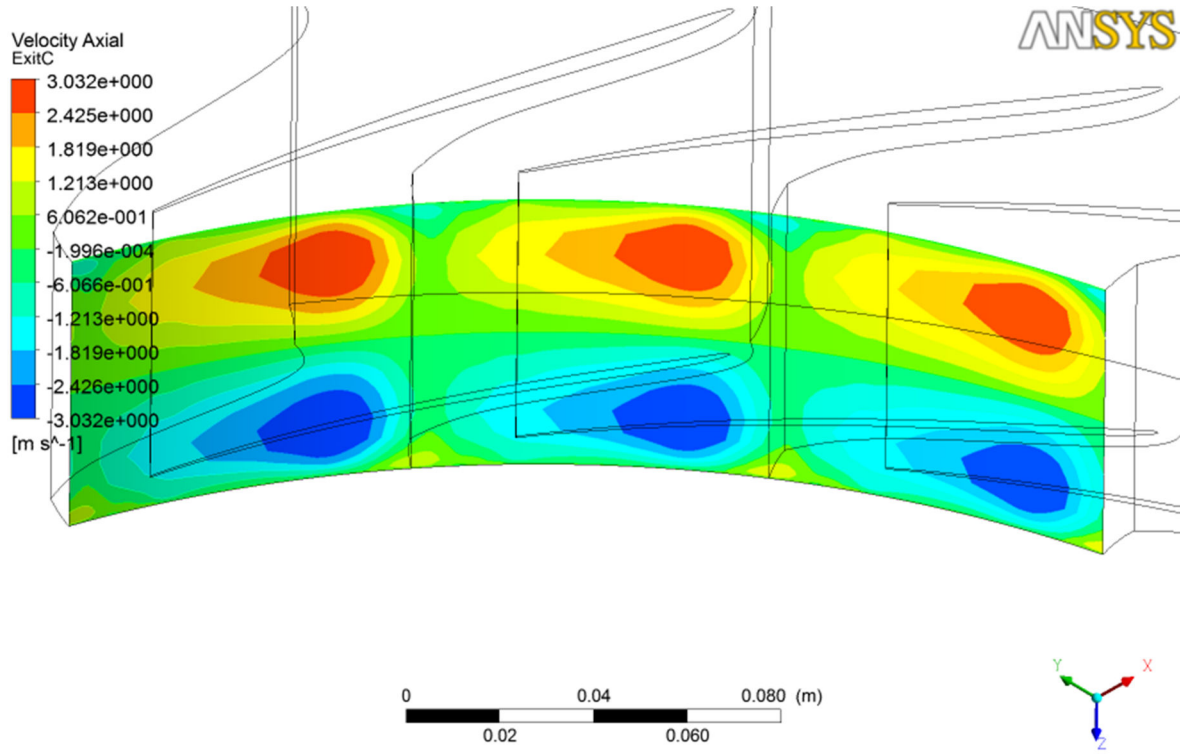
Şekil 7.14. Nozül ortalama yükseklikteki toplam basınç dağılımı



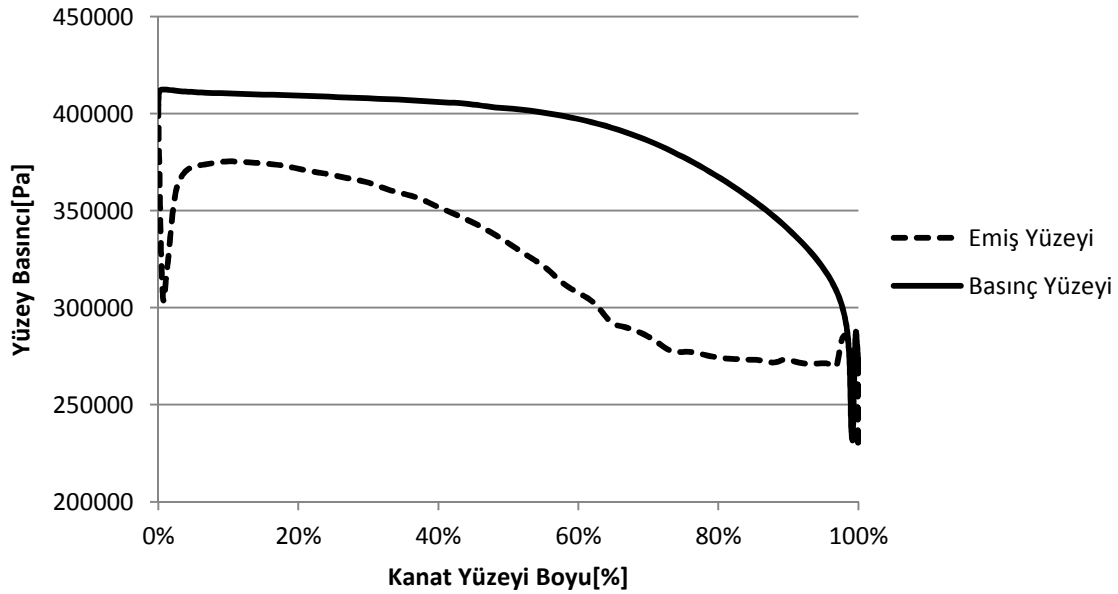
Şekil 7.15. Nozül ortalama yükseklikteki vizkoz entropy üretimi



Şekil 7.16. Nozül çıkışı hız vektörleri dağılımı



Şekil 7.17. Nozül çıkışı eksenel hız dağılımı

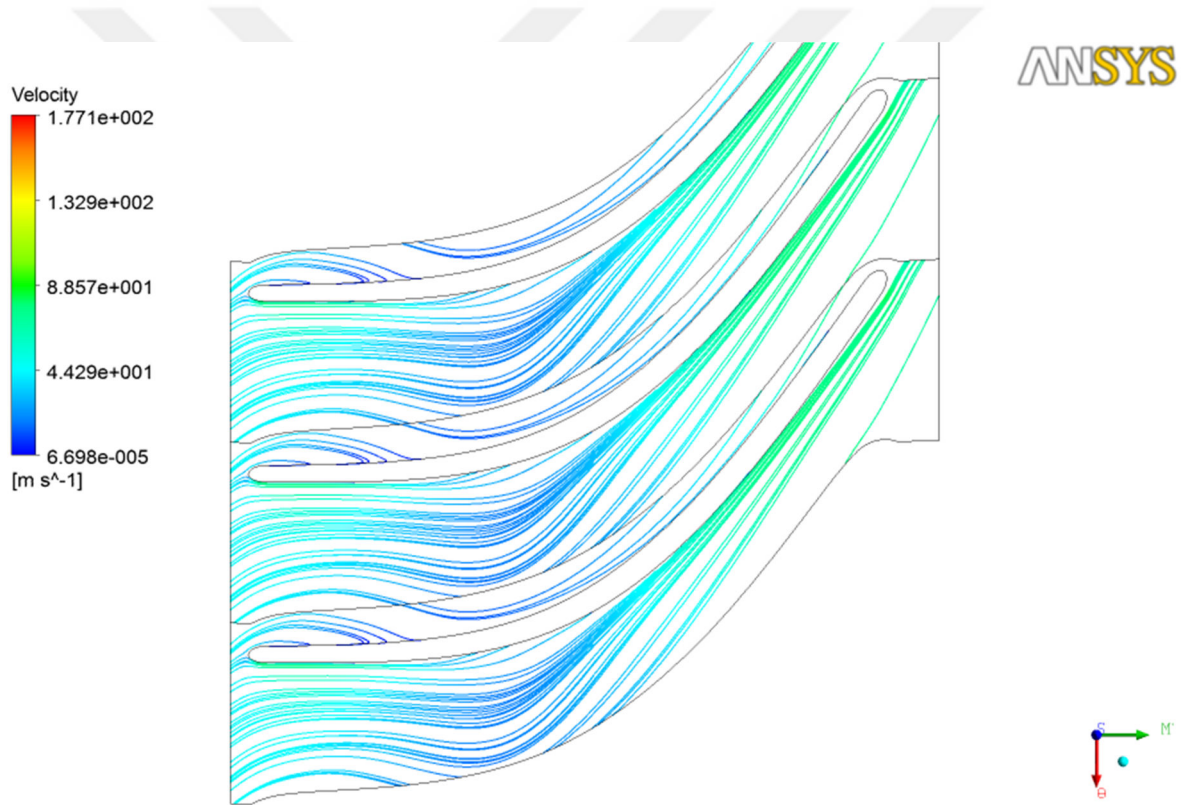


Şekil 7.18. Nozül ortalama yükseklik basınç dağılımı

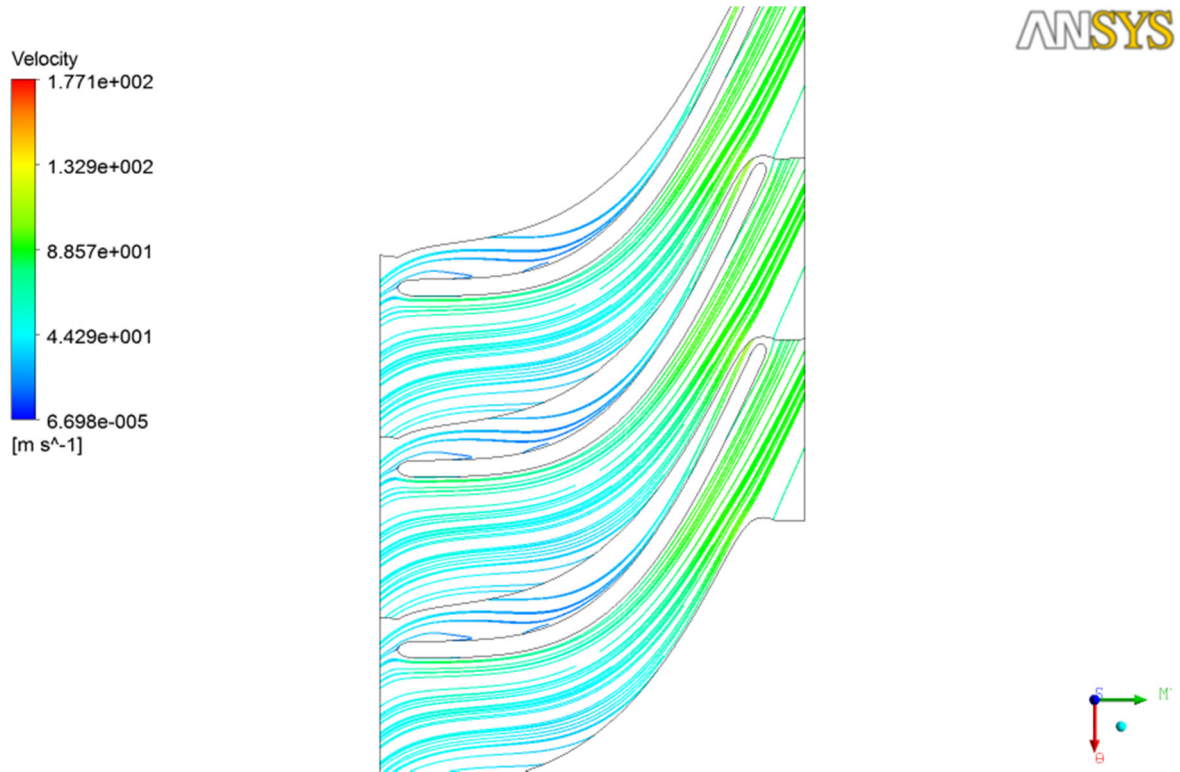
Şekil 7.18’de nozül yüzeyinin basınç dağılımı verilmiştir. Bu dağılımda girişteki emme yüzeyi basıncı düşümünün sebebi geliş açısıdır. Çıkış bölgesindeki dalgalanmanın sebebi ise kanatçık çıkış kalınlığı ve yönlendirilemeyen nozül bölgesidir. Diğer bölgelerde akışın düzgün olduğu görülmektedir.

7.7.3. Türbin çarkı

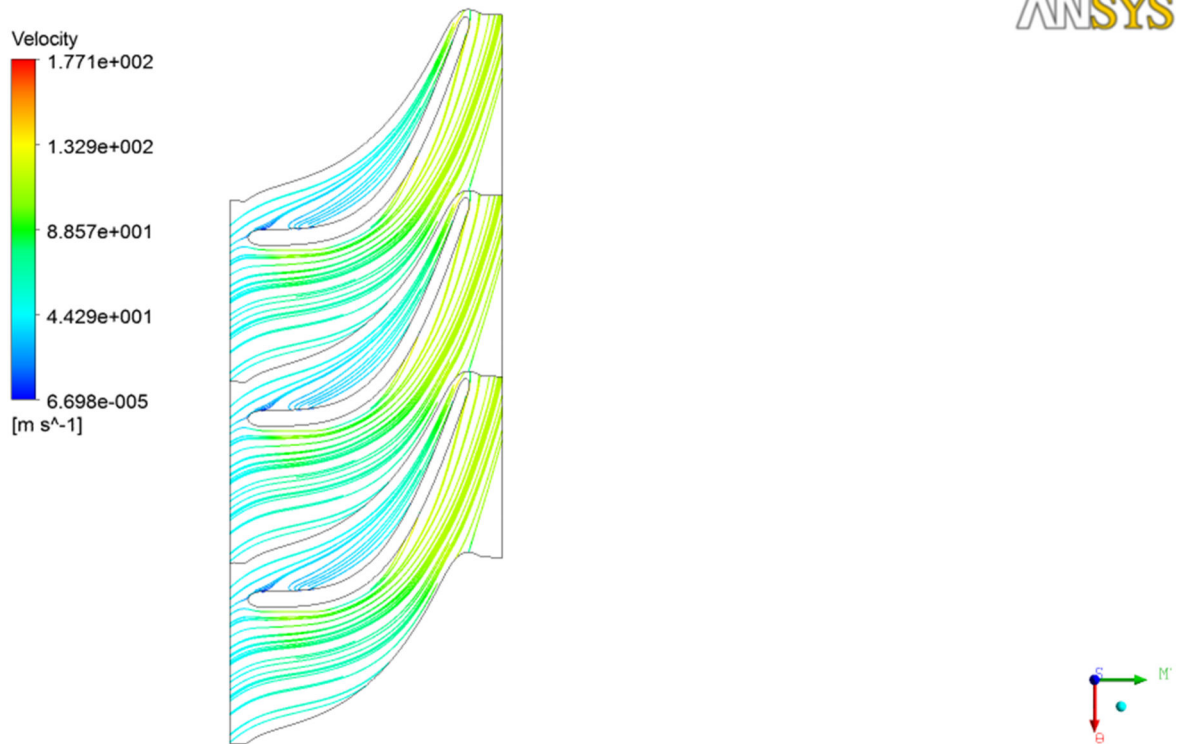
Türbin çarkları, olumlu basınç gradyanlarıyla çalışan turbo makinelerdir. Yüksek verimli bir türbin çarkında akış düzgün bir şekilde olmalıdır. Bir türbin çarkının verimini geliş açısı kayıpları ve viskoz kayıplar sebebiyle olur. Geliş açısı kayıpları türbinin giriş bölgesinde görülür. Şekil 7.19, Şekil 7.20 ve Şekil 7.21'de basınç yüzeyi tarafında geliş açısı kayıplarına bağlı bir akışın bozulduğu bir bölge vardır. Fakat geliş açısı kayıplarını düşürmeye çalışmak, bağıl hızı artırdığı için, sürtünme kayıplarını çok artırır. Bu sebeple az miktarda geliş açısı kayıpları kabul edilebilirdir.



