

BAŞKENT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**KESİKKÖPRÜ HİDROELEKTRİK SANTRALİ MODEL TÜRBİN
TASARIMI VE PERFORMANS İYİLEŞTİRME ANALİZİ**

DENİZ SARPER SEMERCİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
2016

**KESİKKÖPRÜ HİDROELEKTRİK SANTRALİ MODEL TÜRBİN
TASARIMI VE PERFORMANS İYİLEŞTİRME ANALİZİ**

**MODEL TURBINE DESIGN AND PERFORMANCE
IMPROVEMENT ANALYSIS OF KESIKKOPRU
HYDROELECTRIC POWER PLANT**

DENİZ SARPER SEMERCİ

Başkent Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Öğretim ve Sınav Yönetmeliğinin
MAKİNE Mühendisliği Anabilim Dalı İçin Öngördüğü
YÜKSEK LİSANS TEZİ
olarak hazırlanmıştır.
2016

“Kesikköprü Hidroelektrik Santrali Model Türbin Tasarımı ve Performans İyileştirme Analizi” başlıklı bu çalışma, jürimiz tarafından, 29/08/2016 tarihinde, **MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI** 'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Başkan :

Prof. Dr. Şenol BAŞKAYA

Üye (Danışman) :

Prof. Dr. Tahir YAVUZ

Üye :

Yrd. Doç. Dr Özgür EROL

ONAY

..../09/2016

Prof. Dr. Emin AKATA
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü



BAŞKENT ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
YÜKSEK LİSANS TEZ ÇALIŞMASI ORJİNALLİK RAPORU

Tarih: 29 / 08 / 2016

Öğrencinin Adı, Soyadı : Deniz Sarper Semerci

Öğrencinin Numarası : 21310059

Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği

Programı : Tezli Yüksek Lisans

Danışmanın Adı, Soyadı : Prof. Dr. Tahir Yavuz

Tez Başlığı : Kesikköprü Hidroelektrik Santrali Model Türbin Tasarımı ve Performans İyileştirme Analizi

Yukarıda başlığı belirtilen Yüksek Lisans/Doktora tez çalışmamın; Giriş, Ana Bölümler ve Sonuç Bölümünden oluşan, toplam 91 sayfalık kısmına ilişkin, 25 / 08 / 2016 tarihinde şahsım/tez danışmanım tarafından Turnitin adlı intihal tespit programından aşağıda belirtilen filtrelemeler uygulanarak alınmış olan orijinallik raporuna göre, tezimin benzerlik oranı % 7'dir.

Uygulanan filtrelemeler:

1. Kaynakça hariç
2. Alıntılar hariç
3. Beş (5) kelimedenden daha az örtüşme içeren metin kısımları hariç

"Başkent Üniversitesi Enstitüleri Tez Çalışması Orijinallik Raporu Alınması ve Kullanılması Usul ve Esasları"nı inceledim ve bu uygulama esaslarında belirtilen azami benzerlik oranlarına tez çalışmamın herhangi bir intihal içermediğini; aksinin tespit edileceği muhtemel durumda doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi ve yukarıda vermiş olduğum bilgilerin doğru olduğunu beyan ederim.

Öğrenci İmzası

Onay

29 / 08 / 2016

Prof. Dr. Tahir YAVUZ

TEŐEKKÜR

Sayın Prof. Dr. Tahir YAVUZ'a, çalışmanın yürütölmesi ve sonuca ulaőtırılmasında her zaman yardımcı ve yol gösterici olduğu için teőekkür ederim.

Sayın Prof. Dr. şenol BAŞKAYA ve Sayın Yrd. Doç. Dr. Özgür EROL'a çalışmanın sonuca ulaőtırılmasındaki görüő ve destekleri için teőekkür ederim.

Aileme, her zaman yanımda oldukları için ve her koşulda verdikleri sonsuz destekleri için çok teőekkür ederim.



ÖZ

KESİKKÖPRÜ HİDROELEKTRİK SANTRALİ MODEL TÜRBİN TASARIMI VE PERFORMANS İYİLEŞTİRME ANALİZİ

Deniz Sarper SEMERCİ

Başkent Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu tez çalışması kapsamında, Kesikköprü Hidroelektrik Santrali'nde halihazırda çalışmakta olan türbinlerin giriş parametreleri olan debi ve düşü değerleri kullanılarak bir Francis türbini tasarımı gerçekleştirilmiştir. Bu tasarım, ANSYS v15. programı aracılığıyla sayısal ortama aktarılmış ve türbin bileşenlerinin sayısal akış hacimleri ayrı ayrı oluşturulmuştur. Oluşturulan bu hacimler birleştirilerek, bir Francis türbini sayısal modeli ortaya çıkarılmıştır. Bu model, francis türbini bileşenlerden olan yönlendirici kanatların türbin performansına etkisini görmek üzere, yönlendirici kanat açıları değiştirilerek hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerine tabi tutulmuştur. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri ANSYS CFX programı aracılığıyla gerçekleştirilmiştir. Analizler sonucunda elde edilen verim değerleri ve basınç ve hız konturları incelenerek beş farklı yönlendirici kanat açısı için bir verim eğrisi oluşturulmuştur. Bu verim eğrisine göre 22 derecelik yönlendirici kanat açısının %94'lük bir verim değeriyle Francis türbini tasarımı için en uygun yönlendirici kanat pozisyonu olduğu sonucuna varılmıştır.

Ayrıca, son tasarım için kavitasyon analizi gerçekleştirilmiş olup, türbin tasarımında herhangi bir kavitasyon olayına rastlanmadığı, mutlak basınç ve atmosferik basınç farkı baz alınarak gözlemlenmiştir. Kesikköprü Hidroelektrik Santrali'nde çalışmakta olan Francis türbinlerinin ortalama %89'luk bir verimle çalıştığı göz önüne alındığında, olası bir rehabilitasyon çalışmasıyla, saptanan %94'lük verim ışığında, %5'lik bir ek verim elde edilebileceği belirlenmiştir.

ANAHTAR SÖZCÜKLER: hidrolik türbinler, francis türbini, performans analizi, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, türbin tasarımı, maksimum verim.

Danışman: Prof. Dr. Tahir YAVUZ, Başkent Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü.

ABSTRACT

MODEL TURBINE DESIGN AND PERFORMANCE IMPROVEMENT ANALYSIS OF KESIKKOPRU HYDROELECTRIC POWER PLANT

Deniz Sarper SEMERCI

Baskent University Institute of Science And Technology

Department of Mechanical Engineering

In this study, design of a Francis turbine is made based on head and discharge values of the turbines which are currently working in Kesikköprü Hydropower Plant. Computational flow domains of this Francis turbine's components are generated on ANSYS v15 separately. These flow domains are assembled and they constitute the whole Francis turbine's computational model. This model is subjected to CFD analyses for different guide vane angles to determine the effect of guide vanes on turbine performance and efficiency. CFD analyses are carried out on ANSYS CFX.

As a result, efficiency values, pressure and velocity distributions are obtained for five different guide vane angles. An efficiency curve is generated based on these values. According to this efficiency curve, 22-degree guide vane position corresponds to the best efficiency point with a 94% efficiency. Thus, 22-degree guide vane angle is decided as the optimum guide vane position for final design.

Besides, cavitation analysis is carried out for this final design. According to the results of this analysis, it is obtained that the turbine is cavitation-free. In addition to this, when absolute pressure and gage pressure values are examined from the pressure distribution contours, it is obvious that there's no cavitation in turbine runner. The turbines in Kesikköprü Hydropower Plant are working with the mean efficiency value 89%. As 94% efficiency value is obtained from CFD analyses, there would be an additional efficiency increment about 5% if the rehabilitation process will come true.

KEYWORDS: hydraulic turbines, francis turbine, performance analysis, computational fluid dynamics, turbine design, maximum efficiency.

Supervisor: Prof. Dr. Tahir YAVUZ, Baskent University, Department of Mechanical Engineering.