Şekil 7.19. Çark gövde bölgesi akış çizgileri dağılımı

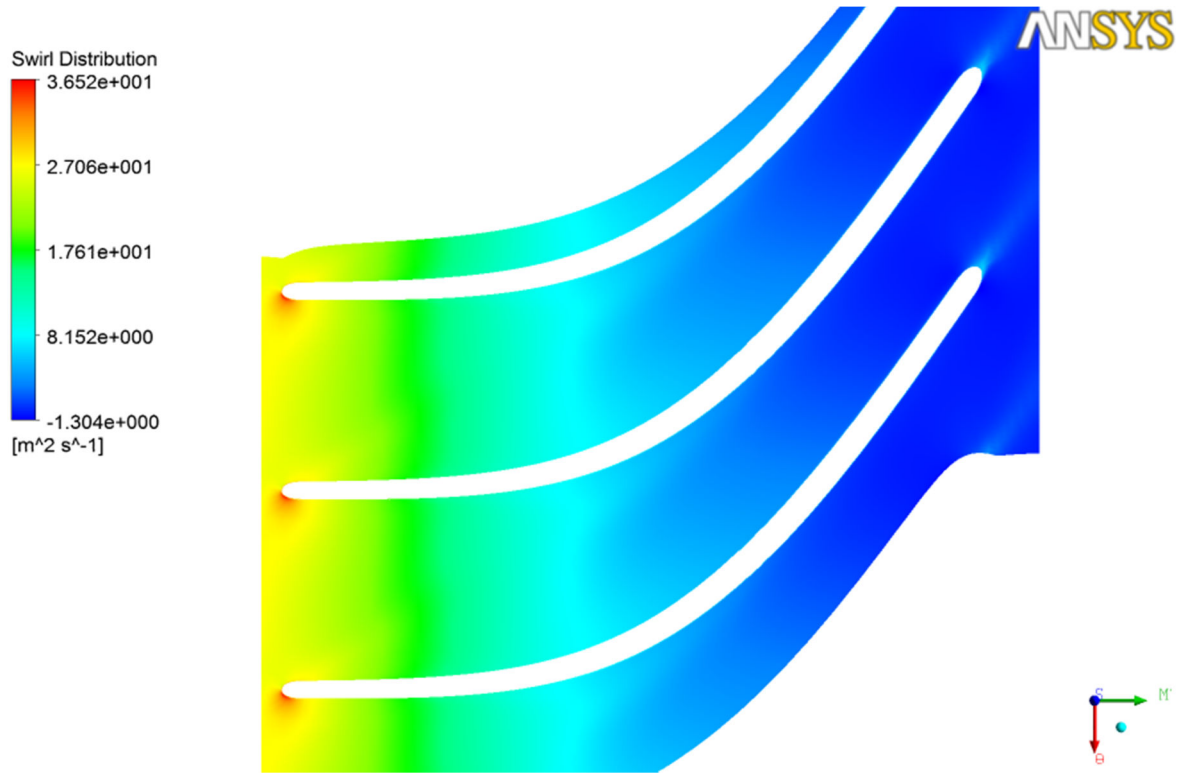


Şekil 7.20. Çark orta bölge akış çizgileri dağılımı

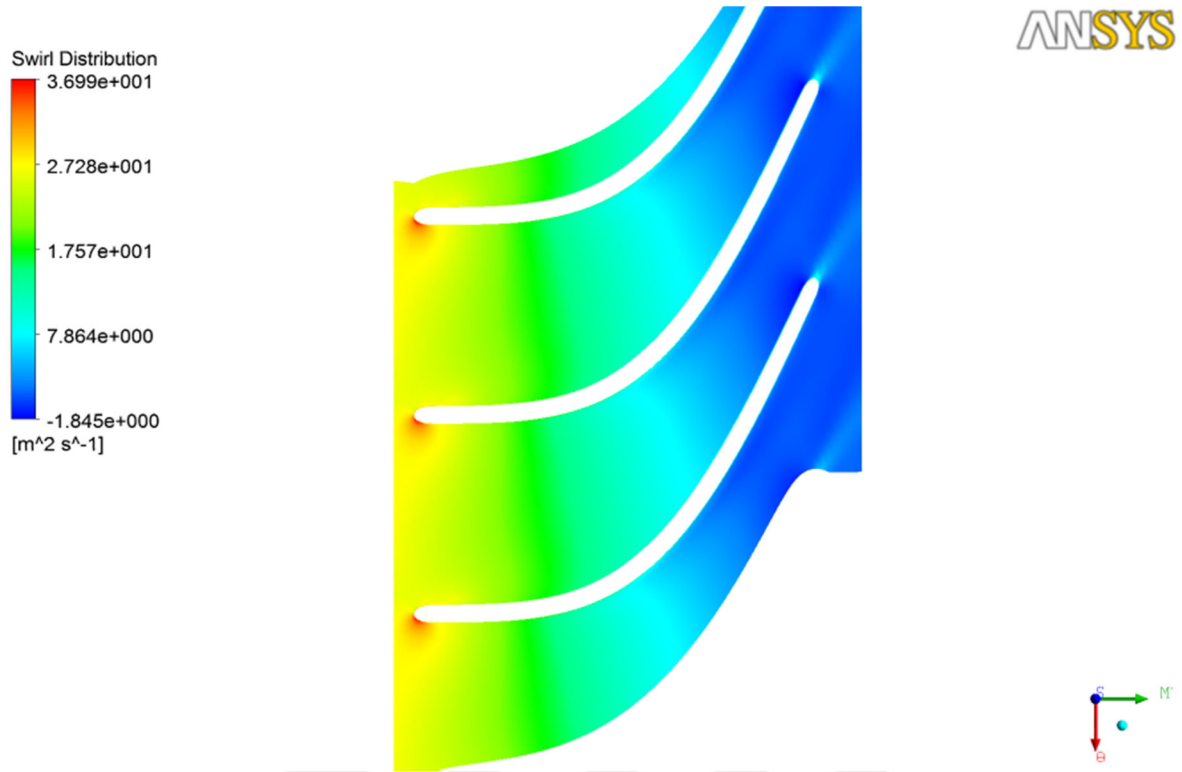


Şekil 7.21. Çark uç bölgesi akış çizgileri dağılımı

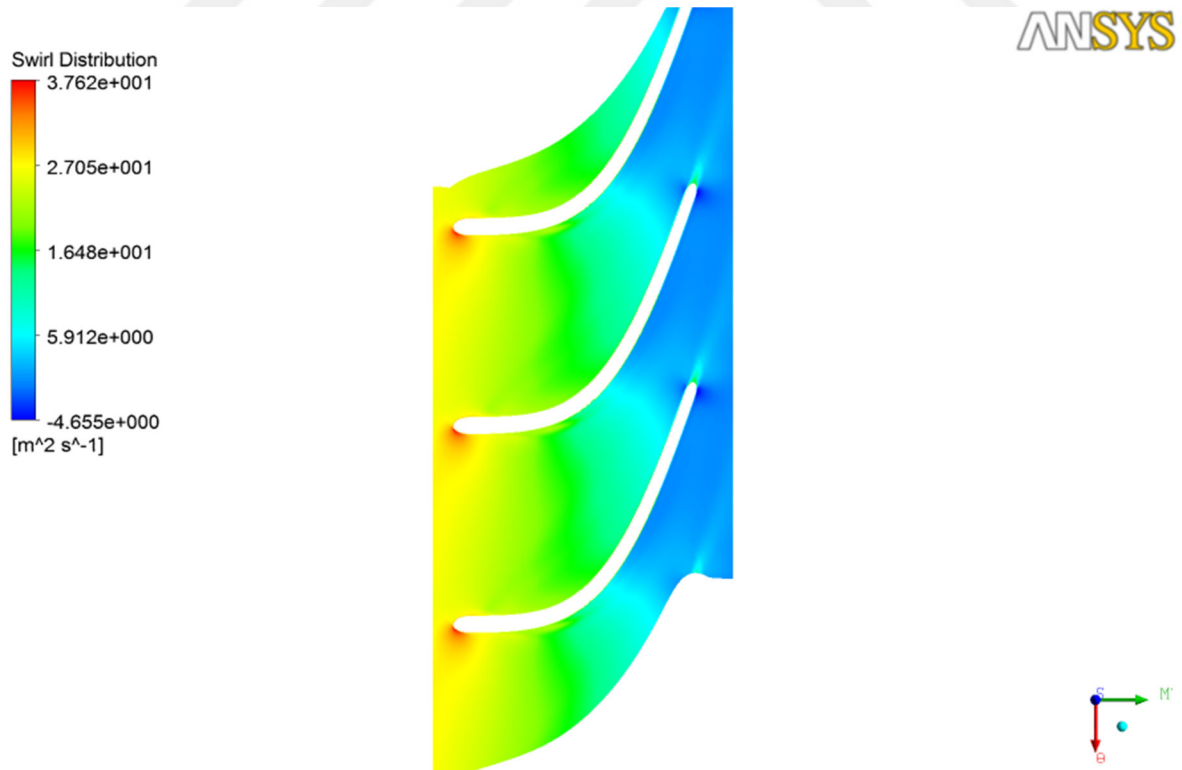
Yüksek verimli bir türbin çarkında homojen şekilde güç dağılımı gereklidir. Şekil 7.22, Şekil 7.23 ve Şekil 7.24'te akışın girdap(swirl) dağılımları verilmiştir. Girdap dağılımı üretilen türbin gücünün kanat boyunca dağılımıdır. Bu dağılımlar türbin girişinden çıkışına kadar türbin gücünün düzgün olarak üretildiğini göstermektedir. Şekil 7.25'te akışın meridyenel düzlemde de düzgün bir şekilde dağıldığı görülmektedir. Çark çıkışında girdap değişmemektedir, çünkü girdap dağılımının çark çıkışında değişmesi, akış girdabı(vortex) oluşturmakta ve türbin verimini çok düşürmektedir.



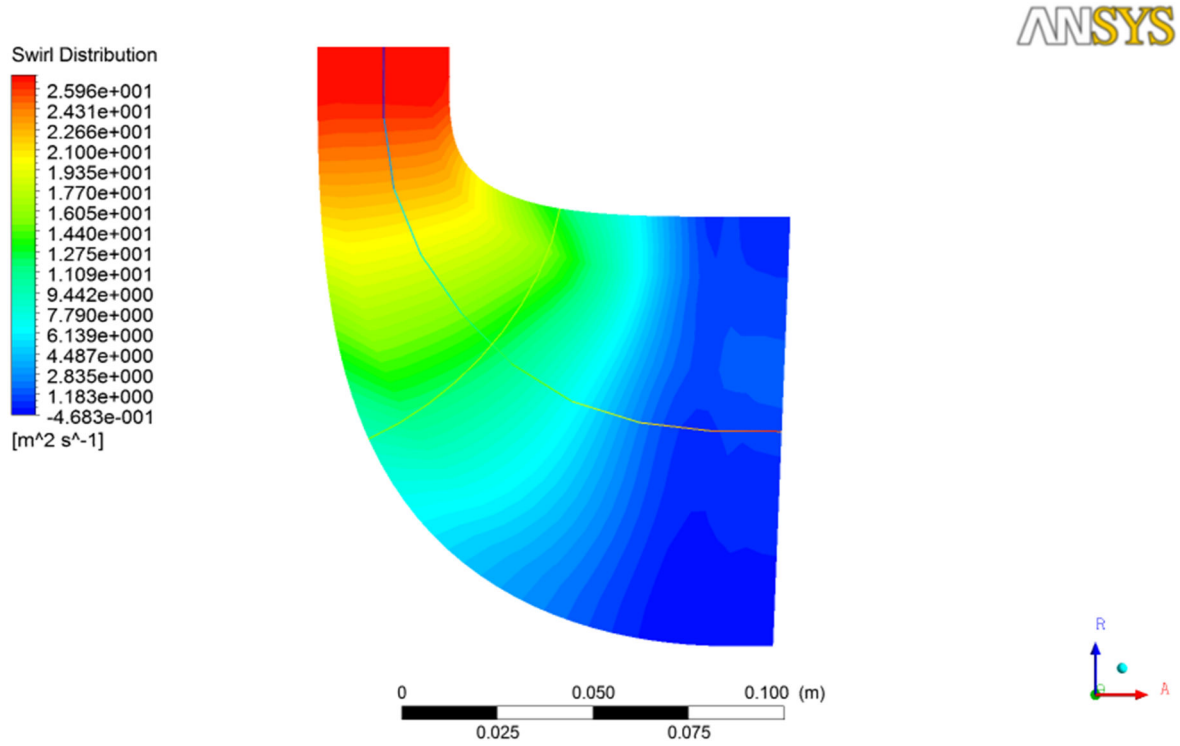
Şekil 7.22. Çark gövde bölgesi girdap dağılımı



Şekil 7.23. Çark orta bölge girdap dağılımı



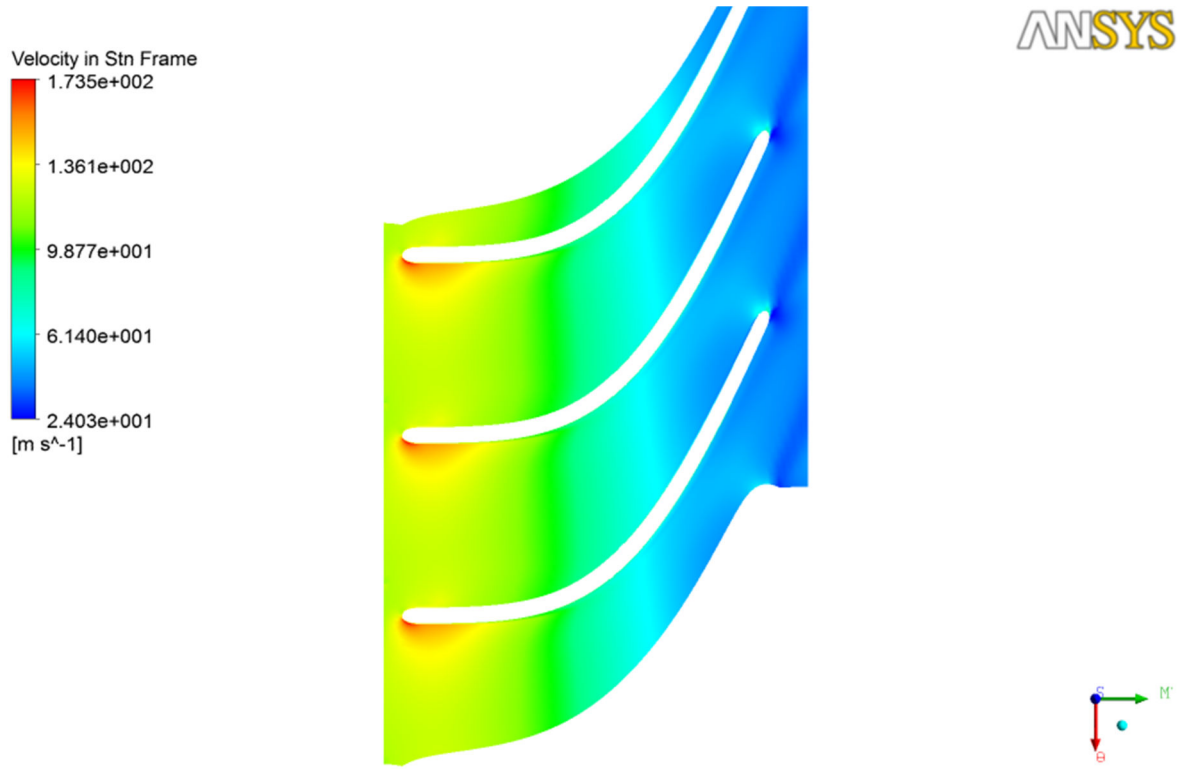
Şekil 7.24. Çark uç bölgesi girdap dağılımı