İÇİNDEKİLER LİSTESİ

Sayfa

ÖZ	i
ABSTRACT.....	ii
İÇİNDEKİLER	iii
ŞEKİLLER LİSTESİ	vi
TABLolar LİSTESİ	ix
SİMGE VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	x
1. GENEL BİLGİLER VE TEZİN AMAÇ VE KAPSAMI.....	1
1.1. Giriş.....	1
1.2. Literatür Araştırması.....	3
1.3. Problem Tanımı, Çalışmanın Amacı ve Tez Kapsamı.....	7
2. HİDROLİK TÜRBİNLER VE TEORİSİ.....	9
2.1. Hidrolik Türbinler ve Francis Türbini.....	9
2.1.1. Türbin salyangozu	10
2.1.2. Sabit kanatlar	10
2.1.3. Yönlendirici kanatlar	11
2.1.4. Türbin çarkı	11
2.1.5. Emme borusu	11
2.2. Türbin Teorisi	11
2.3. Türbin Tasarım Parametrelerinin Belirlenmesi	15
2.3.1. Türbin tipinin belirlenmesi.....	15
2.3.2. Türbin gücünün belirlenmesi	16
2.3.3. Türbin özgül hızının belirlenmesi.....	16
2.3.4. Türbin devir sayısının belirlenmesi.....	17
2.3.5. Türbin bileşenleri ana boyutlarının belirlenmesi	18
2.3.5.1. <u>Türbin rotoru ana boyutlarının belirlenmesi</u>	18

2.3.5.2.	<u>Türbin salyangozu ana boyutlarının belirlenmesi</u>	20
2.3.5.3.	<u>Türbin emme borusu ana boyutlarının belirlenmesi</u>	21
2.3.5.4.	<u>Yönlendirici kanatlar ana boyutlarının belirlenmesi</u>	22
2.4.	Kavitasyon.....	24
2.4.1.	Türbin rotor çapının etkisi.....	25
2.4.2.	Rotor kanatçıklarının yapısı ve çıkış açısı	25
2.4.3.	Kanat yüzeylerinin pürüzlülük derecesi	26
2.4.4.	Özgül hız	26
2.4.5.	Net hidrolik düşü, debi ve devir sayısı	26
2.4.6.	Atmosfer basıncı	26
2.4.7.	Hidrolik düşünün değişmesi	26
3.	MODEL TÜRBİN TASARIMI VE HESAPLAMALAR	29
3.1.	Giriş	29
3.2.	Tasarım Yöntemi	31
3.2.1.	Debi ve düşü değerlerine göre türbin tipi.....	31
3.2.2.	Geometrik benzeşim	31
3.2.3.	Türbin gücü ve performansı	33
3.2.4.	Türbinin devir sayısı	34
3.2.5.	Türbin bileşenleri ana boyutları	34
3.2.5.1.	<u>Türbin rotorunun ana boyutları</u>	34
3.2.5.2.	<u>Türbin salyangozunun ana boyutları</u>	34
3.2.5.3.	<u>Türbin emme borusunun ana boyutları</u>	35
3.2.5.4.	<u>Türbin ayar(yönlendirici) kanatları parametreleri</u>	36
3.2.6.	Hız üçgenlerinden elde edilen parametreler.....	36
3.3.	Akış Hacminin Oluşturulması	37
4.	SAYISAL ANALİZ VE İRDELEMELER	41
4.1.	Çözüm Ağının Oluşturulması	41
4.2.	Korunum Denklemleri.....	44
4.3.	Türbülans Modeli.....	45
4.4.	Ağ Yapısı Uyumu ve Yöntemler	45

4.5. Sınır Koşulları.....	46
4.6. Çözüm Modelinin Doğrulanması	58
4.7. İterasyon Sayısından Bağımsızlık.....	50
4.8. Ağ Yapısından Bağımsızlık	51
4.9. Analiz Sonuçları ve İrdelemeler.....	52
4.9.1. I. durum ($\alpha=23^\circ$)	52
4.9.2. II. durum ($\alpha=22^\circ$)	55
4.9.3. III. durum ($\alpha=21^\circ$)	64
4.9.4. IV. durum ($\alpha=20^\circ$)	68
4.9.5. V. durum ($\alpha=15^\circ$).....	72
4.9.6. Kıyaslama	75
4.9.7. Kavite analizi	78
5. BULGULAR VE ÖNERİLER	81
5.1. Bulgular	81
5.2. Öneriler	82
REFERANSLAR.....	84
EKLER.....	87
EK-1. Rotor Kanatçıkları, Ayar Kanatları ve Sabit Kanatların Meridyonel Profilleri	88
EK-2. Salyangoz Kesitlerinin Hesaplanması için Kullanılan MATLAB Kodu	91

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1	Francis Türbini	4
Şekil 2.1	Francis Türbini Bileşenleri	10
Şekil 2.2	Hız Üçgenleri	12
Şekil 2.3	Debi ve Düşü Değerlerine Göre Türbin Tipleri	15
Şekil 2.4	Türbin Rotoru Ana Boyutları	18
Şekil 2.5	Türbin Salyangozu Ana Boyutları	20
Şekil 2.6	Türbin Emme Borusu Ana Boyutları	21
Şekil 2.7	Yönlendirici Kanatların Ana Boyutları	23
Şekil 2.8	Ayar Kanatları Sayısının Belirlenmesi.....	24
Şekil 2.9	Türbin Rotorunda Kavite Etkileri.....	25
Şekil 2.10	Kavite Katsayısı-Türbin Özgül Hızı Grafiği.....	28
Şekil 3.1	Tasarım Yöntemi	30
Şekil 3.2	Rotor Akış Hacmi.....	37
Şekil 3.3	Ayar Kanatları Akış Hacmi.....	38
Şekil 3.4	Sabit Kanatlar Akış Hacmi	38
Şekil 3.5	Salyangoz Akış Hacmi.....	39
Şekil 3.6	Emme Borusu Akış Hacmi.....	39
Şekil 3.7	Francis Türbini Akış Hacmi.....	40
Şekil 4.1	Rotor Ağ Yapısı	41
Şekil 4.2	Ayar Kanatları Ağ Yapısı	41
Şekil 4.3	Sabit Kanatlar Ağ Yapısı.....	42
Şekil 4.4	Salyangoz Ağ Yapısı	42
Şekil 4.5	Emme Borusu Ağ Yapısı	43
Şekil 4.6	Francis Türbini Çözüm Ağı	43
Şekil 4.7	Kesişim Yüzeyleri	45
Şekil 4.8	Kesişim Yüzeyleri (2.görünüş).....	46
Şekil 4.9	Türbin Giriş Kesidi	47
Şekil 4.10	Türbin Çıkış Kesidi.....	47
Şekil 4.11	İterasyona Göre Tork Değişimi	48

Şekil 4.12	İterasyona Göre Verim Değişimi	49
Şekil 4.13	Basınç Değerleri Karşılaştırması	49
Şekil 4.14	İterasyon Sayısından Bağımsızlık.....	50
Şekil 4.15	Ağ Yapısından Bağımsızlık.....	51
Şekil 4.16	Salyangoz Basınç Dağılımı ($\alpha=23^\circ$)	53
Şekil 4.17	Ayar Kanatları Basınç Dağılımı ($\alpha=23^\circ$)	53
Şekil 4.18	Rotor Basınç Dağılımı ($\alpha=23^\circ$)	54
Şekil 4.19	Emme Borusu Basınç Dağılımı ($\alpha=23^\circ$)	54
Şekil 4.20	Salyangoz Basınç Dağılımı ($\alpha=22^\circ$)	55
Şekil 4.21	Ayar Kanatları Basınç Dağılımı ($\alpha=22^\circ$)	56
Şekil 4.22	Rotor Basınç Dağılımı ($\alpha=22^\circ$)	57
Şekil 4.23	Emme Borusu Basınç Dağılımı ($\alpha=22^\circ$)	58
Şekil 4.24	Hız Dağılımı ve Akım Çizgileri ($\alpha=22^\circ$).....	59
Şekil 4.25	Salyangoz İçerisindeki Hız Dağılımı ve Hız Vektörleri ($\alpha=22^\circ$).....	59
Şekil 4.26	Ayar Kanatları Üzerindeki Basınç Dağılımı ve Hız Vektörleri ($\alpha=22^\circ$)	60
Şekil 4.27	Ayar Kanatları Üzerindeki Hız Dağılımı ve Hız Vektörleri ($\alpha=22^\circ$).....	61
Şekil 4.28	Rotor Kanatçıkları Üzerindeki Hız Dağılımı ve Hız Vektörleri ($\alpha=22^\circ$).....	61
Şekil 4.29	Emme Borusu Üzerindeki Hız Dağılımı ve Hız Vektörleri ($\alpha=22^\circ$).....	62
Şekil 4.30	Sabit Kanatlar Üzerindeki Türbülans Kinetik Enerji Dağılımı($\alpha=22^\circ$).....	63
Şekil 4.31	Ayar Kanatları Üzerindeki Türbülans Kinetik Enerji Dağılımı($\alpha=22^\circ$).....	63
Şekil 4.32	Rotor Üzerindeki Türbülans Kinetik Enerji Dağılımı($\alpha=22^\circ$)	64
Şekil 4.33	Salyangoz Basınç Dağılımı ($\alpha=21^\circ$)	65
Şekil 4.34	Ayar Kanatları Basınç Dağılımı ($\alpha=21^\circ$)	66
Şekil 4.35	Rotor Basınç Dağılımı ($\alpha=21^\circ$)	66
Şekil 4.36	Emme Borusu Basınç Dağılımı ($\alpha=21^\circ$)	67
Şekil 4.37	Hız Dağılımı ve Akım Çizgileri ($\alpha=21^\circ$).....	68
Şekil 4.38	Salyangoz Basınç Dağılımı ($\alpha=20^\circ$)	69
Şekil 4.39	Ayar Kanatları Basınç Dağılımı ($\alpha=20^\circ$)	70
Şekil 4.40	Rotor Basınç Dağılımı ($\alpha=20^\circ$)	70
Şekil 4.41	Emme Borusu Basınç Dağılımı ($\alpha=20^\circ$)	71
Şekil 4.42	Hız Dağılımı ve Akım Çizgileri ($\alpha=20^\circ$).....	71