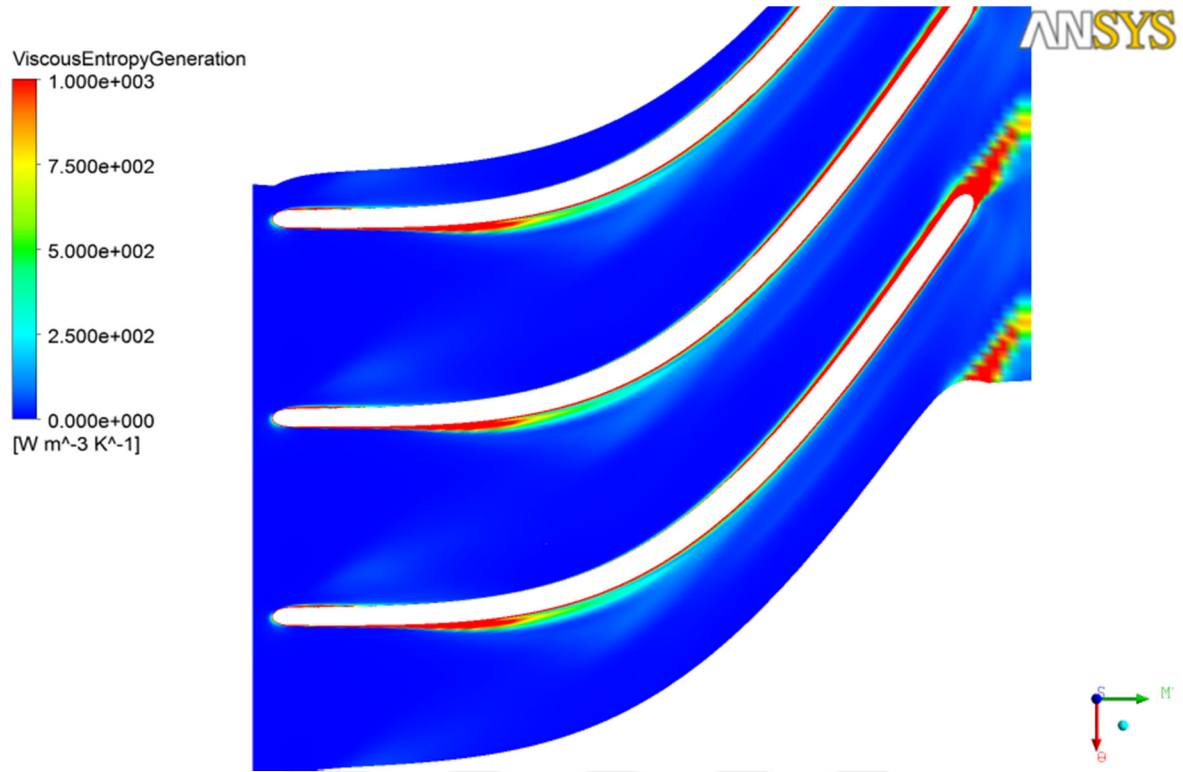


Şekil 7.25. Çark meridyenel düzlem girdap dağılımı

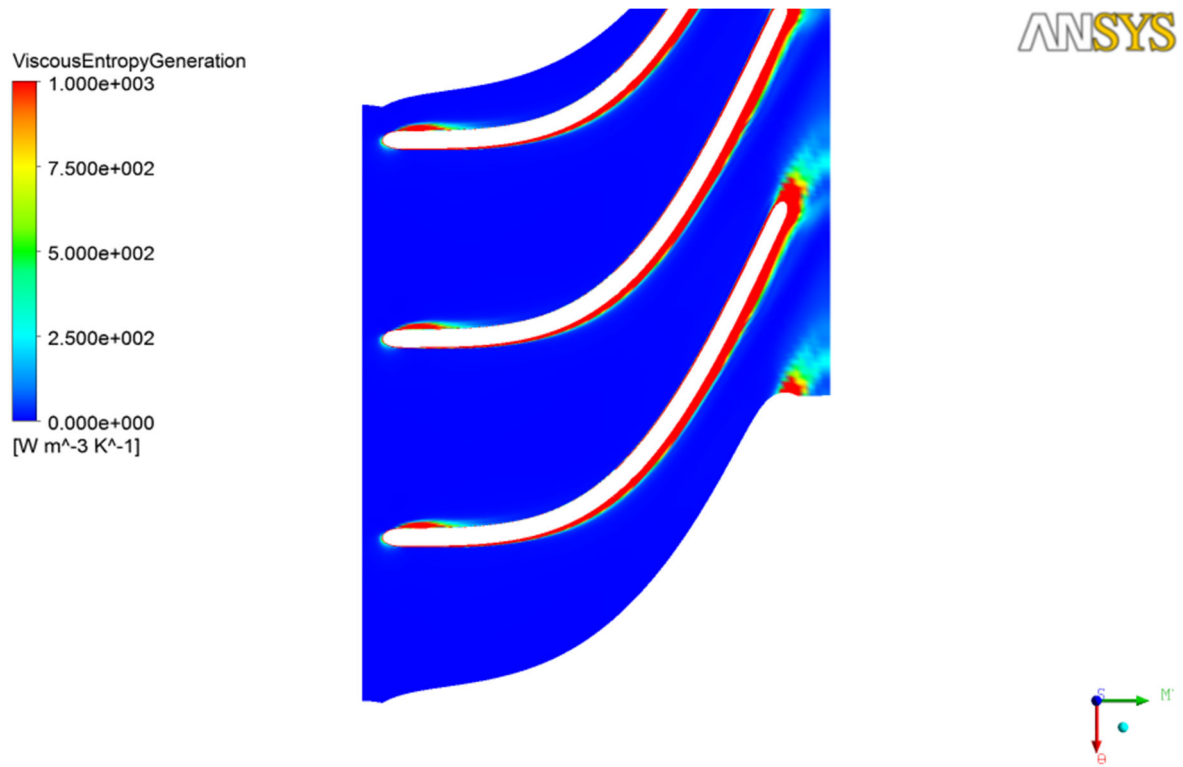
Şekil 7.26 ve Şekil 7.27’de çark orta bölgesindeki akışın mutlak ve bağıl hız dağılımları verilmiştir. Akış geliş açısıyla çarka girmesi sebebiyle emiş yüzeyinin girişinde hızlanmıştır. Fakat kısa bir mesafe içinde akış homojen hale gelmiştir. Bağıl hız dağılımına bakıldığında, akışın sürekli hızlandığı görülmektedir. Akışın çıkışa doğru güç üretimi düştüğü için akışın emme ve basınç yüzeyleri arasında bağıl hız farkı düşmüştür. Bu bölgede akış güç üretmesi yerine düzgün bir şekilde akması tercih edilmiştir.

Şekil 7.28, Şekil 7.29 ve Şekil 7.30’da akışın entropi üretimi dağılımı görülmektedir. Çark kayıplarının geliş açısı, sürtünme ve kuyruk suyu bölgelerinde olduğu görülmektedir. Geliş açısı kayıpları gövdeden uç bölgesinde doğru artmakta olduğu görülmektedir. Sürtünme kayıpları da aynı şekilde artmaktadır, fakat gövde kanat boyu uç bölgesine göre daha uzun olduğu için bu kayıpların toplamı yaklaşık aynı çıkmaktadır. Ayrıca, çark uç bölgesinde akış çizgisi eğriliğinin yüksek olması ve sabit yüzey bulunmasından dolayı entropi üretimi kanat ortasında da artmıştır. Fakat kanat yüzey sürtünmesi kadar yüksek değildir. Kanat kuyruk suyu kayıpları tüm bölgelerde görülmektedir ve sınır tabakayla da birleşmektedir. Fakat kısa bir mesafede bu yüksek kayıplı bölge kaybolmaktadır.

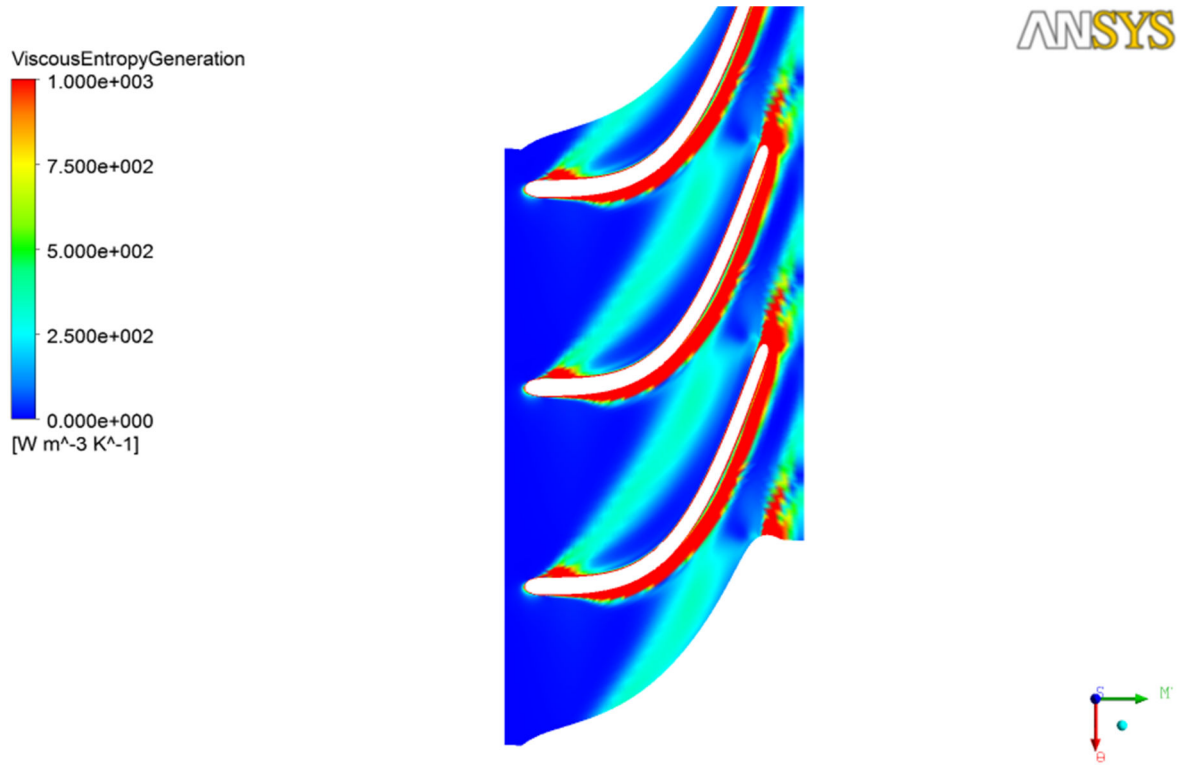




Şekil 7.28. Çark gövde bölgesi viskoz entropi üretimi dağılımı



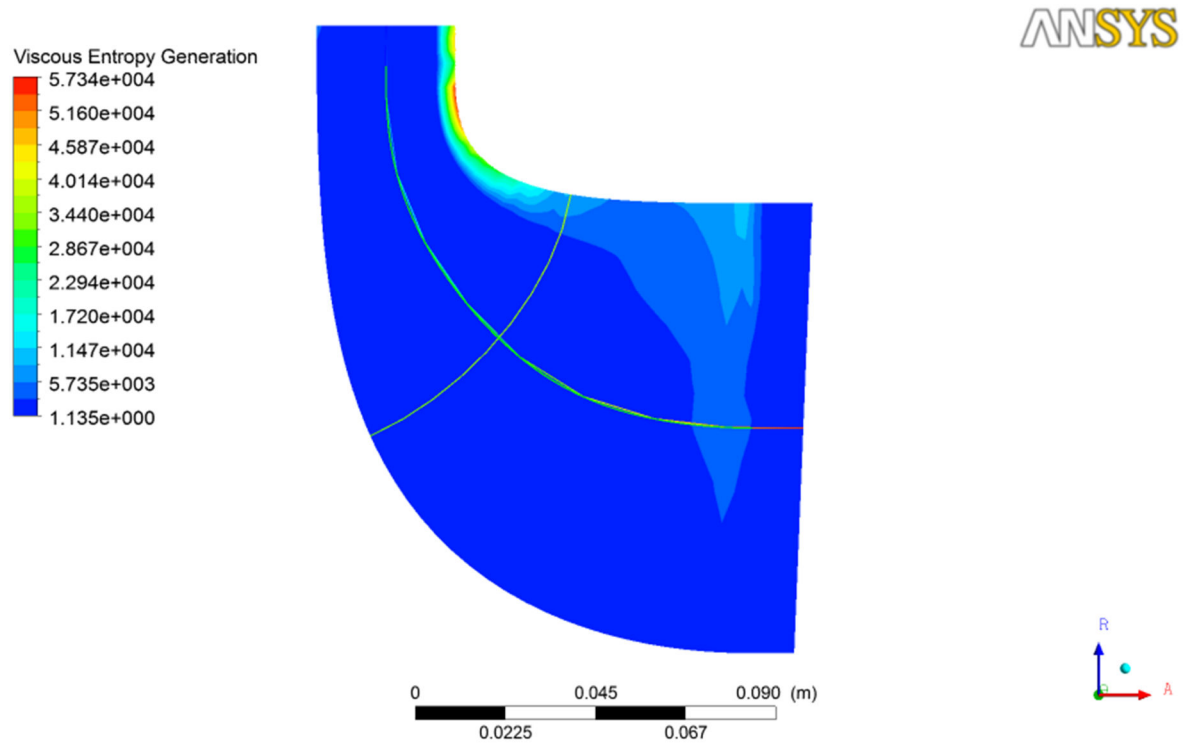
Şekil 7.29. Çark orta bölge viskoz entropi üretimi dağılımı



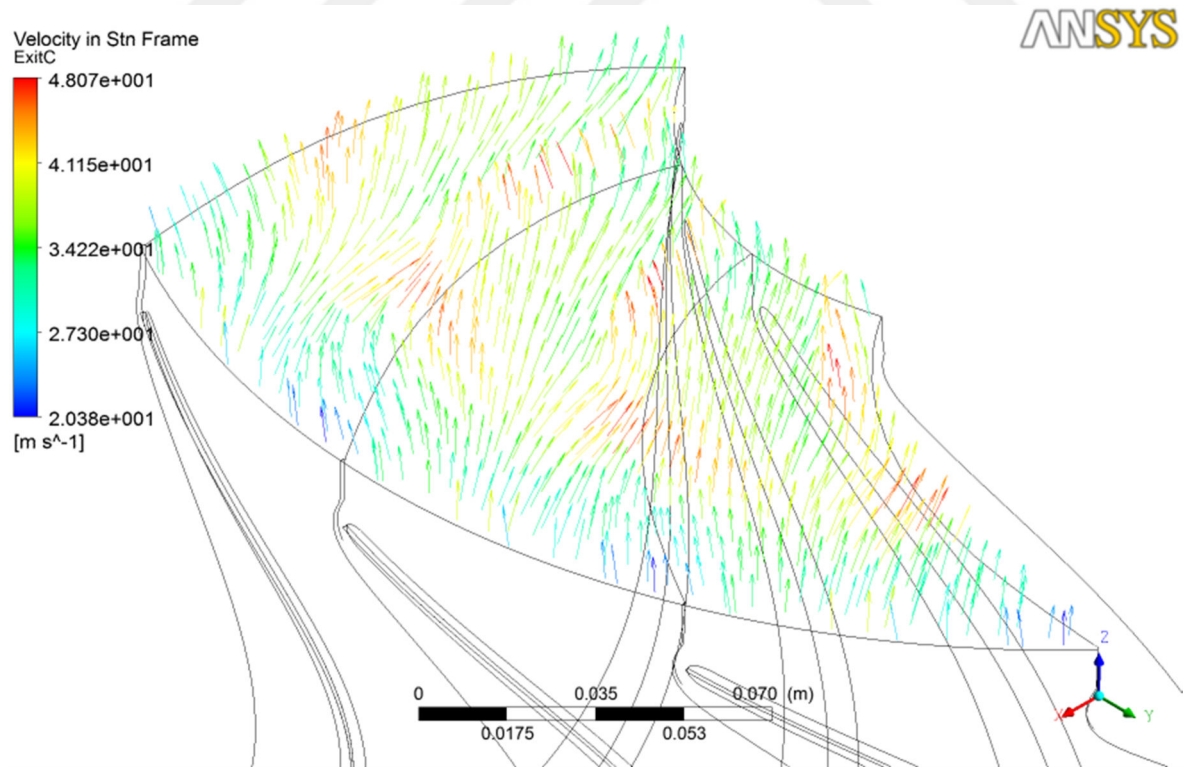
Şekil 7.30. Çark uç bölgesi viskoz entropi üretimi dağılımı

Şekil 7.31’de çark kayıplarının büyük bir bölümünün kanat uç bölgesinde olduğu görülmektedir. Bu bölgedeki kayıplar kaçak akış ve sabit duvar sürtünmesi sebebiyle olur. Bu kayıplar meridiyenel ortalama olduğundan dolayı diğer bölgelerden daha yüksek çıkması normaldir.