Şekil 4.43	Salyangoz Basınç Dağılımı ($\alpha=15^\circ$)	72
Şekil 4.44	Ayar Kanatları Basınç Dağılımı ($\alpha=15^\circ$)	73
Şekil 4.45	Rotor Basınç Dağılımı ($\alpha=15^\circ$)	73
Şekil 4.46	Emme Borusu Basınç Dağılımı ($\alpha=15^\circ$)	74
Şekil 4.47	Hız Dağılımı ve Akım Çizgileri ($\alpha=15^\circ$).....	74
Şekil 4.48	Emme Borusu Basınç Dağılımları Kıyaslaması	75
Şekil 4.49	Rotor Kanatçıkları	76
Şekil 4.50	Ayar Kanatları Açısı-Verim İlişkisi	77
Şekil 4.51	Kavitasyon Olması Muhtemel Bölgeler	78
Şekil 4.52	Kavitasyon	79
Şekil E.1	Rotor Kanatçıkları Meridyonel Profili	88
Şekil E.2	Rotor Kanatçıkları Kalınlık Grafiği	88
Şekil E.3	Ayar Kanatları Meridyonel Profili	89
Şekil E.4	Ayar Kanatları Kalınlık Grafiği	89
Şekil E.5	Sabit Kanatlar Meridyonel Profili	90
Şekil E.6	Sabit Kanatlar Kalınlık Grafiği	90

TABLolar LİSTESİ

Tablo 1.1	Türkiye'nin Kurulu Güç Haritası	2
Tablo 1.2	Hidroelektrik Santrallerden Elde Edilebilecek Ek Verimler.....	6
Tablo 2.1	Hız Üçgenleri Üzerinden Gösterilen Semboller ve Karşılıkları.....	13
Tablo 2.2	Koşullara Göre Kavitasyon Oluşma Durumu	28
Tablo 3.1	Kesikköprü H.E.S.'ndeki Francis Türbininin Tasarım Parametreleri	32
Tablo 3.2	Model Türbin Tasarım Parametreleri	33
Tablo 3.3	Türbin Rotoru Ana Boyutları	34
Tablo 3.4	Türbin Salyangozu Ana Boyutları	35
Tablo 3.5	Türbin Emme Borusu Ana Boyutları	35
Tablo 3.6	Türbin Ayar Kanatları Ana Boyutları	36
Tablo 3.7	Hız Üçgenlerinden Elde Edilen Parametreler	36
Tablo 4.1	İterasyondan Sayısından Bağımsızlık	50
Tablo 4.2	Eleman Sayısına Göre Tork Değerleri.....	51
Tablo 4.3	Durumlara Göre Verim Değerleri	77
Tablo 4.4	Kesikköprü Hidroelektrik Santrali'nin Mevcut Verim Değerleri	78

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

A.K.S.	Ayar kanadı sayısı
α	Ayar kanadı hücum açısı
β	Türbin kanatçıkları hücum açısı
B	Türbin rotoru giriş ağız açıklığı
D_1	Türbin rotoru orta giriş çapı
D_2	Türbin rotoru alt giriş çapı
D_3	Türbin rotoru çıkış çapı
D_g	Ayar kanadı eksen çapı
EGL	Enerji çizgisi
f	Şebeke frekansı
G	Yerçekimi ivmesi
H	Net düşü
H_1	Türbin rotoru giriş yüksekliği
H_2	Salyangoz eksenini ile rotor girişi arasındaki yükseklik
$H_{brüt}$	Brüt düşü
H_d	Dizayn düşüsü
L_g	Ayar kanadı boyu
n	Devir sayısı
n_s	Özgül hız
η_{turb}	Türbin verimi
P_{ideal}	İdeal güç

P_{shaft}	Elektriksel güç
Q	Akışkan debisi
σ_t	Thoma sayısı
R_1	Çark giriş yarıçapı
R_2	Çark çıkış yarıçapı
t_g	İki ayar kanadı merkezi arasındaki mesafe
U_1	Çarkın girişteki teğetsel hızı
U_2	Çarkın çıkıştaki teğetsel hızı
V_1	Çark girişinde akışkan mutlak hızı
V_2	Çark çıkışında akışkan mutlak hızı
V_{r1}	Çark girişindeki akışkan bağıl hızı
V_{r2}	Çark çıkışındaki akışkan bağıl hızı
ω	Açısal hız
Ω	Hız katsayısı
ρ	Akışkan yoğunluğu
Z_A	Rezervuar yüksekliği
Z_E	Su yüksekliği

1 .GENEL BİLGİLER VE TEZİN AMAÇ VE KAPSAMI

1.1 Giriş

Günümüzde enerji yaşamımızın vazgeçilmez bir unsuru haline gelmiştir. Teknolojik gelişmeler ve insanoğlunun ihtiyaçları doğrultusunda enerjiye duyulan ihtiyaç gün geçtikçe artmaktadır. Enerjiye duyulan bu ihtiyacın karşılanması, aynı oranda enerji tüketimini meydana getirmektedir. Enerji tüketimine paralel olarak çevre kirliliği ve atmosferdeki sera gazı etkisi de hızla artmaktadır. Bu durum, dünya ülkelerinin yenilenebilir enerjiye yönelmesini sağlamıştır.

Yenilenebilir enerji, doğanın kendi evrimi içerisinde, bir sonraki gün aynen mevcut olabilen enerji olarak tanımlanabilir. Yenilenebilir enerji kaynaklarının en büyük özellikleri, karbondioksit emisyonlarını azaltarak çevrenin korunmasına yardımcı olmaları, yerli kaynaklar oldukları için enerjide dışa bağımlılığın azalmasına ve istihdamın artmasına katkıda bulunmaları ve kamuoyundan yaygın ve güçlü destek almalarıdır. Başka bir deyişle, yenilenebilir enerji kaynakları; ulaşılabilirlik, mevcudiyet, kabul edilebilirlik özelliklerinin hepsini taşımaktadırlar.

Yenilenebilir enerji kaynakları, ülkemiz için de önemli bir yerde bulunmaktadır. Türkiye’de birincil enerji kaynakların sınırlı olması ve kullanımlarının yarattığı çevre kirliliği, yenilenebilir enerji kaynaklarının ve teknolojilerinin geliştirilmesini zorunlu hale getirmektedir. Türkiye, zengin enerji kaynaklarına rağmen enerji ihtiyacının %70’ten fazlasını dışarıdan sağlayan ve enerjide büyük çapta dışa bağımlı olan bir ülkedir. Ekonomide yaşanan hızlı büyüme ve dolayısıyla enerji kullanımındaki yüksek artış nedeniyle bu bağımlılık gün geçtikçe pekişmektedir. Enerjideki bu dışa bağımlılığı azaltmak ve çevre kirliliğini en aza indirmek için yenilenebilir enerji kaynakları Türkiye için önemli bir fırsattır.