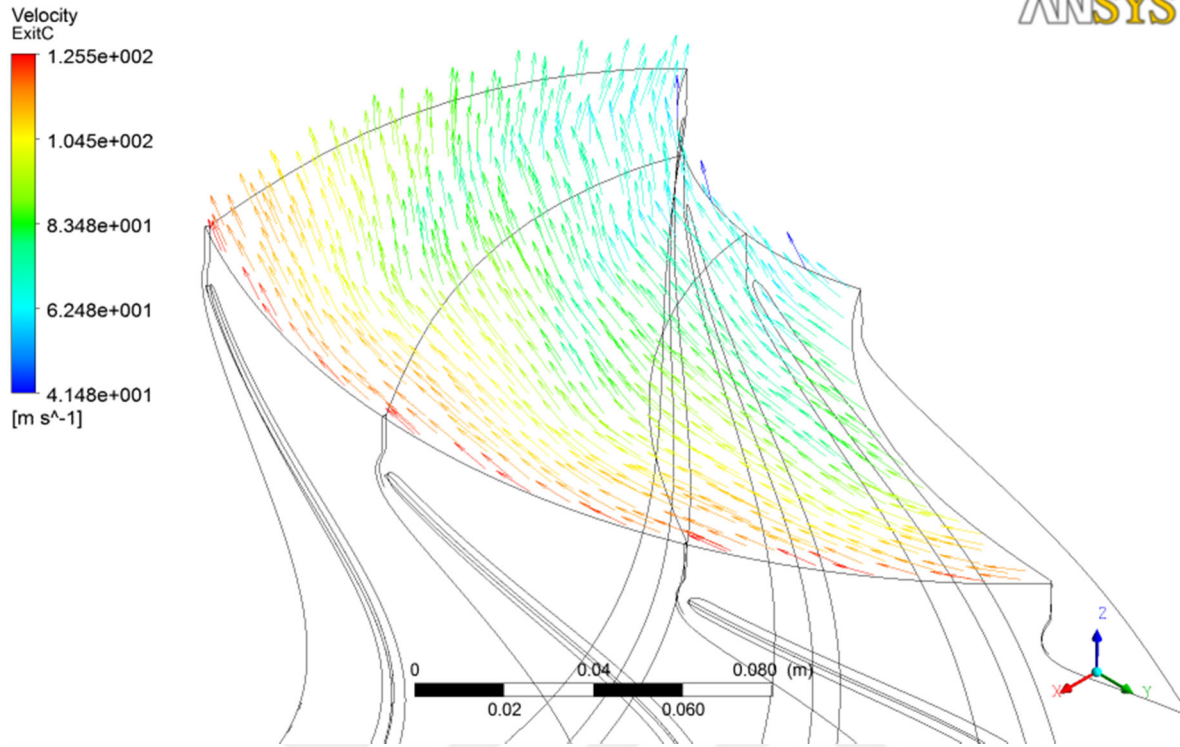
Şekil 7.32 ve Şekil 7.33’de çıkış bölgesi hız vektörleri dağılımı görülmektedir. Akışın mutlak hız vektörlerinin daha düzensiz, bağıl hız vektörlerinin daha düzenli olduğu görülmektedir. Fakat mutlak hız düzensizliğinin difüzör verimini artırdığı Deych ve diğerleri [24] tarafından belirtilmiştir.



Şekil 7.31. Çark meridyenel viskoz entropi üretimi dağılımı

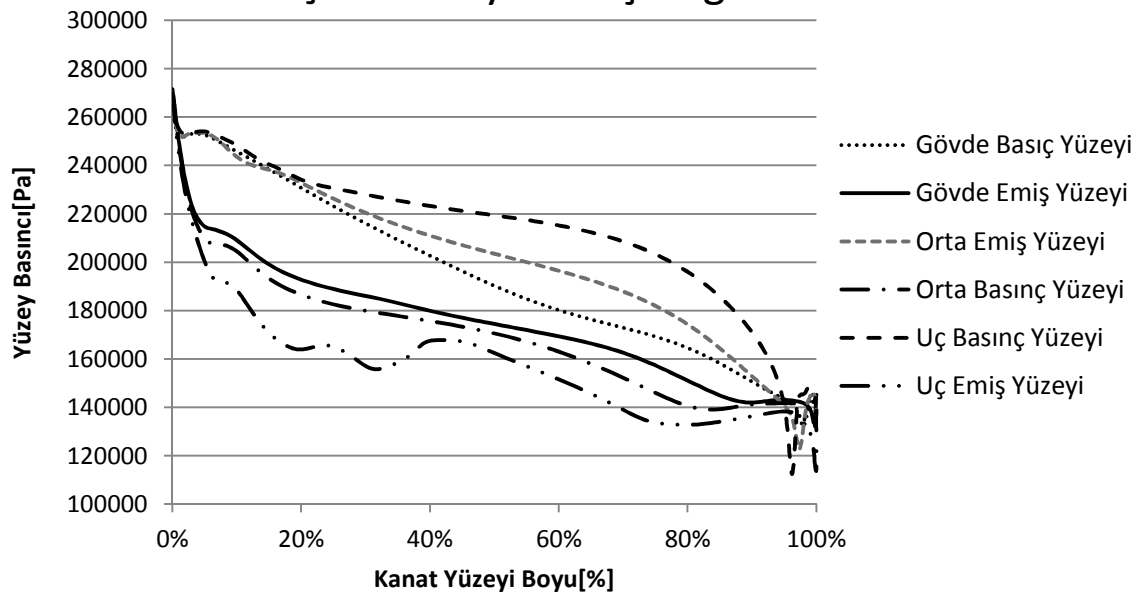


Şekil 7.32. Çark çıkış bölgesi mutlak hız vektörü dağılımı



Şekil 7.33. Çark çıkış bölgesi bağıl hız vektörü dağılımı

Çark Yüzey Basınç Dağılımları



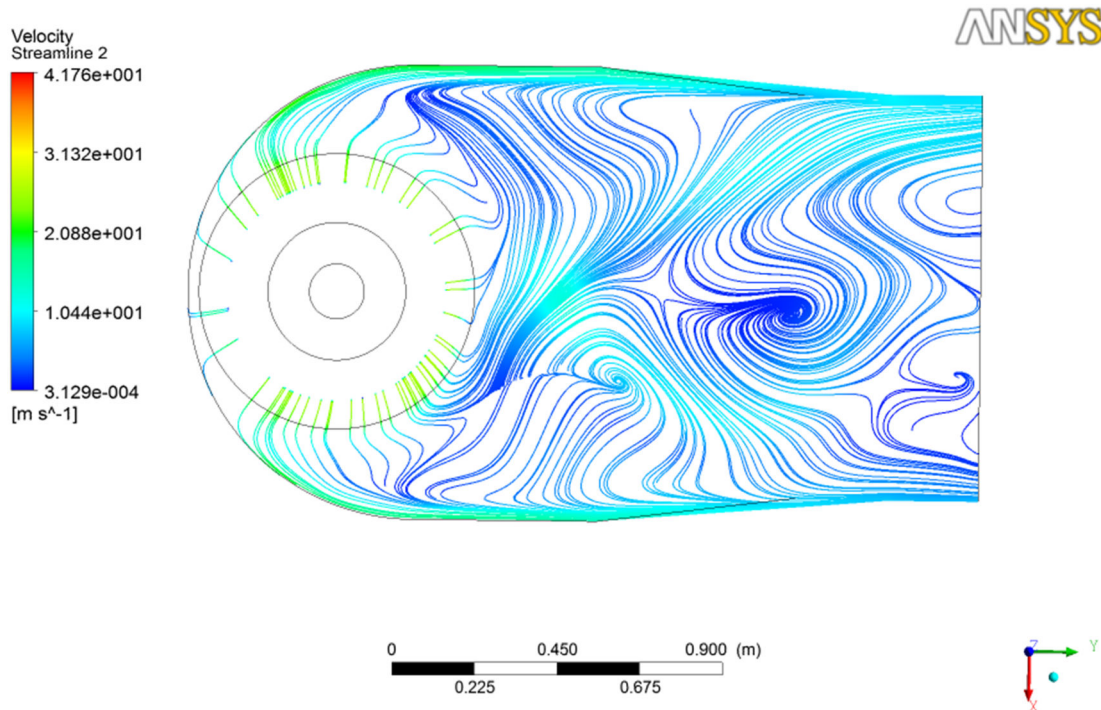
Şekil 7.34. Çark basınç dağılımları

Şekil 7.34'te akışın yüzey basınç dağılımları verilmiştir. Akışın güç üretimi düzgün bir şekilde dağılsa bile, kanat yüzey boyu gövde bölgesinden uç bölgesine doğru azaldığı için

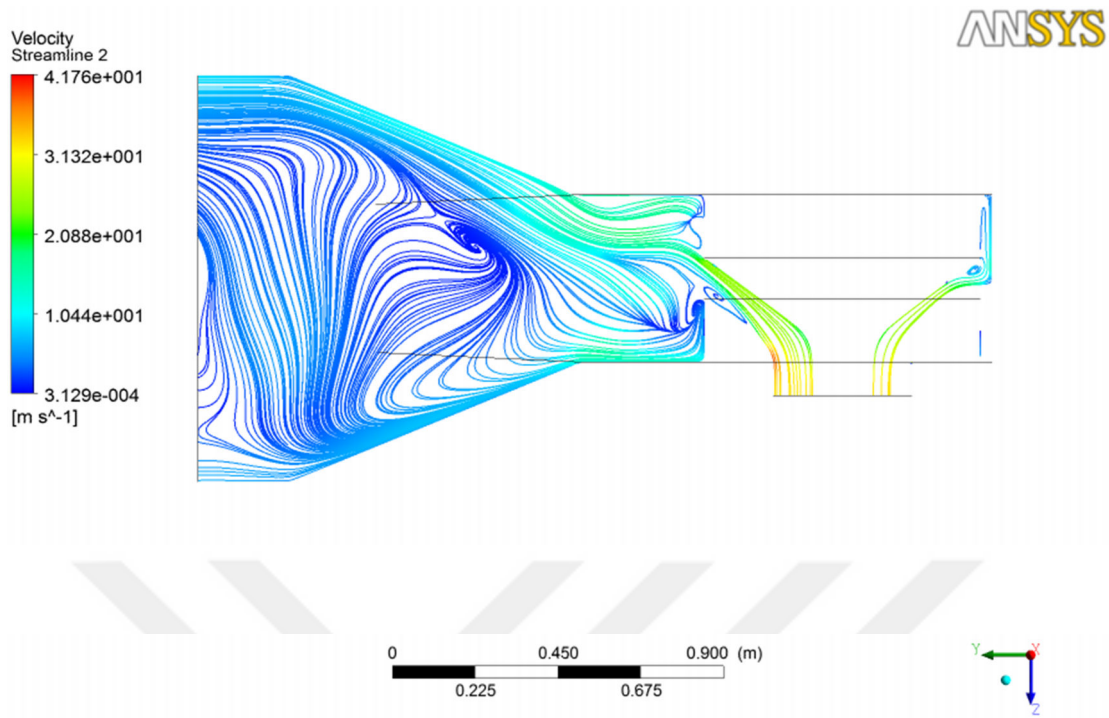
yüzey basınç farkları artmaktadır. Bu farklar dışında akışın düzgün olarak aktığı ve basınç dağılımlarının beklenen şekilde çıkmıştır.

7.7.4. Difüzör ve egzoz manifoldu

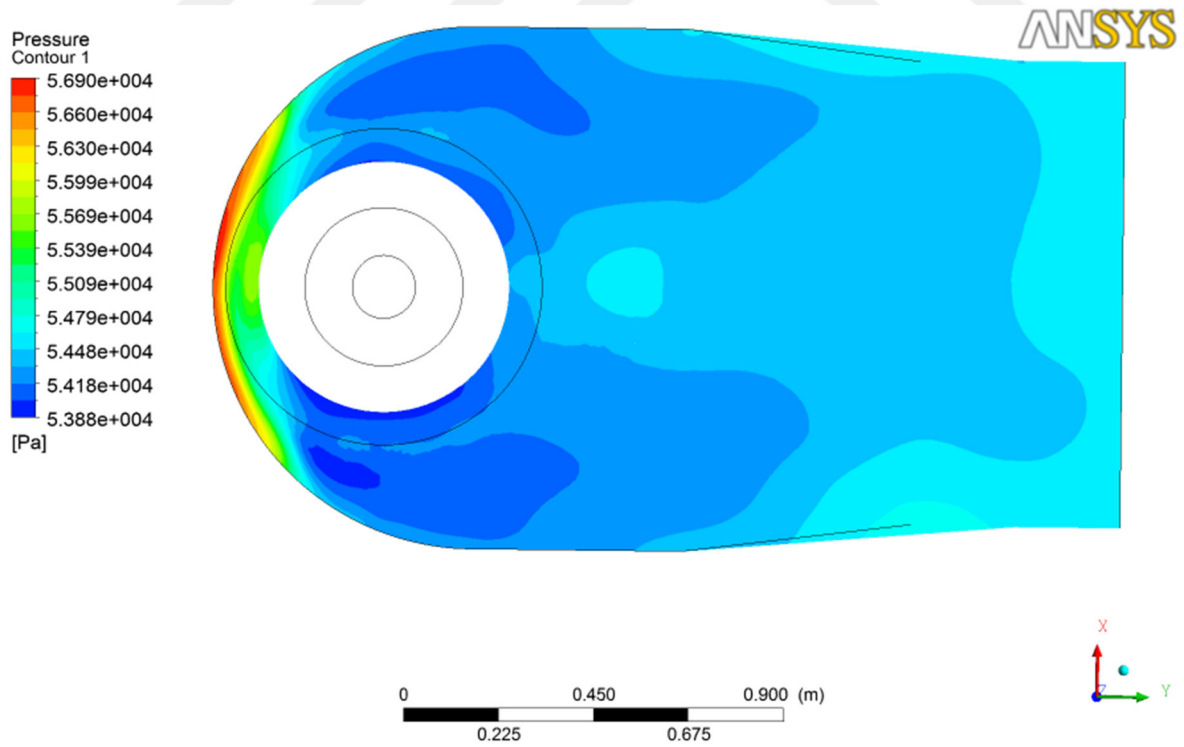
Difüzörler hızlı bir akışı yavaşlatmaya, egzoz manifoldları ise difüzör ile yavaşlatılan akışı çıkış borusuna ileten elemanlardır. Difüzörler ve egzoz manifoldları diğer aerodinamik elemanlardan farklı karakteristik gösterir. Difüzör girişinde akışın karmaşık ve dalgalı olması difüzör verimini artırır. Bu sebepten dolayı, türbin arkasında elde edilen difüzör verimleri test sistemleriyle elde edilen düzenli akışlar kullanılarak elde edilen difüzör verimlerinden yüksektir. Bu sebepten dolayı yapılan HAD analizlerde elde edilen difüzör verimlerinin yeterli olması sistem veriminin tahmin edilen verimlerden daha yüksek olacağını gösterir. Şekil 7.35. ve 7.36'da akışın karmaşık olduğu görülmektedir. Şekil 7.37'de difüzör çıkışında akışın dağılması için düzenlenen geometrinin difüzör çıkışında yavaşlama eğiliminde olduğu ve bu sebeple basıncının arttığı görülmektedir. Bu basınç artışı akışın egzoz manifoldu daha iyi dağılması için gereklidir. Şekil 7.38'de akışın basıncının difüzör çıkışından sonra çıkış basıncına geldiği görülmektedir.