Deniz, göl veya nehirlerdeki sular güneş enerjisi ile buharlaşmakta, oluşan su buharı rüzgarın etkisiyle sürüklenerek dağların yamaçlarında yağmur veya kar şeklinde yeryüzüne ulaşarak nehirleri beslemektedir. Böylelikle hidrolik enerji kendisini sürekli yenileyen bir enerji kaynağı olmaktadır.

Yenilenebilir enerjinin öneminin arttığı günümüzde; su gücü, yüksek bir enerji potansiyeline sahip olması ve verimli bir şekilde elektrik enerjisine dönüştürülebilmesi sebebiyle önemli bir yer teşkil etmektedir.

Ülkemizin yenilenebilir enerji potansiyeli içinde en önemli yeri tutan hidrolik kaynaklar incelendiğinde; Türkiye’de teorik hidroelektrik potansiyel 433 milyar kWh, teknik olarak değerlendirilebilir potansiyel 216 milyar kWh ve ekonomik hidroelektrik potansiyel 140 milyar kWh olduğu görülmektedir. Türkiye’nin hidroelektrik potansiyeli dünya teorik potansiyelinin %1’i, ekonomik potansiyeli ise Avrupa ekonomik potansiyelinin %16’sına tekabül etmektedir. Tablo 1.1’de Türkiye’nin kurulu güç ve üretim verileri gösterilmektedir [1].

Tablo 1.1: Türkiye'nin Kurulu Güç Haritası [1]

2016 Mayıs / May				
KURULU GÜÇ ve ÜRETİM				
Installed Capacity and Electricity Generation				
Kaynaklar / Resources	Kurulu Güç Installed Capacity		Üretim Generation	
	MW	%	kWh	%
Hidrolik / Hydraulic	12.679,11	63,56	12.593.155.652	71,20
Linyit / Lignite	3.159,00	15,84	1.867.538.000	10,56
Doğal Gaz / Natural Gas	4.108,90	20,60	3.225.174.440	18,24
Sıvı Yakıtlar / Liquid Fuels	1,04	0,01	0	-
TOPLAM / Total	19.948,05	100,00	17.685.868.092	100,00

EÜAŞ tarafından açıklanan veriler göz önüne alındığında hidrolik enerjinin Türkiye için çok önemli bir yere sahip olduğu görülmektedir.

Hidrolik enerjinin bu kadar önemli olması ile birçok hidroelektrik santralin kurulmuş ve çalışmaya başlamıştır. Ancak çalışmaya başlamasının üzerinden geçen yıllar sonucu santrallerde çalışan türbinlerde ve yardımcı sistemlerde yaşlanmaya bağlı olarak performans düşüşleri meydana gelmektedir.

Teknolojik gelişmelerin gerektirdiği bir standart olarak, ülkeler işletme dönemi 15-20 yılı geçen hidrolik santrallerini belirli zaman aralıklarında bir yenileme ve modernizasyona yani rehabilitasyona tabi tutmaktadır. Bu rehabilitasyon işlemi ile hem eskimiş olan parçalar yenilenmekte hem de teknolojinin getirdiği yenilikler ile performans artışları mümkün olabilmektedir.

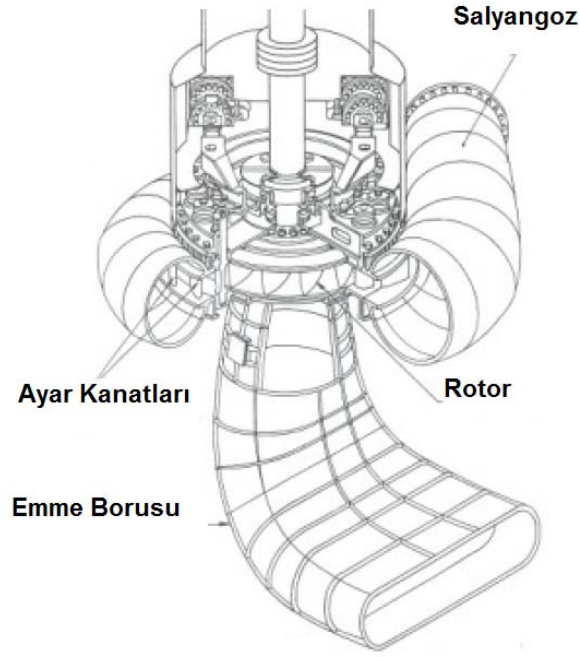
Hidroelektrik santrallerin rehabilitasyona tabi tutulmasının başlıca sebeplerinden birkaçı aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- Yaşlanmaya bağlı olarak ünitelerin verimlerinde yaklaşık yılda %10'a kadar düşüş olması
- Günümüz teknolojisi ile üretilen türbinlerin verim değerlerinin artması,
- Kavitasyon olayının türbin çarkında meydana gelen hasarlar ve bu hasarların giderilmesi için kanatçıklara uygulanan işlemler sebebiyle kanatçıklarda meydana gelen form değişikliklerinin verim kaybına sebebiyet vermesi.

Yukarıda sıralanan maddeler göz önüne alındığında, rehabilitasyonun getireceği avantaj gözler önüne serilmektedir. Ayrıca ekonomik yönden bakılacak olursa, yapılacak olan rehabilitasyon çalışmalarına yapılan yatırımın, santralin ürettiği enerji ve veriminin artmasıyla doğru orantılı olarak, yaklaşık 2-3 yılda kendisini amorti edeceği söylenebilir. Böylece hidroelektrik santrallerde rehabilitasyonun elde edilebilecek ek verim için en ucuz yöntem olduğu söylenebilir.

1.2 Literatür Araştırması

Hidroelektrik santrallerde en fazla kullanılan türbin olan, radyal akışa sahip Francis türbini 1855 yılında James B. Francis tarafından icat edilmiştir. Şekil 1.1'de bir Francis türbinin genel görünüşü gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi sistem dört elemandan oluşmaktadır. Bunlar, salyangoz, ayar kanatları, rotor ve emme borusudur.



Şekil 1.1: Francis Türbini

Hidroelektrik santrallerde enerji dönüşümü için kullanılan hidrotürbinler ve Francis türbinleri ile ilgili literatürde birçok çalışma gerçekleştirilmiştir.

Akın, Çelebioğlu ve Aradağ [2], kurulumu Türkiye’de gerçekleştirilecek bir Francis türbini için matematiksel model oluşturmuşlar ve teorik ve deneysel sonuçları karşılaştırmışlardır. Türbin salyangozu ve emme borusu içerisindeki basınç dağılımlarını incelemiş olup sonuç olarak sistemin toplam verimini %92,4 olarak elde etmişlerdir.

Ayancık, Çelebioğlu ve Aradağ [3], düşük düşülü bir Francis türbininde verimi artırmak ve kavitasyonu önlemek amacıyla bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bir HAD analizinde verimi etkileyen faktörlerin sayısal ağ kalitesi, türbülans modeli, giriş ve çıkış açıları ve hidrolik kayıplar olduğunu tespit etmişlerdir. Sonuç olarak, türbin kanatlarını temsil eden beta açısının türbin tasarımı için çok önemli bir parametre olduğu, performans, kavitasyon ve etkilerinin bu açığa bağlı olarak değiştiği görülmüştür.

Choi ve arkadaşları [4], Güney Kore’deki Han nehri üzerine inşa edilecek 500 kW’lık bir Francis türbininde maksimum verim elde etmek ve olabildiğince yüksek

devirlerde kavitasyondan kaçınmak amaçlı bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmanın sonucunda akuple çözümlerin türbin bileşenleri arasındaki akım uyumu için iyi çözümü garanti ettiği görülmüştür.

Kumar ve Saini [5], hidrotürbinlerde kavitasyon olayı üzerine bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak Thoma sayısının kavitasyon olayı için kritik bir parametre olduğunu tespit etmişlerdir.

Escaler [6], hidrolik türbinlerde kavitasyonu incelemiştir. Yapmış olduğu çalışma, yapısal titreşimler, akustik emisyonlar ve makinedeki hidrodinamik basınca dayanmaktadır. Sonuç olarak, Francis türbinlerinde kavitasyon olayının gerçekleştiği bölgeleri tespit etmiştir.

Bajic [7], Francis türbini üzerinde bazı noktalara sensörler yerleştirerek türbin kavitasyonu için vibroakustik ölçümler yapmıştır. Bu teknik kavitasyon hakkında geniş bilgi edinilmesini sağlamıştır. Sonuç olarak kavitasyon olayından tamamen kaçınmak söz konusu olmasa da etkisini düşük seviyelere çekmek mümkündür. HAD'a dayalı analizler daha verimli sonuçlar verebilmektedir.

Francis türbinlerindeki boyutsuz katsayılar, türbine ait geometrik büyüklükler, özgül devir sayısının fonksiyonu olarak Schweiger tarafından incelenmiştir [8].

Siervo ve Leva [9], Francis türbinlerinin salyangozu, türbin çarkı ve emme borusunun dizaynına yönelik çalışmalar yapmışlar ve bu çalışmaların sonucunda çeşitli eşitlikler ve grafikler elde etmişlerdir.

Nilsson ve Davidson [10], Francis tipi su türbin çarkları için çıkış açılarını değiştirerek belirli mesafelerdeki hız ve basınç etkinliklerinin hesaplandığı bir çalışma yapmışlardır.

Jameux [11], türbin akış kanallarının ve çark kanadı gibi elemanların parametrelerini bilgisayar destekli sonlu elemanlar yöntemi ile hesaplamıştır.

Türbin çarkına suyun istenilen açıda ve debide gönderilmesini sağlayan türbin ayar kanatlarının dizaynı, bilgisayar destekli olarak Caillot, Casacci ve Altieri tarafından yapılmıştır [12].

Francis türbini çarklarındaki kavitasyonun önlenmesi konusundaki yayınında Khan, daha çok orta düşülü Francis türbinlerinde görülen çark kanadı giriş kenarı kavitasyonu üzerinde durmuş ve çeşitli öneriler getirmiştir [13].

Fanelli [14], kısmi yüklerde işletilen Francis türbinlerinin emme borularında meydana gelen girdap olayını incelemiş ve matematiksel model ile deneylerden elde ettiği sonuçları karşılaştırmıştır.

Başaran [15]., hidroelektrik santrallerde rehabilitasyon ve yenilemenin önemini araştırmış ve Türkiye'deki bazı hidroelektrik santrallerden elde edilebilecek ek verimlere ait sayısal bilgiler sunmuştur.

Türkiye'de kullanılagelen hidrolik türbinler, oldukça yaşlı türbinlerdir. Bu türbinlerin zaman içerisinde kavitasyon, kirlilik, vb. çeşitli nedenlerle verimleri düşmüştür. Enerji Bakanlığı, gerekli incelemeyi yaparak bu türbinlerin rehabilitasyona tabi tutularak verimlerini belirli ölçüde artırmayı planlamıştır. Yapılan çalışma sonucunda Türkiye'deki kullanılagelen hidrolik türbinlerin verimlerindeki hedeflenen artışlar aşağıda Tablo 1.2'de verilmiştir. Bu kapsamda, Kepez Hidroelektrik Santrali'nin rehabilitasyonu için Türbitak aracılığıyla çağrı yapılmış, yapılan çağrılar doğrultusunda TOBB-MAN grubu ihaleyi alarak ilgili türbinin rehabilitasyon çalışmasına başlamıştır. Çalışmalar hala devam etmektedir.

Tablo 1.2: Hidroelektrik Santrallerden Elde Edilebilecek Ek Verimler [15]

Santral adı	Yaş	Güç (MW)	Üretim milyon kWh/yıl	Ünite sayısı	Verim artışı %
Keban	32	1.328	6.600	8	3,5
Karakaya	19	1.800	7.500	6	2,4
Hasan Uğurlu	27	500	1.217	4	3,5
Altınkaya	19	702,6	1.632	4	2,4
Kesikköprü	39	76	250	2	5,2
Gökçekaya	33	279	400	3	4,3
Doğankent	25	74,5	176	1	3,2
Aslantaş	22	138	569	3	2,8
Sarıyar	50	160	300	4	6,7
Hirfanlı	46	128	300	4	6,2
Suat Uğurlu	24	69	350	3	3,1
İkizdere	45	18,6	110	3	6,0
Almus	40	27	100	3	5,3
Demirköprü	46	69	80	3	6,2
Kapulukaya	17	54	190	3	2,1

Bu çalışmada, Kesikköprü Hidroelektrik Santrali ele alınarak hedeflenen verim iyileştirmesi çalışmaları yapılmıştır.

1.3 Problem Tanımı, Çalışmanın Amacı ve Tez Kapsamı

Ülkemizdeki birçok hidroelektrik santralde kullanılan Francis türbini, ülkemizin hidrolik enerji üretimi ve dolayısıyla enerji sektörü için oldukça önemlidir. Ülkemizdeki hidroelektrik santrallerde uzun yıllar kullanılan Francis türbinlerinin belirli bir zaman sonra çeşitli sebeplerle verimleri düşmektedir. Bu yüzden, yüksek verim elde edilebilmesi için bu türbinlerin bileşenleri belirli sıklıkla yenilenmeli ve rehabilitasyona tabi tutulmalıdır. Bu tür yenileme çalışmalarının yerli çalışanlar ve yerli kaynaklar tarafından yapılması ülkemizde hem yerli istihdama olanak sağlayacak hem de ülkemiz ekonomisine katkıda bulunacaktır.

Bu doğrultuda, ülkemizdeki eski hidroelektrik santrallerinden biri olan Kesikköprü Hidroelektrik Santrali'nin parametreleri kullanılarak bir Francis türbini tasarlanmış ve türbinlerin halihazırda çalışmakta olduğu ortalama verim değeri olan %89 değerinin [15], yaklaşık %5 artırılarak %94 gibi bir değere çekilmesi amaçlanmıştır.

Çalışmada ilgili türbinin model tasarımı yapılmış, ve verimi etkileyen en önemli parametrelerden biri olan ayar kanatlarının pozisyonu değiştirilerek, optimum çalışma şartları belirlenmiştir.

Bu çalışma, beş bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde, hidrolik gücün önemi ile ilgili bazı genel bilgiler, çalışmanın amacı ve literatür araştırmaları gibi konulara değinilmiştir.

İkinci bölümde, bir Francis türbini tasarımı için gerekli olan temel bilgilere kısaca değinilmiş ve üçüncü bölümde anlatılacak olan tasarım kısmına bir hazırlık yapılması amaçlanmıştır.

Üçüncü bölümde, çalışmada izlenecek tasarım yöntemi, ikinci bölümde verilen genel bilgiler aracılığıyla tasarım parametrelerinin hesaplanması ve hesaplanan bu parametrelere göre akış hacminin oluşturulması kısmı anlatılmıştır.

Dördüncü bölüm, oluşturulan akış hacminin sayısal çözüm için uygulamalarını içermektedir. Bu bölümde, çözüm ağının oluşturulması, türbülans modelleri,

ayırıklaştırma ve adveksiyon şemaları, sınır koşulları, çözüm modelinin doğrulanması ve yapılan Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleri sonucu elde edilen sonuçlar ve irdemeler yapılmıştır.

Beşinci ve son bölümde, çalışmadan elde edilen bulgular sıralanmış ve öneriler yapılmıştır.



2. HİDROLİK TÜRBİNLER VE TEORİSİ

2.1 Hidrolik Türbinler ve Francis Türbini

Türbinler, akışkanın hidrolik enerjisini mekanik enerjiye çeviren makinelerdir. Sistemdeki akışkan türbinin kanatçıklarına çarparak türbin çarkını döndürmektedir. Mekanik enerjinin açığa çıktığı kısım olan türbin çarkı, bir mil vasıtasıyla bağlı olduğu jeneratörü tahrik eder ve böylece elektrik enerjisi elde edilmektedir. Hidroelektrik güç tesislerinde kullanılan türbinlere hidrolik türbinler veya su türbinleri adı verilmektedir. Hidrolik türbinler kullanım alanlarına, ürettikleri güce, güç üretme biçimlerine göre birçok sınıfa ayrılabilir.