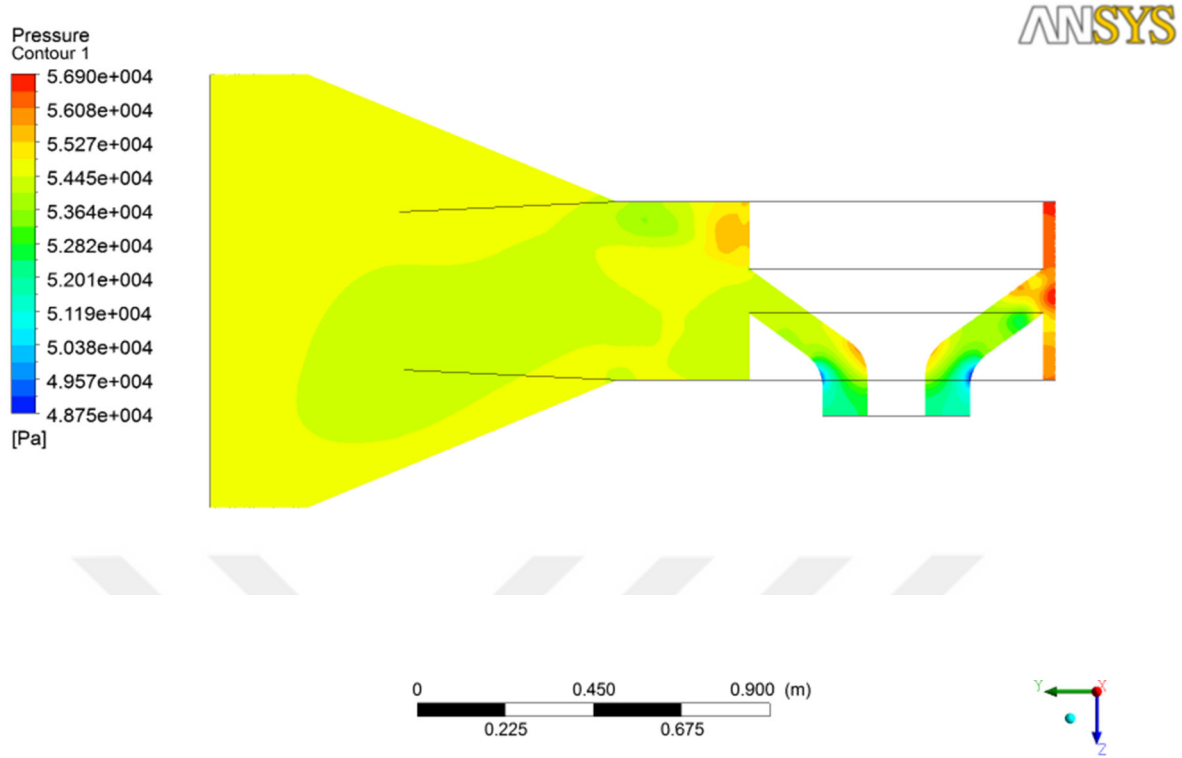
Şekil 7.35. Difüzör ve egzoz manifoldu üst görünüş orta kesit akış çizgileri dağılımı



Şekil 7.36. Difüzör ve egzoz manifoldu yan görünüş orta kesit akış çizgileri dağılımı

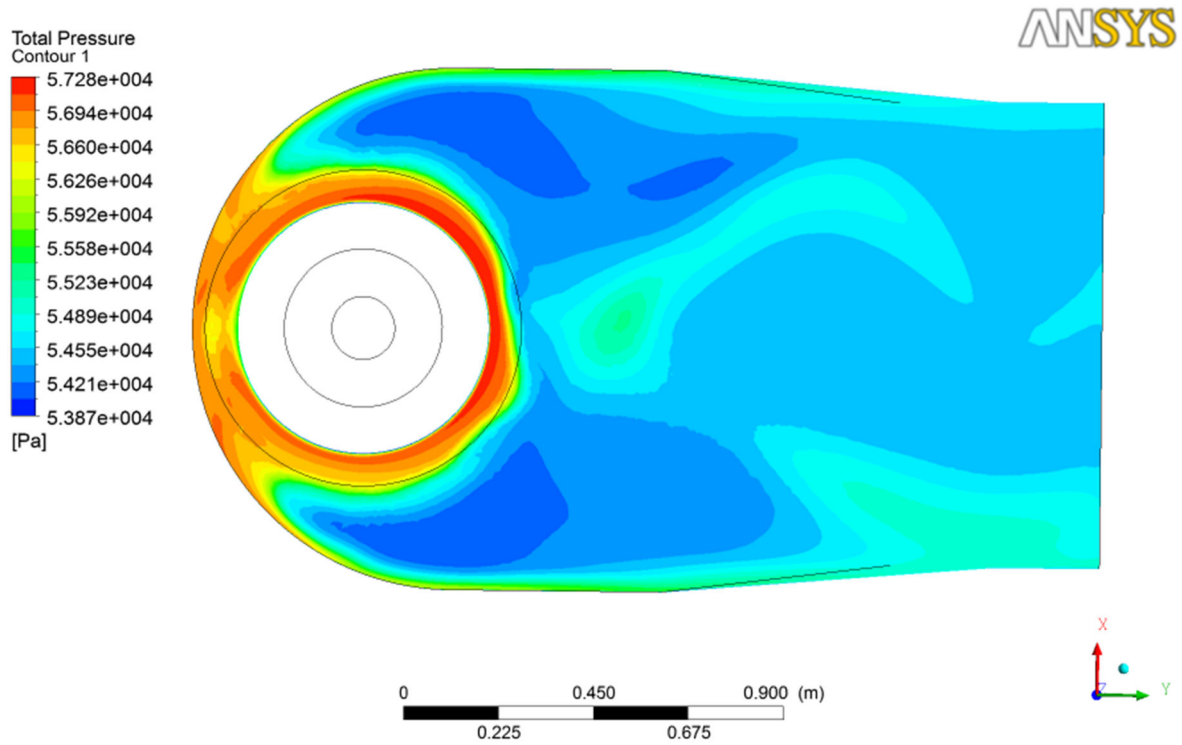


Şekil 7.37. Difüzör ve egzoz manifoldu üst görünüş orta kesit basınç dağılımı

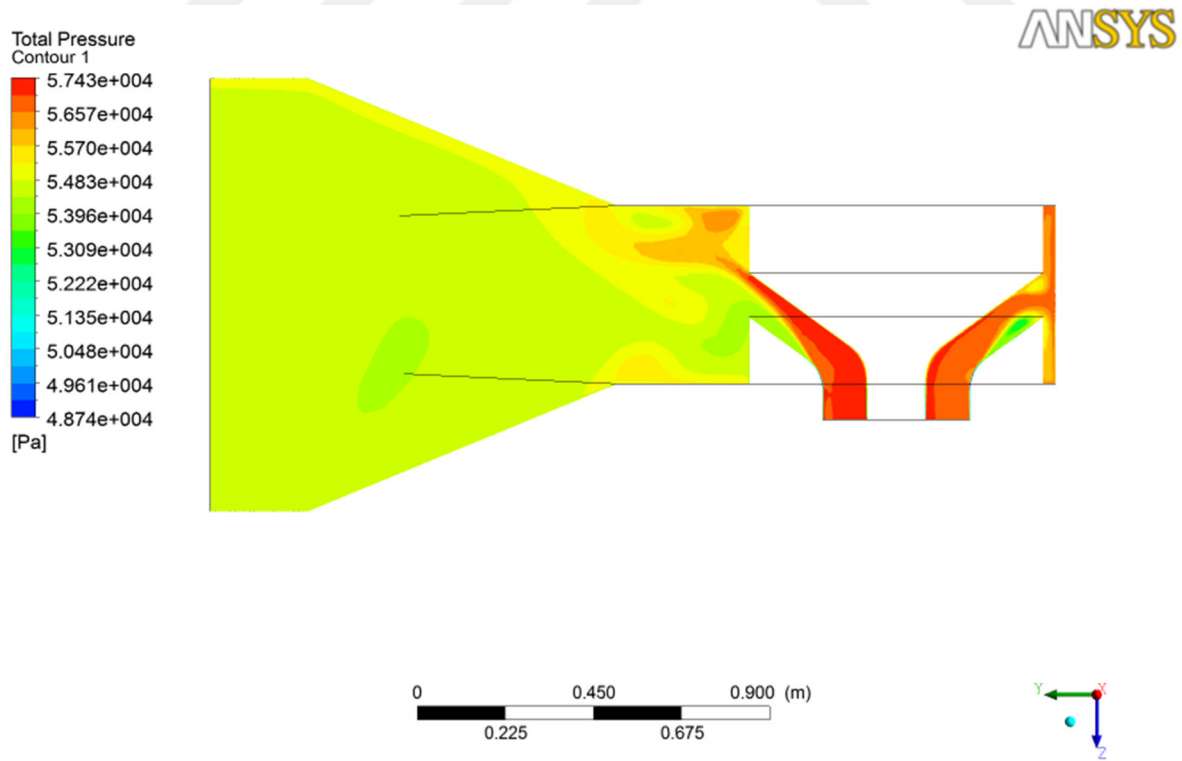


Şekil 7.38. Difüzör ve egzoz manifoldu yan görünüş orta kesit basınç dağılımı

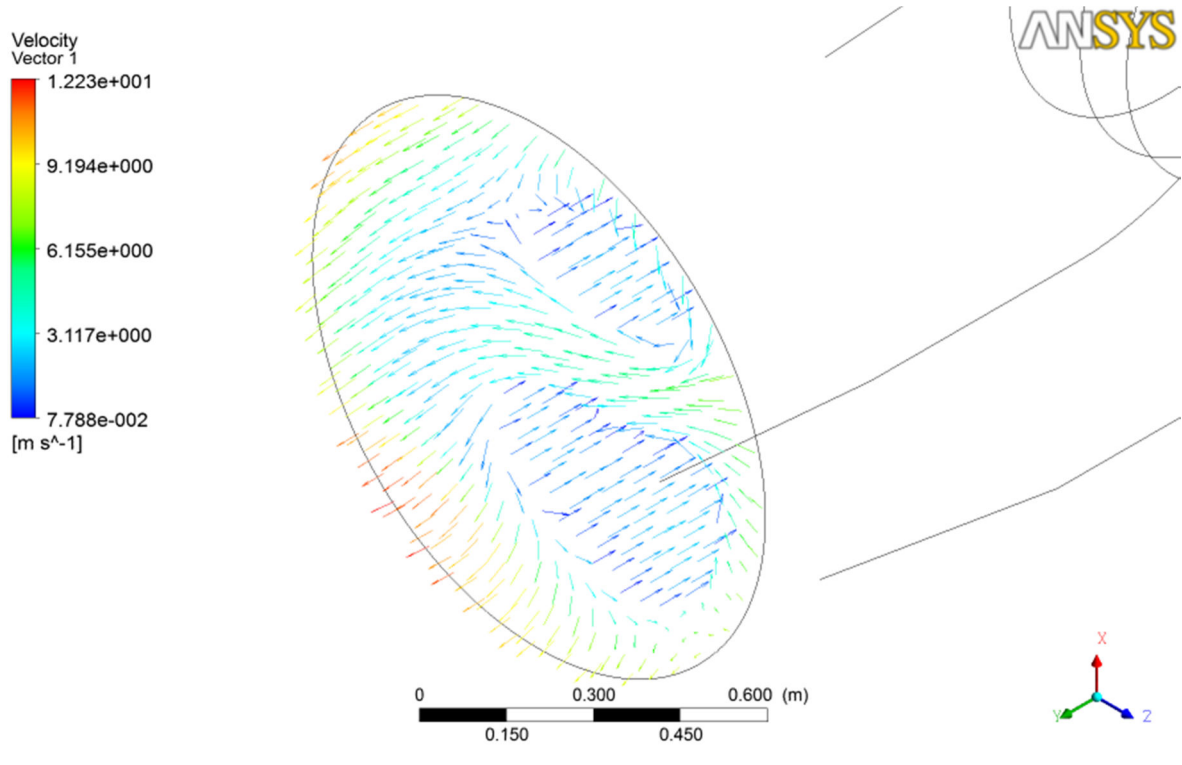
Akışkanın difüzör çıktıktan sonra toplam basınç kaybına uğradığı Şekil 7.39 ve Şekil 7.40'da görülmektedir. Bunun sebebi akışın egzoz manifolduna yayılırken çok yüksek viskoz sürtünmeye maruz kalmasıdır. Fakat deneysel çalışmalarda bu sistemlerde basınç yükselmesi için sürtünmeye maruz kalması gerektiğini Deych ve diğerleri[24] göstermiştir. Akışın çıkış borusundaki düzensizliği Şekil 7.41'de gösterilmiştir. Daha iyi sonuç almak için çıkış borusu uzatılabilir. Bu hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde difüzör verimi 0,512 olarak bulunmuştur. Optimizasyon sistemi ise difüzör verimini 0,4225 olarak tahmin etmiştir. Sonuç olarak difüzör ve egzoz manifoldu sistemi tasarımı başarılıdır. Bu sistem yoğunlaştırucu öncesindeki boru kayıpları telafi edebilir.



Şekil 7.39. Difüzör ve egzoz manifoldu üst görünüş orta kesit toplam basınç dağılımı



Şekil 7.40. Difüzör ve egzoz manifoldu yan görünüş orta kesit toplam basınç dağılımı



Şekil 7.41. Difüzör ve egzoz manifoldu çıkış hız vektörleri dağılımı

7.8. HAD Modeli ile Türbin Tasarım Modeli Sonuçlarının Karşılaştırılması

Türbin tasarım modelleri ile tasarlanan türbin elemanları hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile modellenmiştir. Yapılan modellerin sonuçları ile tasarım modelinde elde edilen modeller karşılaştırılıp elemanların geometrik olarak tasarımlarının performansı kontrol edilmiştir.

Tasarım modeli tarafından elde edilen Çizelge 7.6'da karşılaştırılmıştır. Tasarım modelinde hesaplanan değerlerin uyumlu olduğu görülmektedir.

Difüzör ve egzoz manifoldu basınç geri kazanım katsayısını (C_D) modelden yüksek olarak tasarlanmıştır ve bu şekilde olması tedbir amaçlıdır.

Çizelge 7.6. Tasarım ve HAD modeli sonuçları

Parametre	Tasarım Modeli	HAD Modeli	Tasarım Farkı
β_g (derece)	-34,3	-39	%13,7
C_g (m/s)	123,3	122,1	%1,0
C_φ (m/s)	33,46	35,67	%6,6
W_φ (m/s)	91,6	90,4	%1,3
β_φ (derece)	-68,6	-66,5	%3,1
$\dot{W}$ (kW)	911,6	881,7	%3,3
η_t (%)	86,3	88,8	%2,9
C_D	0,4225	0,512	%21,2



8. TARTIŞMA

Turbo makine tasarımı hala özgül hız bağıntıları kullanılmaktadır. Bu yöntem kullanılarak tasarlanan turbo makinelerin yüksek verimli olduğu iddia edilemez. Çünkü bu yöntemlerle yüksek verimli bir tasarımı değerlendirebilecek kadar yeterli veri elde edilememektedir. Ayrıca tasarımda, farklı parametrelerin etkisi görülmediği için özel bir amaç için tasarlanan türbinlere uygun değildir. Çünkü genel özgül hız bağıntıları su ve hava tipi akışkanlar için hazırlanmıştır. Farklı akışkanlar kullanılması durumunda bu grafikler makul sonuçlar vermemektedir. Organik Rankine çevrimlerinde kullanılan akışkanlar düşük ses hızlarına sahiptir. Bu sebeple standart gaz türbinleri gibi tasarım yapmak yüksek şok kayıplarına sebep olmaktadır. Bu sebeple gaz türbini tasarımı verim tahminine imkân veren yöntemler kullanmak, klasik yöntemlerden çok daha iyi sonuçlar vermektedir.

Turbo makine tasarımı üç boyutlu geometriler oluşturmak yüksek verim için gereken parametreleri bulmak kadar önemlidir. Geometri oluşturmada yapılacak hata parametreler doğru olsa bile verimi çok düşürmektedir. Bu konuda yapılan en temel hata geometrileri rastgele oluşturduktan sonra düzeltmeye çalışmaktır. Çünkü imkân dâhilinde bile olsa bu yöntem çok maliyetlidir ve çözüm elde etme ihtimaliniz deneyim ve şans gerektirmektedir. Bu probleme aşina olan araştırmacılar daha kontrol edilebilir ve sistematik olan tersine tasarım (inverse design) yöntemlerini oluşturmuşlardır. Bu yöntemin en önemli avantajları, daha iyi bir ilk tasarım geometrisiyle başlamak, yapılan hataların sistematik olarak anlaşılabilmesi ve düzeltilebilmesidir.

Türbin tasarımlarında türbülanslı akış kötü değildir. Yüksek türbülanslı akışlarda kopma eğilimi daha düşük ve verimler daha yüksektir. Çünkü turbo makine akışları bir sürtünmesiz izantropik akış çekirdeği ve sürtünmeli bir sınır tabaka olarak görülebilir. Türbülans arttıkça, sınır tabaka kalınlığı düştüğü için, sürtünmesiz akış bölgesi ve debisi artarak verimi artırmaktadır.

Bu çalışma sırasında bilinçli olarak, tersine tasarım dışında türbin kanadı tasarımına büyük müdahaleler yapılmamıştır. Bunun en temel sebebi, rastgele denemelerde elde edilen sonuçların şans ve deneyim faktörüne bağlı olması ve sistematik olmamasıdır. Klasik

yöntem kullanan tasarımcılar kanat tasarımına çok fazla müdahale ettiği için deneyimleri sonucu iyi sonuçlar elde etseler de, bu yöntemlerinin ekonomik ve başarılı olduğunu göstermez. Bu çalışmada amaç yüksek verim elde etmek kadar, çok kısa sürede ve deneyim faktörüne çok ihtiyaç duymayan turbo makine tasarımı yöntemi oluşturmaktır



9. SONUÇ VE ÖNERİLER

Turbo makine tasarlarken yüksek verim elde etmek her zaman önemli bir ölçüt olmuştur. Standart uygulamalarda klasik yöntemler yüksek verimli bir sistem tasarımı için yeterlidir. Fakat organik Rankine çevrimi gibi standart dışı tasarımlarda, verim tahmin ederek parametre belirleme çalışmaları gereklidir. Akışkanın farklı olması akışın elemanlarda kayıp dağılımını değiştirmektedir. Bu sebeple, verim tahmin çalışmaları turbo makine tasarımlarının en önemli kısmıdır.

Eksenel turbo makine tasarımları için tersine tasarım(inverse design) algoritmaları çok gelişmiştir. Bunun sebebi, endüstriyel uygulamalarda eksenel turbo makinelerin yaygın olarak kullanılmasıdır. Fakat bu çalışmada, radyal ve karışık akışlı turbo makineler için girdap dağılımı kullanarak basit ve gürbüz bir tersine tasarım yöntemi geliştirilmiştir. Bu yöntem başarısız denemeleri azaltmakta ve tasarım maliyetini düşürmektedir. Bu çalışmada kullanılan yöntem kanat geometrisi kullanırken tek bölge kullansa da, birden fazla eğri kullanılarak kanat açısı dağılımı daha iyi kontrol edilecek şekilde yapılabilir.

Bu çalışma, sistematik ve yüksek verimli bir organik Rankine çevrimi ve türbini tasarımına yol gösterecek şekildedir.



KAYNAKLAR

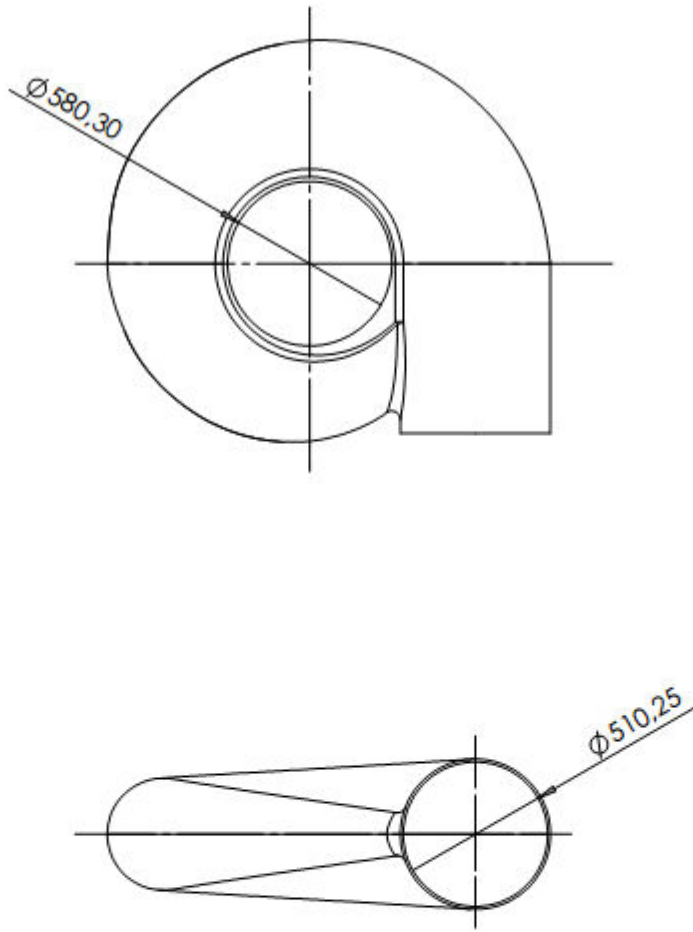
1. Colonna, P., Rebay, S., Hanrick, J., and Guardone, A. (2006). Real-gas effects in ORC turbine flow simulations: influence of thermodynamic models on flow fields and performance parameters. *European Conference on Computational Fluid Dynamics*. Egmond aan Zee, Netherlands.
2. Aungier, R. H. (2006). Turbine aerodynamics: axial-flow and radial-inflow turbine design and analysis. New York: ASME Pres.
3. Fiaschi, D., Manfrida, G., Maraschiello, F. (2012). Thermo-fluid dynamics preliminary design of turbo-expanders for ORC cycles. *Applied Energy*, 97, 601-608.
4. Hettiarachchi, H. D. M., Golubovic, M., Worek, W. M., and Ikegami, Y. (2007). Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources. *Energy*, 32, 1698-1706.
5. Tchanche, B. F., Papadakis, G., Lambrinos, G., and Frangoudakis, A. (2009). Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 29, 2468-2476.
6. Quoilin, S., Declaye, S., Legros, A., Guillaume, L., and Lemort, V. (2012, July). Working fluid selection and operating maps for Organic Rankine Cycle expansion machines. *International Compressor Engineering Conference*. West Lafayette, Indiana, USA.
7. Sauret, E., and Rowlands, A. S. (2011). Candidate radial-inflow turbines and high-density working fluids for geothermal power systems. *Energy*, 36, 4460-4467.
8. Lüddecke, B., Filsinger, D., and Ehrhard, J. (2012). On mixed flow turbines for automotive turbocharger applications. *International Journal of Rotating Machinery*, 2012(589720), 1-14.
9. Shah, S., Chaudhri, G., Kulshreshtha, D., and Channiwala, S. A. (2013). Effect of flow coefficient and loading coefficient on the radial inflow turbine impeller geometry. *International Journal of Research in Engineering and Technology*, 2(2), 98-104.
10. Large, D. L., Finger, D. G., and Linder, C. G. (1981). Analytical design of an advanced radial turbine. Cleveland, Ohio, USA.
11. Carrillo, R. A. M., and Nascimento, M. A. R. (2011, June). Numerical meanline analysis and overall performance prediction of radial inflow turbine for a 600 kW cycle gas engine. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, Vancouver Canada.
12. Silva, V. V. R., Khatib, W., and Fleming, P. J. (2005). Performance optimization of gas turbine engine. *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, 18, 575-583.
13. Van den Braembussche, R. A. (2006). Optimization of radial impeller geometry, in design and analysis of high speed pumps. *NATO Educational Notes RTO-EN-AVT. 143(13), 1-13, Neuilly-sur-Seine, France*.

14. Surekha, N., Kolla, S., Raj. Ch., D., and Sreekanth, K. (2012). Optimization of principal dimensions of radial flow gas turbine rotor using genetic algorithm. *International Journal of Scientific & Engineering Research*, 3(12).
15. Qin, X., Chen, L., Sun, F., and Wu, C. (2003). Optimization for a steam turbine stage efficiency using a genetic algorithm. *Applied Thermal Energy*, 23, 2307-2316.
16. Shah, S. R., Jain, S. V., Patel, R. N., and Lakhera, V. J. (2012). CFD for centrifugal pumps: a review of the state-of-the-art. *Procedia Engineering*, 51, 715-720.
17. AGARD Lecture Series 195 (1994 May). Turbomachinery design using CFD. *Advisory Group for Aerospace Research & Development*, Ankara, Turkey.
18. Galindo, J., Fajardo, P., Navarro, R., and Garcia-Cuevas, L. M. (2013). Characterization of a radial turbocharger turbine in pulsating flow by means of CFD and its application to engine modeling. *Applied Energy*, 103, 116-127.
19. Pasquale, D., Ghidoni, A., and Rebay, S. (2013, May). Shape optimization of an organic rankine cycle radial turbine nozzle. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 135.
20. Bell, I. H., Wronski, J., Quoilin, S., and Lemort, V. (2014). Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library CoolProp. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 53(6), 2498-2508.
21. Moustapha, H., Zelesky, M. F., Baines, N. C., and Japikse, D. (2003). Axial and radial turbines. White River Junction, Vermont, USA: Concepts NREC.
22. Cebeci, T. (2013). Analysis of turbulent flows with computer programs. Oxford: Butterworth-Heinemann.
23. Kofskey, M. G., and Wesserbaue, C. A. (1969). Experimental evaluation of a 3.50-Inch radial turbine designed for a 10-Kilowatt space power system. *NASA Technical Note*, NASA TN D-5550, Lewis Research Center, Cleveland Ohio, National Aeronautics and Space Administration.
24. Deych, M. Y., and Zaryankin, A. Y. (1970). Gas dynamics of diffusers and exhaust ducts of turbomachines (R. D. Hill, Trans.), *U.S. Air Force Technical Report*, Foreign Technology Division Air Force Systems Command, Wright-Patterson AFB Ohio, U.S. Air Force.
25. Younglove, B. A., and McLinden, M. O. (May 1994). An international standard equation of state for the thermodynamic properties of refrigerant 123 (2,2-dichloro-1,1,1-trifluoroethane). Thermophysics Division, Chemical Science and Technology Laboratory, Boulder, Colorado, National Institute of Standards and Technology.
26. Taha, H. A. (1992). Operations research: an introduction. New York: Macmillan.
27. Peng, W. W. (2008). Fundamentals of turbomachinery. Hoboken, New Jersey, USA: J. Wiley.



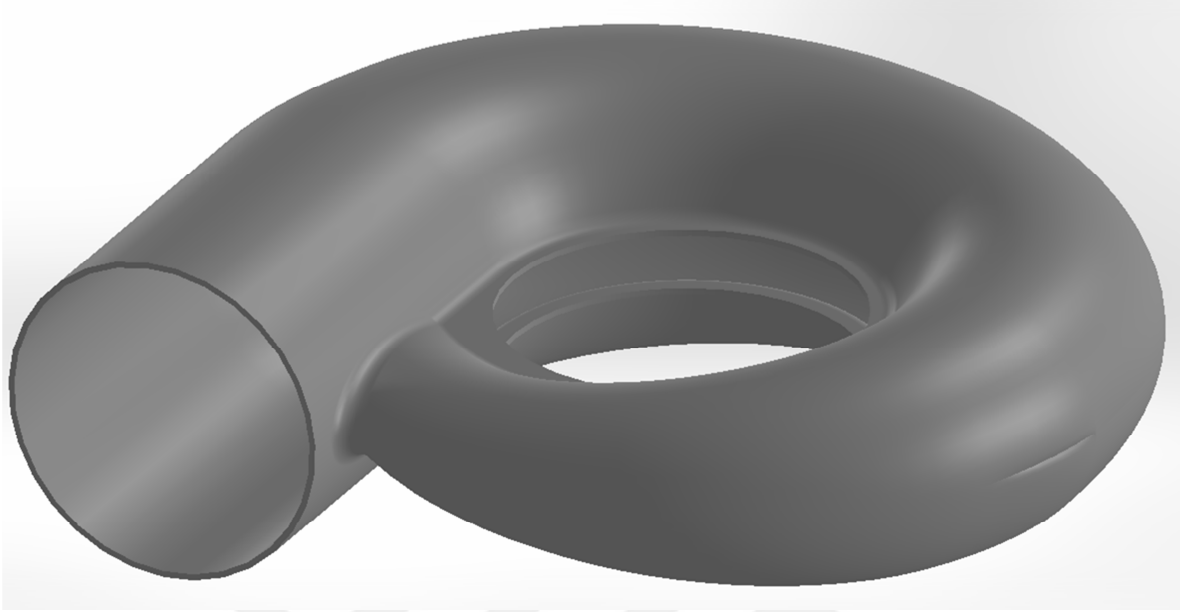
EKLER

EK 1. Salyangoz teknik resmi

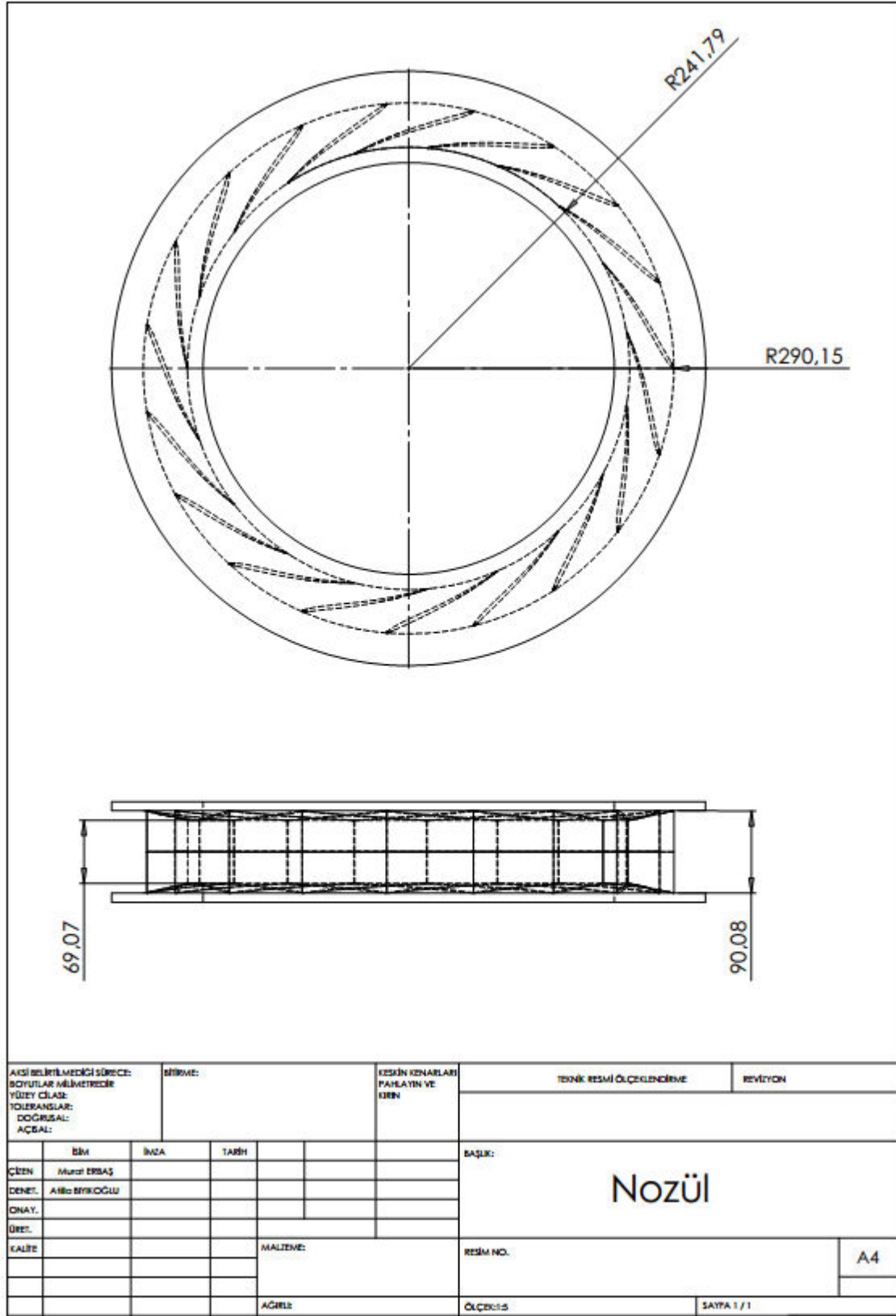


AKISI BELİRLİ MEDİSİ SÜRECİ: BOYUTLAR MILİMETRELERLE YÜZEY ÇILASI: TOLERANSLAR: DOĞRUSAL: AÇGİL:		ŞİRKETİ:		TEKNIK RESİM ÖLÇEKLENDİRME		REVİZYON	
BİRİM		İŞİTİM		TARİHİ		BAŞLIK:	
ÇİZEN	Murat ERBAŞ					Salyangoz	
DENET.	Aliya SİYİKOĞLU						
ONAY.							
ÜRET.							
KALİTE		MALZEME:		RESİM NO.		A4	
		AÇIKLA:		ÖLÇEK: 1:1		SAYFA 1 / 1	