Hidrolik türbinler genel olarak iki sınıfa ayrılmaktadırlar.

- Aksiyon türbinleri
- Reaksiyon türbinleri

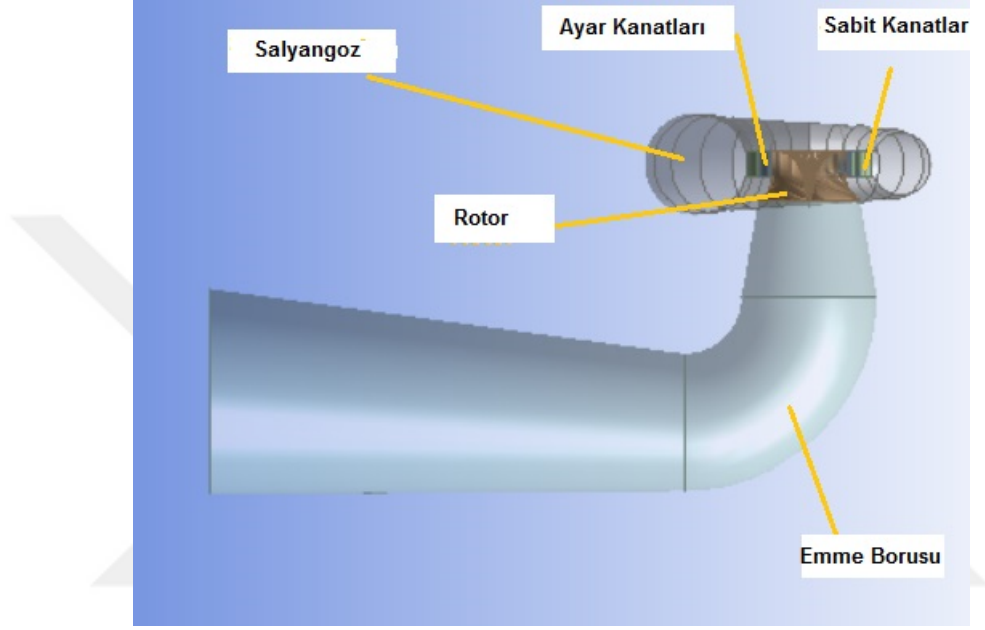
Aksiyon türbinlerinde akışkan, türbin çarkına atmosfer basıncında girip yine atmosfer basıncında çıkmaktadır. Bu nedenle bu türbinlere eş basınçlı türbinler de denmektedir. Pelton, Turgo ve Banki türbinleri birer aksiyon türbinidir.

Reaksiyon türbinlerinde ise suyun hem kinetik hem de potansiyel enerjisinden faydalandığından, çarkın girişindeki basınç, çıkıştaki basınçtan yüksek olacaktır. Kaplan ve Francis türbinleri birer reaksiyon türbinidir.

Bir reaksiyon türbini olan Francis türbini, hidroelektrik santrallerde en yaygın olarak kullanılan türbin tipidir. Francis tipi hidrolik türbinler genel olarak orta yükseklikteki su düşülerinde orta değerlerdeki su debilerinde kullanılırlar. Özgül hızları, 60-450 devir/dak arasındadır. Ünite başına en büyük değerde güç verebilen türbinler Francis türbinleridir. Türkiye'deki potansiyelin büyük çoğunluğu Francis türbinlerinin çalışma aralığındaki debi-düşü değerlerine uygundur. Türkiye'de Keban, Gökçekaya, Sarıyar, Hirfanlı, Kesikköprü, Demirköprü, Kemer, Almus, Hazar II gibi hidroelektrik santrallerde Francis tipi su türbinleri kullanılmaktadır [16].

Bir Francis türbini çeşitli kısımlardan oluşmaktadır. Bu kısımlar temel olarak aşağıdaki gibi sıralanabilmektedir.

- Türbin Salyangozu
- Sabit Kanatlar
- Yönlendirici (Ayar) Kanatlar
- Türbin arkı (Rotor)
- Emme Borusu



Şekil 2.1: Francis Türbini Bileşenleri

2.1.1 Türbin salyangozu

Türbin salyangozu, bütün bir Francis türbini sistemini çevreleyen yapıdır. Sarmal yapısı ve daralan kesitleri vasıtasıyla salyangoza giren suyun türbin çarkına eşit debi ve basınçta dağılmasını sağlar.

2.1.2 Sabit kanatlar

Salyangozun iç kısmında, yönlendirici kanatları ve rotoru çevreleyen bir ayna üzerine yerleştirilen sabit kanatlar, salyangozdan gelen suyun yönlendirici kanatlara düzgün bir şekilde aktarılmasını sağlayan kısımdır.

2.1.3 Yönlendirici kanatlar

Türbin çarkını çevreleyen ayna üzerine yerleştirilen ve suyun türbin çarkına doğru yönelmesini sağlayan kısımdır. Yönlendirici kanatlar, servomotorlar yardımıyla doğrultuları değiştirilerek debi ayarının yapılmasını sağlamaktadırlar.

2.1.4 Türbin çarkı

Francis türbini sisteminin en iç kısmında yer alan türbin çarkı, mekanik işin yapıldığı kısımdır. Salyangoz aracılığıyla sabit ve ayar kanatlarına gönderilen su, türbin çarkına ulaştığında, türbin kanatçıklarına etkiyen çevresel yöndeki kuvvetler sayesinde oluşan döndürme momenti ile çarkı döndürmektedir. Böylece mekanik iş yapılmış olmaktadır.

Ortaya çıkan mekanik enerji, türbin çarkının bağlı olduğu bir mil yardımıyla generatöre bağlanmakta ve generatör tahrik edilmektedir. Bu sayede, türbin çarkında oluşan mekanik enerji, generatör yardımıyla elektrik enerjisine dönüştürülmektedir.

2.1.5 Emme borusu

Türbin rotorunda çarkın çevrilmesiyle mekanik iş yapıldıktan sonra çarkı döndüren suyun tahliye edilmesi gerekliliği ortaya çıkmaktadır. Rotor çıkışına bağlanan emme borusu, rotordan çıkan suyu bir kanala tahliye etmektedir.

Türbin rotorundaki yüksek akış hızı, emme borusu içerisinde yüzey alanının artırılmasıyla tekrar basınca dönüştürülür ve alt su kanalına tahliye edilir.

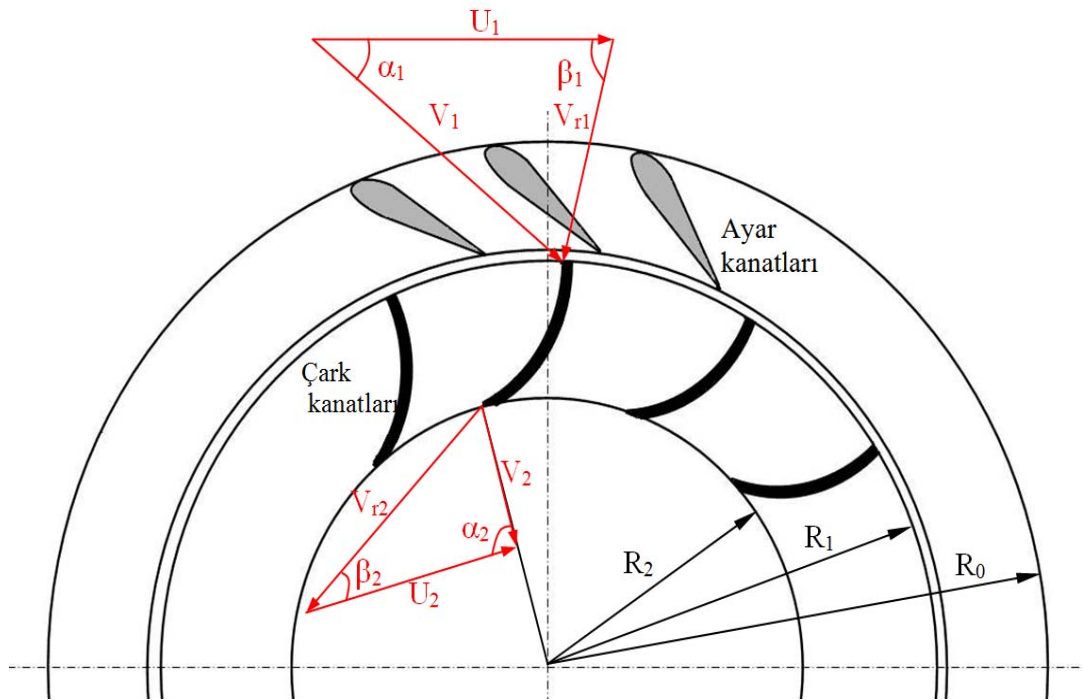
2.2 Türbin Teorisi

Yüksek basınçta radyal olarak hareket eden su, salyangoz içerisindeki hareketini tamamladıktan sonra sabit ve yönlendirici kanatlar aracılığıyla rotora yönlendirilir. Türbin çarkı (rotor) döndükçe, su ile rotor arasında momentum aktarımı ve buna bağlı olarak büyük miktarda basınç düşüşü meydana gelir.