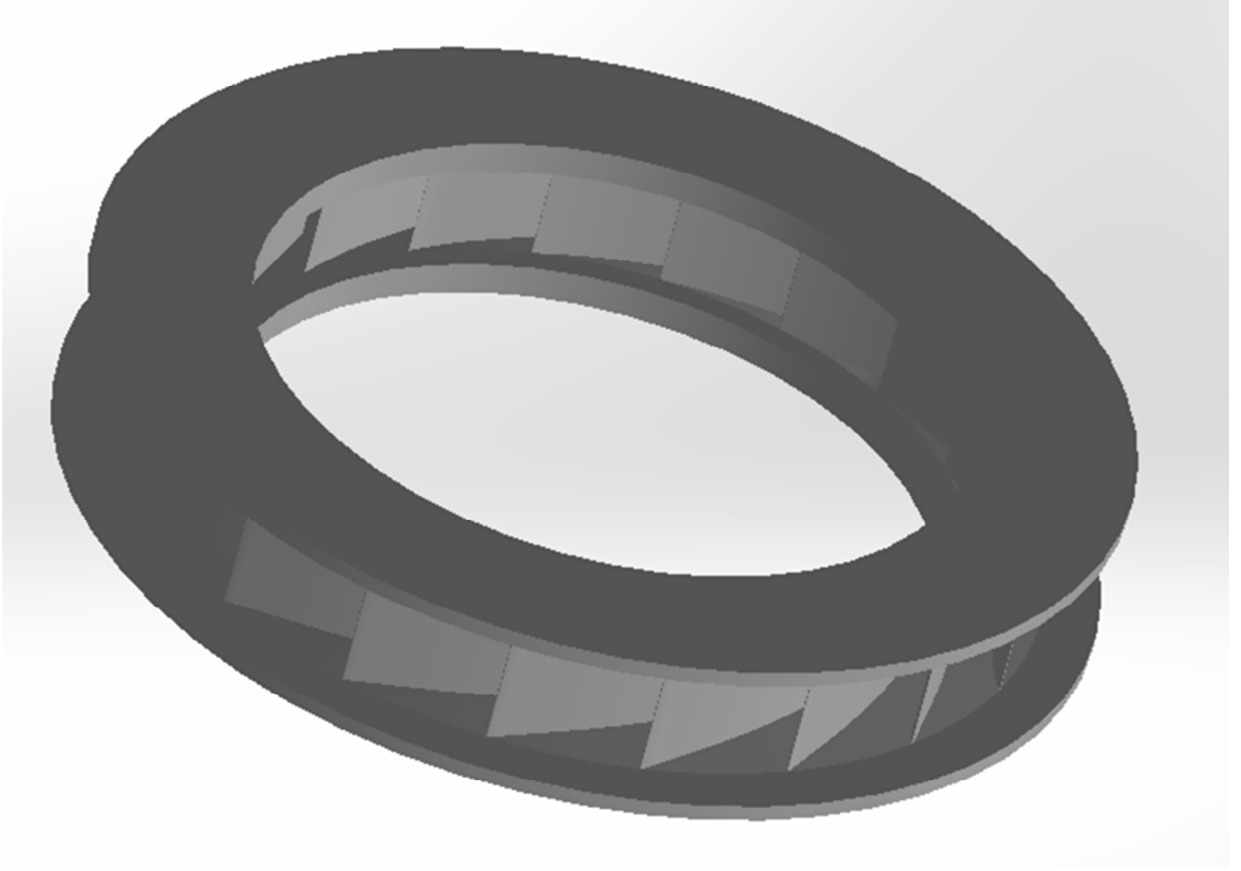
EK 2. Salyangoz resmi



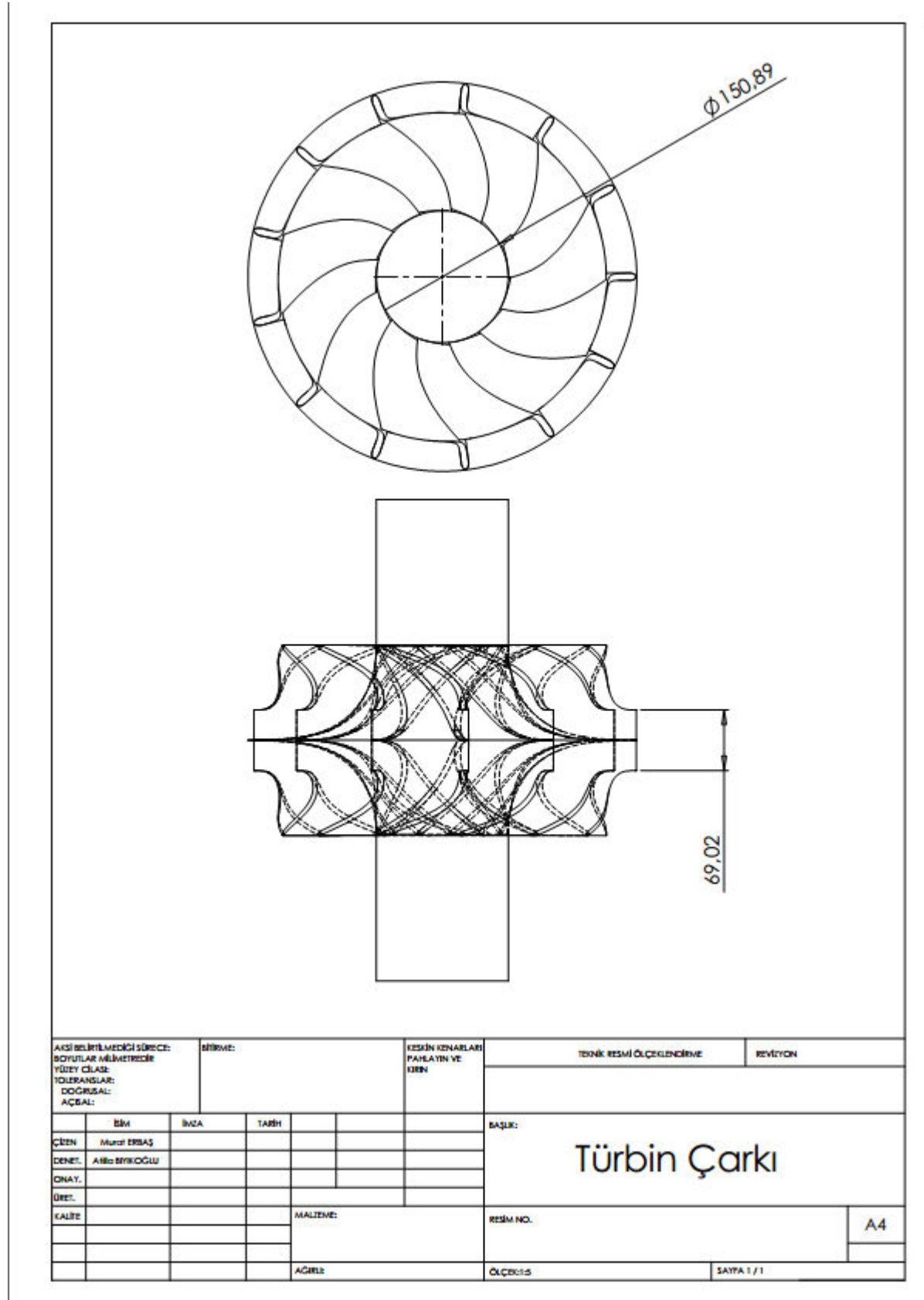
EK 3. Nozül teknik resmi



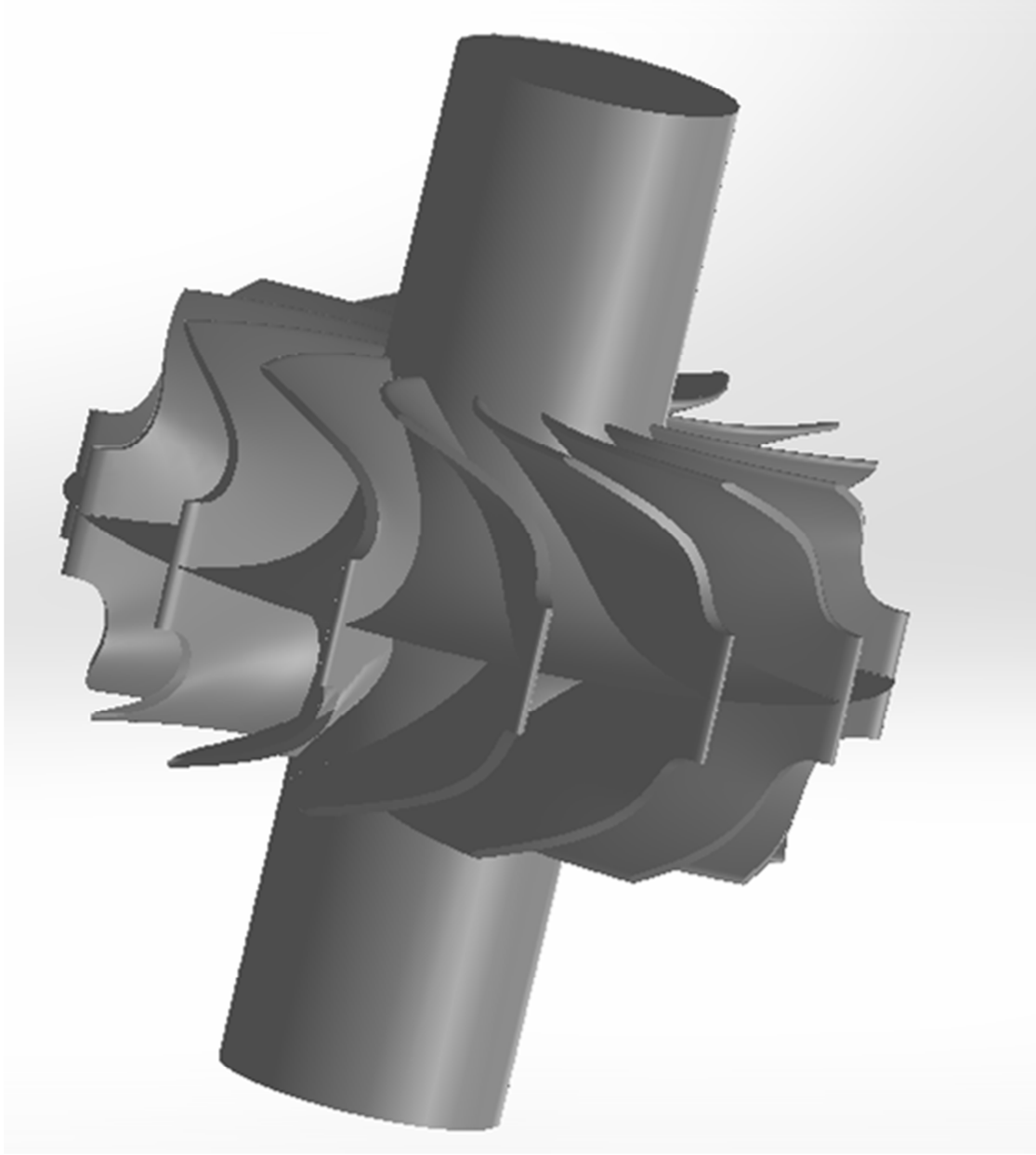
EK 4. Nozül resmi



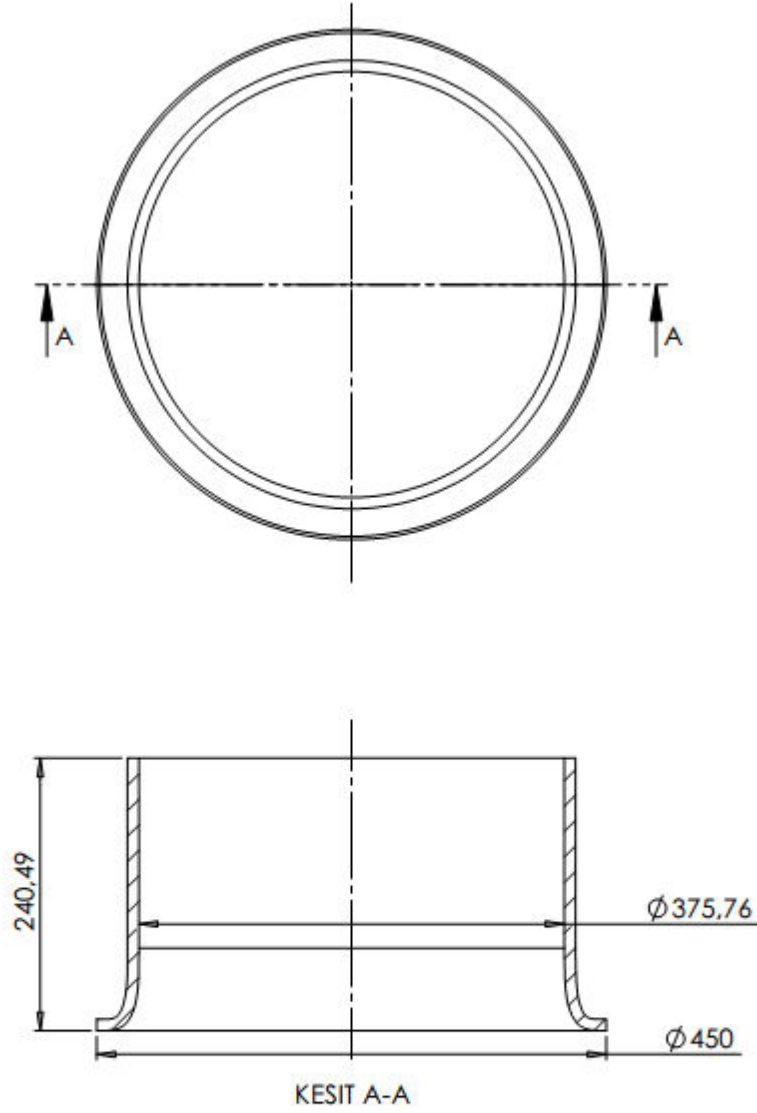
EK 5. Türbin çarkı teknik resmi



EK 6. Türbin arkı resmi

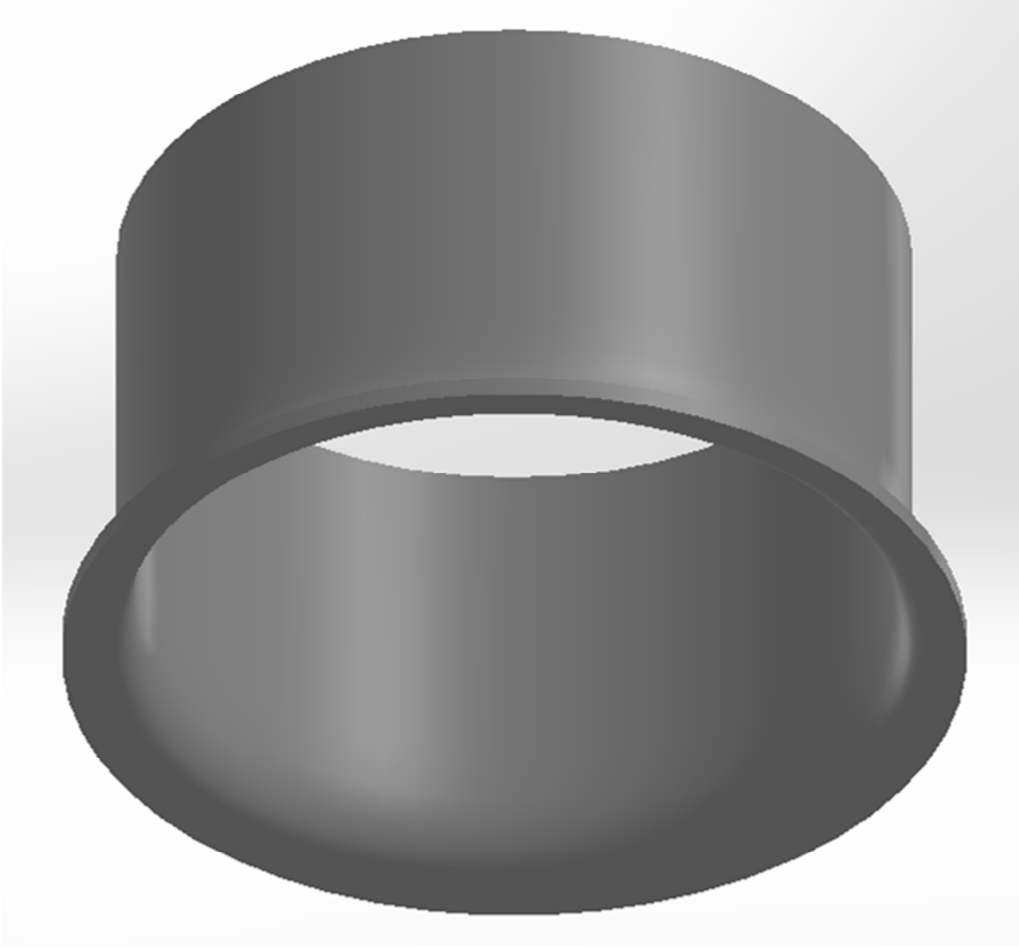


EK 7. Türbin kılıfı teknik resmi

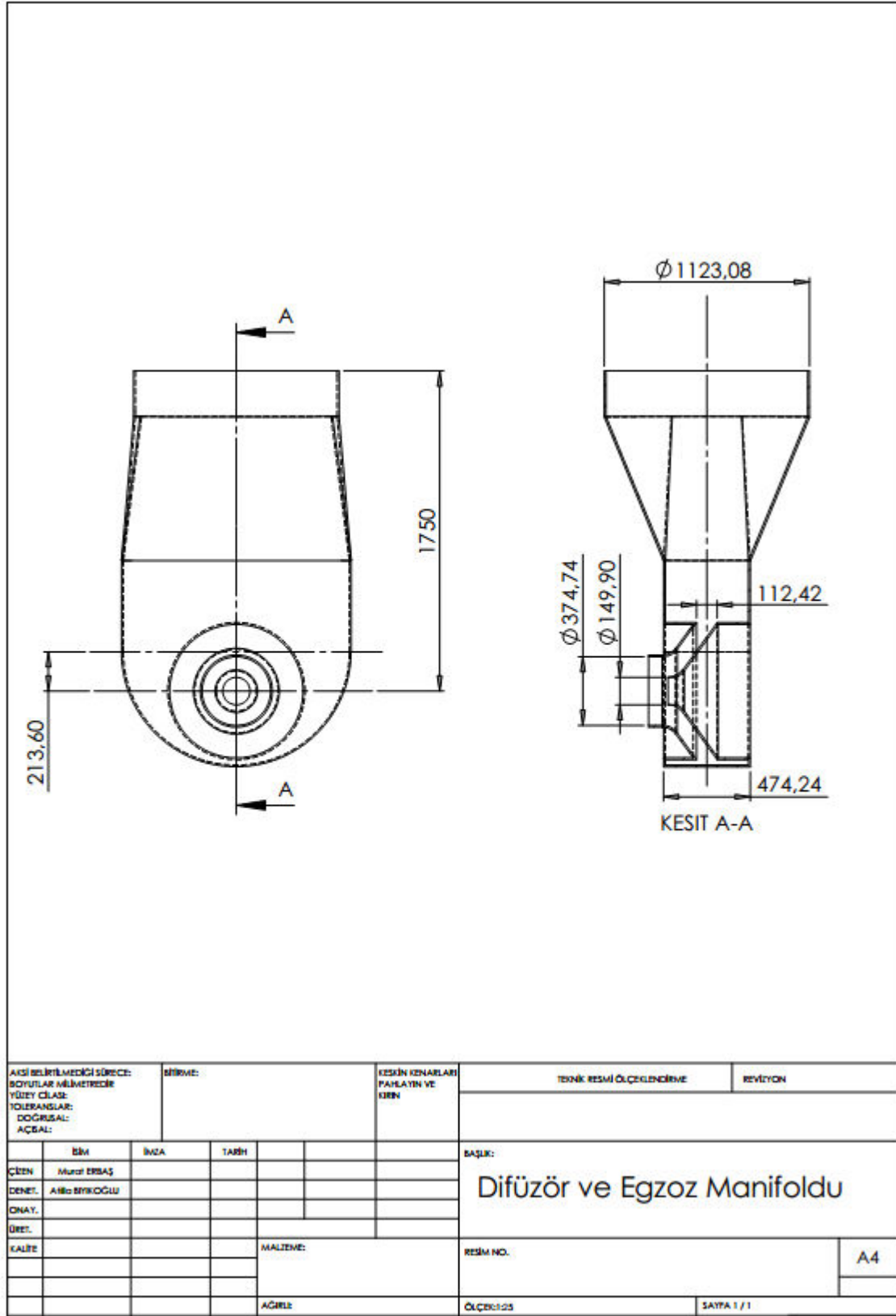


AKISI BELİRLİ MEDİSİ SÜRECİ: BOYUTLAR MİLMETRELER YÜZEY ÇILASI: TOLERANSLAR: DOĞRUSAL: AÇGİL:				ŞİRKETİ:		TEKNIK RESİM ÖLÇEKLENDİRME		REVİZYON	
	BİRİM	İNHA	TARİHİ			BAŞLIK:			
ÇİZEN	Murat ERBAŞ					Türbin Kılıfı			
DENET.	Ali Rıza SİYİKOĞLU								
ONAY.									
ÜRET.									
KALİTE				MALZEME:		RESİM NO.			A4
				AÇIKLAMA:		ÖLÇEK: 1/1			SAYFA 1 / 1

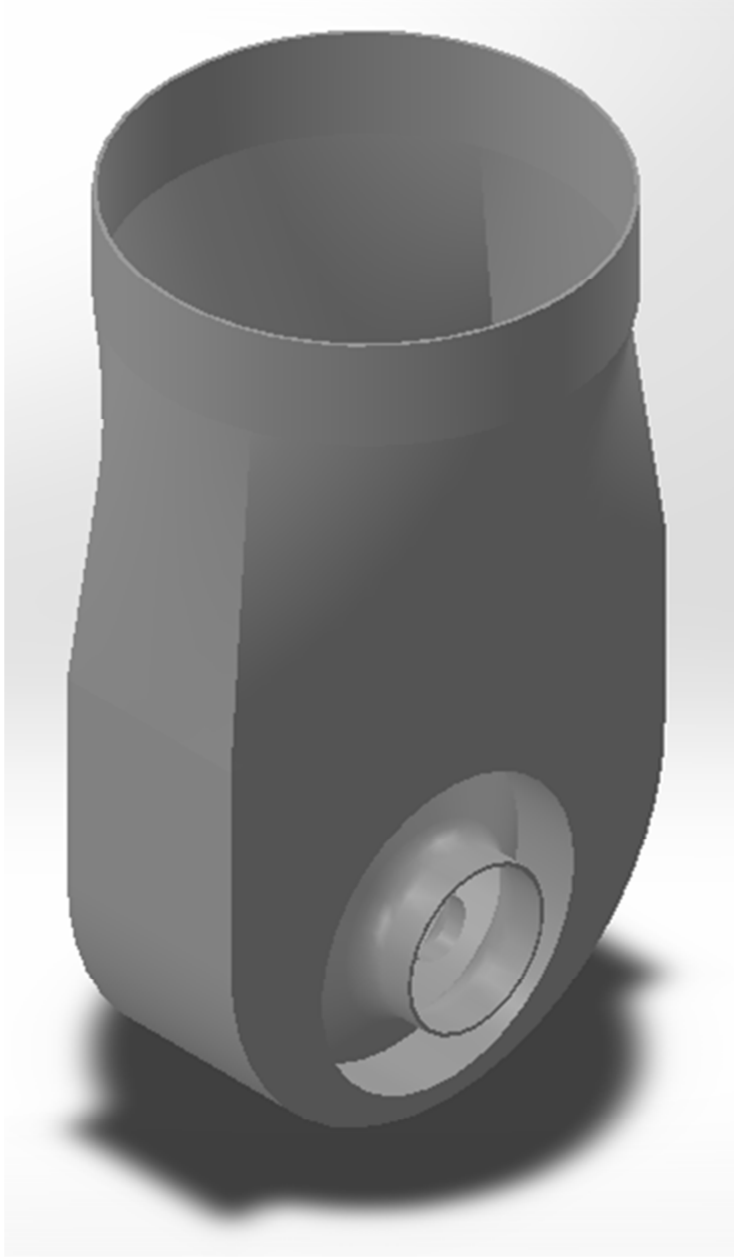
EK 8. Türbin kılıfı resmi



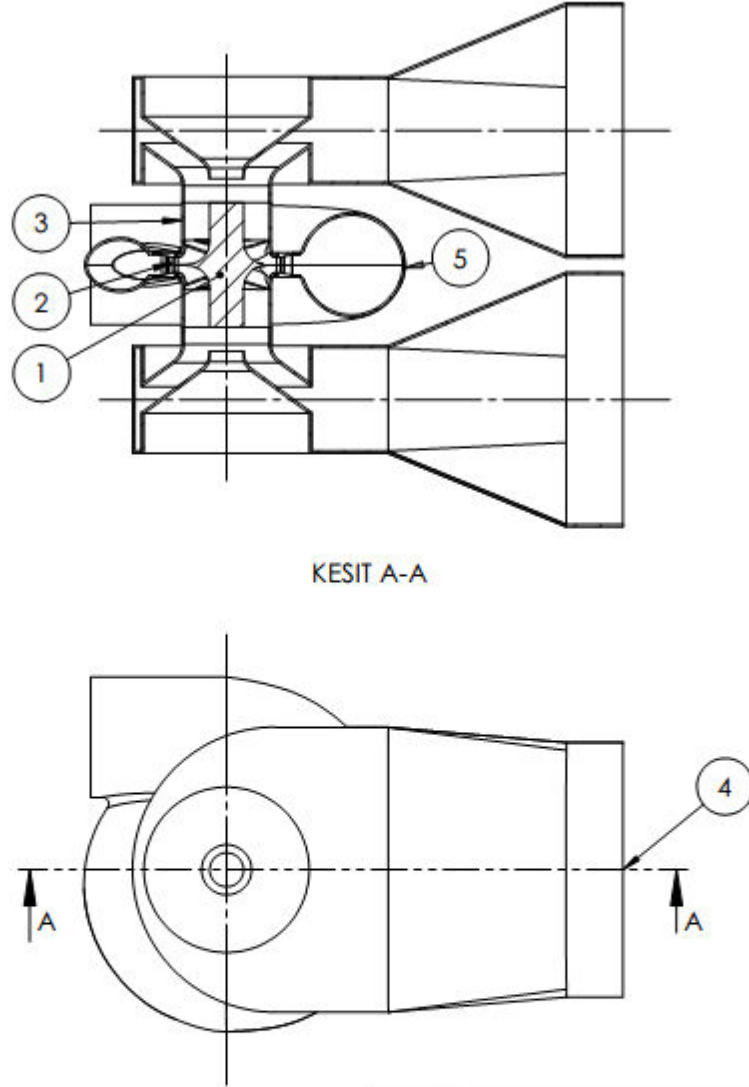
EK 9. Difüzör ve egzoz manifoldu teknik resmi



EK 10. Difüzör ve egzoz manifoldu teknik resmi



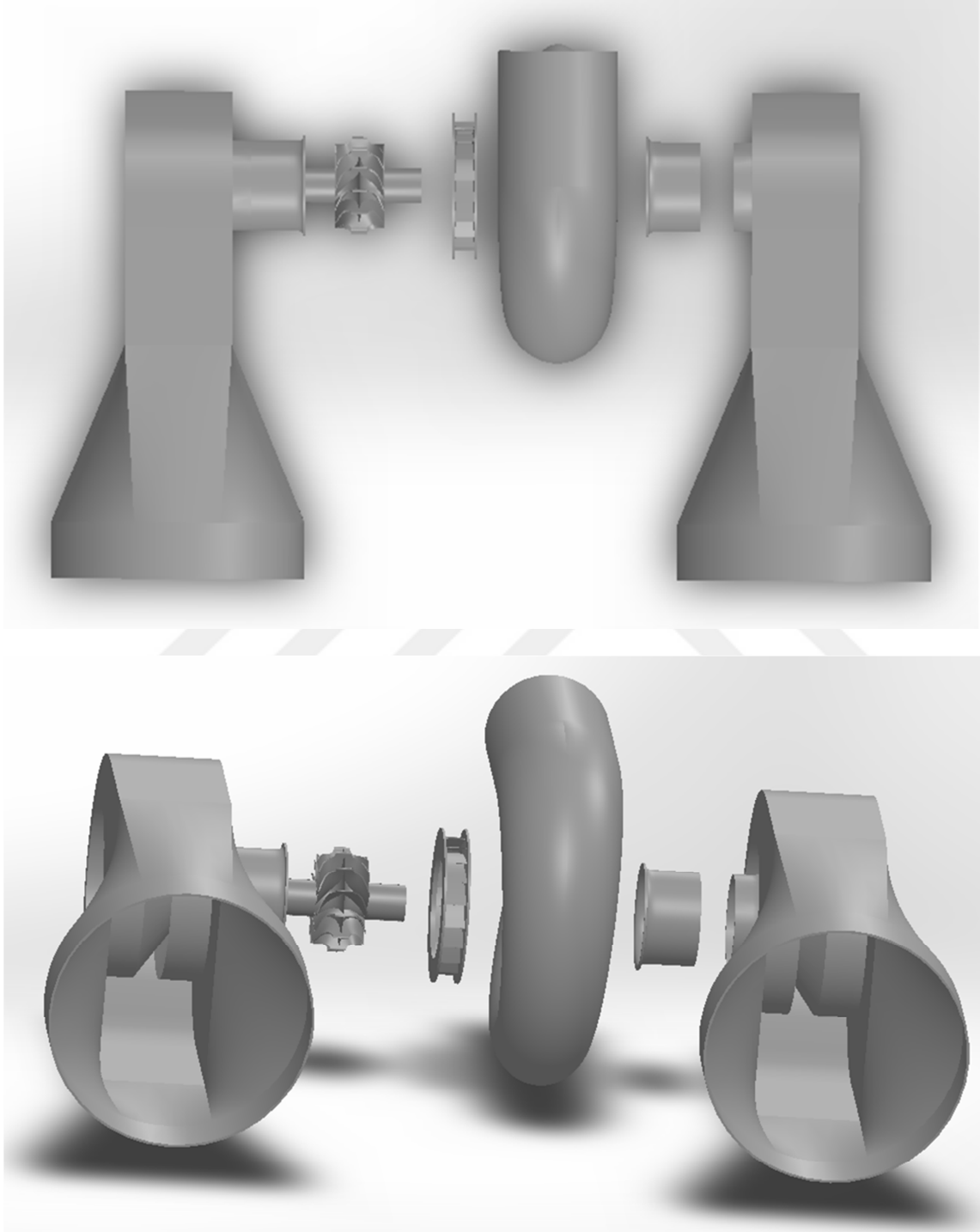
EK 11. ORÇ türbin sistemi montaj teknik resmi



1	Türbin Çarkı
2	Nozul
3	Türbin Kılıfı
4	Difüzör ve Egzoz Manifoldu
5	Salyangoz

BİRİM:		TEKNİK RESİM ÖLÇEKLERİ:		REVİZYON	
EĞİTİM KURULU:		EĞİTİM KURULU:		EĞİTİM KURULU:	
BİRİM	İMZA	TARİH		BAŞLIK:	
ÇİZEN	Murat ERBAŞ			ORÇ Türbin Sistemi	
DENET.	Ali Rıza SİYİKOĞLU				
ONAY.					
ÜRET.					