Bir aksiyon türbininden farklı olarak su, spiral yapının tamamını doldurmaktadır. Bu sebeple, bir reaksiyon türbini genel olarak aynı çap, net düşü ve hacimsel debide bir aksiyon türbinine göre daha fazla güç üretebilmektedir.

Ayar kanatlarının açıları, hacimsel debiyi kontrol etmek amacıyla ayarlanabilir durumdadır. Dizayn şartlarında, ayar kanatlarından çıkan su, rotor kanatçıklarının hücum kenarına paralel olarak çarpar. İyi bir türbin dizaynında, ayar kanatları ve rotor kanatçıkları sayısal olarak eşit olmamalıdır. Aksi durumda, rotor kanatçıkları üzerinde ani çarpmalar sonucu titreşimsel hasarlar meydana gelebilmektedir. Sabit kanatlar ile ayar kanatları sayıları farklı seçilebilmekle birlikte, genellikle aynı olmaktadır. Bu kanatlar dönmedikleri için, sayılarının eşit olması herhangi bir problem yaratmayacaktır.

Türbin kanadının giriş ve çıkış noktalarında hız üçgenleri şekil 2.2'de gösterilmiştir.



Şekil 2.2: Hız Üçgenleri[10]

Şekil 2.2'den anlaşılacağı üzere, α açısı ayar kanatlarının hücum açısını, β açısı ise rotor kanatçıklarının hücum açısını temsil etmektedir. V_t ve V_n , mutlak hızın teğetsel ve aksel bileşenlerini ifade etmektedir.

Şekil üzerinde gösterilen diğer sembollerin ifadeleri aşağıda Tablo 2.1'de verilmiştir.

Tablo 2.1: Hız Üçgenleri Üzerinde Gösterilen Semboller ve Karşılıkları

R_1	Çark giriş yarıçapı
R_2	Çark çıkış yarıçapı
V_{r1}	Çark girişinde akışkanın bağıl hızı
V_{r2}	Çark çıkışında akışkanın bağıl hızı
V_1	Çark girişinde akışkanın mutlak hızı
V_2	Çark girişinde akışkanın mutlak hızı
$U_1 = \omega R_1$	Çarkın girişteki teğetsel hızı
$U_2 = \omega R_2$	Çarkın çıkıştaki teğetsel hızı

Açısal momentum denklemi,

$$\sum \vec{M} = \frac{d}{dt} \int (\vec{r} \times \vec{V}) \rho dV + \int (\vec{r} \times \vec{V}) \rho (\vec{V} \cdot \vec{n}) dA \quad (2.1)$$

,daimi akış şartlarında(zamana bağlı terim elimine edilir) kanadın giriş ve çıkışına uygulandığında şaftta oluşan tork,

$$T = \rho Q (r_1 V_{t1} - r_2 V_{t2}) \quad (2.2)$$

olarak elde edilir. Torkun şaftta ürettiği güç,

$$P = T \cdot \omega = \rho Q (V_{t1} U_1 - V_{t2} U_2) \quad (2.3)$$

bulunur. Bu denkleme Türbomakinaların Genel Denklemi veya EULER Denklemi denir. Gücün maksimum olması için güç denkleminde, “ $V_{t2} \cdot U_2$ ” teriminin minimum olması bir başka ifadeyle sıfır olması gerekir. Bu terimin sıfır olması için, $U_2 \neq 0$ olduğundan $V_{t2} = 0$ olmalıdır. Bunun sağlanması için, çıkış hız üçgenine bakıldığında

suyun kanattan radyal yönde çıkması gerekir. Buna türbin dizayn şartı denir. Böylece türbin dizayn şartında elde edilecek maksimum güç,

$$P = \rho Q (V_{t1} U_1) \quad (2.4)$$

olarak elde edilir.

Türbinin verim değeri, türbinin net düşüsü kullanılarak;

$$\eta_{turb.} = \frac{P_{shaft}}{\rho g Q H} = \frac{\rho Q (V_{t1} U_1)}{\rho g Q H} \quad (2.5)$$

şeklinde tanımlanabilir.

Hız üçgenlerinden trigonometrik bağıntılar kullanılarak hız bileşenleri aşağıdaki formülasyonlar yardımıyla bulunabilmektedir.

$$U_1 = \omega \frac{D_1}{2} = \frac{2\pi N D_1}{60 \cdot 2} \quad (2.6)$$

$$V_{t1} = \frac{\eta_h g H}{U_1} \quad (2.7)$$

$$\eta_h = \frac{\rho Q V_{t1} U_1}{\rho g Q H} = \frac{V_{t1} U_1}{g H} \quad (2.8)$$

$$V_{n1} = \frac{Q}{\kappa_1 \pi D_1 B_1} \quad (2.9)$$

$$\tan \alpha_1 = \frac{V_{n1}}{V_{t1}} \quad (2.10)$$

$$\tan \beta_1 = \frac{V_{n1}}{U_1 - V_{t1}} \quad (2.11)$$

$$V_{n2} = \frac{4Q}{\pi D_2^2} \quad (2.12)$$

$$\tan \beta_{2hub} = \frac{V_{n2}}{U_{2hub}} = \frac{V_{n2}}{\omega \frac{D_{2hub}}{2}} \quad (2.13)$$

$$\tan \beta_{2shroud} = \frac{V_{n2}}{U_{2shroud}} = \frac{V_{n2}}{\omega \frac{D_{2shroud}}{2}} \quad (2.14)$$

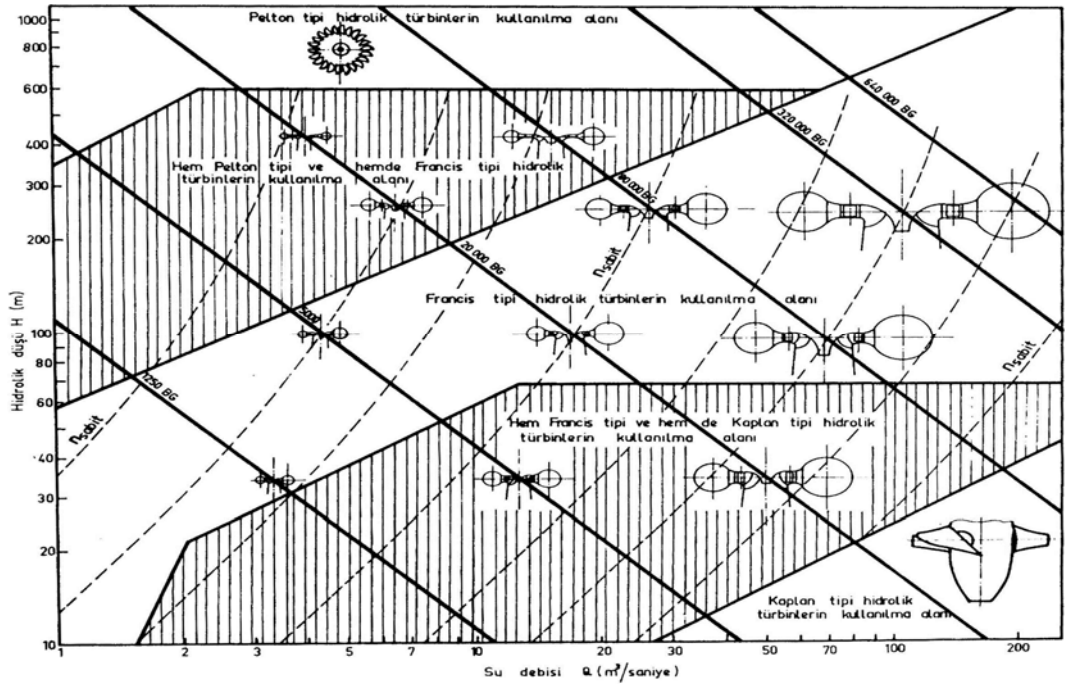
Böylece hız üçgenlerinden elde edilen bütün parametreler hesaplanmış olacaktır. Hesaplamalar, detaylı olarak Bölüm 3'te gösterilecektir.