KALİTE			MALZEME:	RESİM NO.	A4
			AÇIKLA:	ÖLÇEKLER:	SAYFA 1 / 1

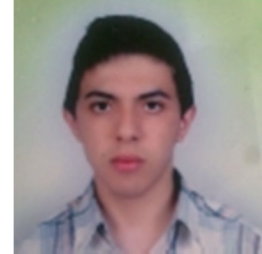
EK 12. ORÇ türbin sistemi montaj patlatma resimleri



ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : ERBAŞ, Murat
 Uyruğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 18.01.1988, Kırıkkale
 Medeni hali : Bekâr
 Telefon : 0 (505) 296 31 55
 e-mail : merbas@gazi.edu.tr



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi / Makine Müh.	Devam Ediyor
Lisans	Orta Doğu Teknik Üniversitesi/ Makine M.	2011
Lise	Kırıkkale Fen Lisesi	2006

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2012-Hala	Gazi Üniversitesi	Araştırma Görevlisi

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

Erbaş, M., and Bıykoğlu, A. (2015). Design and multi-objective optimization of organic Rankine turbine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 40, 15343-15451.

Erbaş, M., and Bıykoğlu, A. (2014). Pre-design and multi-objective optimization of organic Rankine turbine. *4th International Conference on Nuclear & Renewable Energy*, Antalya.

Erbaş, M., Sofuoğlu, M. A., Bıykoğlu, A., Uslan, İ. (2013). Design and Optimization of a Low Temperature Organic Rankine Cycle and Turbine. *ASME 2013 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, San Diego:California, IMECE2013-66727.

Hobiler

Flamenko Gitar



GAZİ GELECEKTİR..