2.3 Türbin Tasarım Parametrelerinin Belirlenmesi

Bir Francis türbinin tasarım parametrelerinin belirlenebilmesi için öncelikle türbinin sahip olduğu debi ve düşü değerlerinin tespit edilmesi gerekir. Türbinin diğer tüm parametreleri bu iki değere bağlı olarak aşağıdaki alt başlıklarda gösterildiği gibi belirlenir [17].

2.3.1 Türbin tipinin belirlenmesi

Türbinin debi ve düşü parametreleri belirlendikten sonra gerçekleştirilecek ilk aşama türbin tipinin belirlenmesi aşamasıdır. Günümüze kadar yapılan deneysel çalışmalar, türbin tipinin belirlenmesi hususunda düşü, debi ve özgül hız değerlerinin oldukça önemli olduğunu ortaya koymuştur. Aşağıda gösterilen grafikler yardımıyla belirli debi ve düşü değerlerinde türbin seçimi yapılabilmektedir [17].



Şekil 2.3: Debi ve Düşü Değerlerine Göre Türbin Tipleri[12]

Şekil 2.3'te gösterilen grafikten debi ve düşü değerleri eksenlerden seçilerek kesiştirilmekte ve kesiştikleri nokta hangi bölgenin içerisinde kalıyorsa o bölgedeki türbin, tasarımı yapılmak üzere seçilmektedir.

2.3.2 Türbin gücünün belirlenmesi

Bir Francis türbinin gücü aşağıdaki formülasyon yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$P = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_d \cdot \eta \quad (2.15)$$

Burada P, türbinin Watt cinsinden gücünü; ρ , kg/m^3 cinsinden suyun yoğunluğunu; g, yerçekimi ivmesini; Q türbinin debisini; H_d , türbinin düşüsünü ve η , türbinin verimini ifade etmektedir. Denklem 2.16'da beygir gücü cinsinden güç değeri verilmiştir.

$$P_{hp} = \frac{P(kW)}{0,7355} = 1,36P \quad (2.16)$$

2.3.3 Türbin özgül hızının belirlenmesi

Türbin tasarımında özgül hız önemli bir parametredir. Özgül hız değerine bağlı olarak türbinin tipi ve birçok geometrik boyut belirlenir. Özgül hız tanımı boyutlu ve boyutsuz olarak verilmektedir. Uygulamada genellikle boyutlu özgül hız kullanılır ve tanımı.

$$n_s = n \cdot \frac{P^{0.5}}{H^{1.25}} \quad (2.17)$$

denklemlerle verilir. Bu formülasyonlarda; n_s , türbinin özgül hızını; n, dev/dk cinsinden türbinin devir sayısını; P, kW cinsinden türbin gücünü; H, metre cinsinden türbin düşüsünü belirtmektedir.

Bunun yanısıra literatürde yapılan çalışmalar ışığında özgül hız hesabı ile ilgili bazı ampirik formüller ortaya çıkarılmıştır. Bu ampirik formüller aşağıda verilmiştir [17]. Burada kullanılan özgül hız değerleri boyutlu olup dev/dak-m cinsinden verilmiştir.

Oesterlen'e göre özgül hız;

$$n_s = \frac{3500}{H_d^{0.7}} \quad (2.18)$$

Voith'e göre özgül hız;

$$n_s = \frac{4140}{H_d^{0.7}} \quad (2.19)$$

Kuarner Brug'a ve Egyazarof'a göre özgül hız;

$$n_s = \frac{5000}{H_d^{0.7}} \quad (2.20)$$

USA Bureau of Reclamation'a göre özgül hız;

$$n_s = \frac{2334}{H_d^{0.5}} \quad (2.21)$$

Siervo ve Leva'ya göre özgül hız;

$$n_s = \frac{3470}{H_d^{0.65}} \quad (2.22)$$

Model türbin tasarımında, özgül hız kullanılarak geometrik boyutlar elde edilmiştir.

2.3.4 Türbin devir sayısının belirlenmesi

Francis türbininin öntasarımı sırasında türbin tipi, türbin gücü ve türbin özgül hızı belirlendikten sonra türbinin devir sayısı belirlenmektedir. Bu aşamada iki yöntemden yararlanılmaktadır. Bunlardan birincisi, özgül hız vasıtasıyla türbin devir sayısı tespiti olup ikincisi ise frekans formülünden yararlanılarak türbin devir sayısının belirlenmesidir.

Özgül hız vasıtasıyla türbin devir sayısı tespiti aşağıdaki formül ile yapılmaktadır.

$$n = n_s \frac{H_d^{1.25}}{P^{0.5}} \quad (2.23)$$

Frekans formülünden yararlanılarak türbin devir sayısının belirlenmesi aşağıda gösterilmiştir.

$$n = \frac{60 \cdot f}{p} \quad (2.24)$$

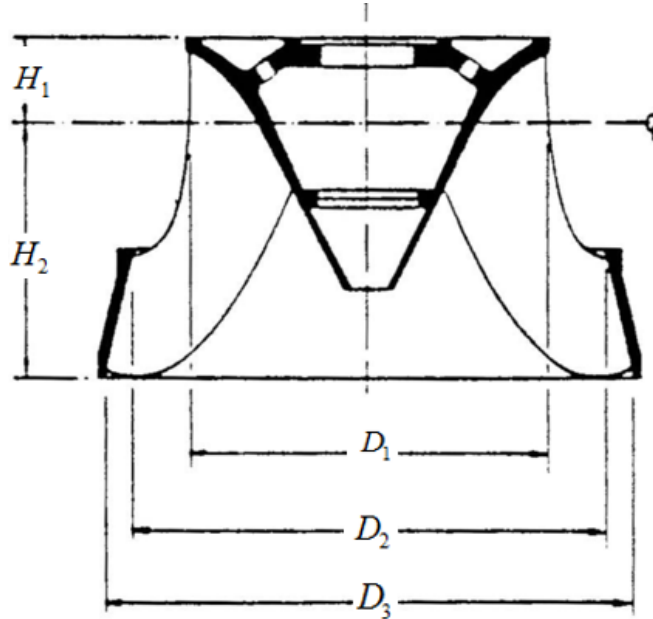
Burada f , ulusal elektrik sistemi frekansını; p ise türbinin tahrik ettiği generatörün çift kutup sayısını ifade etmektedir. Frekansı 50 Hz olan bir enterkonnekte şebekeyi besleyecek olan türbin-generatör ünitesinin devir sayısı, 1500 – 1000 – 750 – 600 – 500 – 428 – 375 – 300 – 250 – 214 - 187,5 - 166,7 – 150 – 125 – 107 - 93,75 – 75 ve 60 dev/dak değerlerinden birine uygun olarak seçilebilir [17].

2.3.5 Türbin bileşenleri ana boyutlarının belirlenmesi

Bu kısım kadar hesaplanan bütün parametreler ışığında, artık tasarım için türbin bileşenlerinin ana boyutlarının tespiti yapılabilmektedir. Literatürde yine birçok ampirik formül bulunmaktadır. Ancak bu çalışma kapsamında Siervo ve Leva'nın ortaya çıkardığı formüller kullanılmıştır.

2.3.5.1 Türbin rotoru ana boyutlarının belirlenmesi

Türbin rotorunun ana boyutlarının hesaplamaları için gerekli formüller aşağıda gösterilmiştir [17].



Şekil 2.4: Türbin Rotoru Ana Boyutları

Türbin rotoru çıkış çapı, D_3 , aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$D_3 = \frac{84,5.k_u.H_d^{0,5}}{n} \quad (2.25)$$

$$k_u = 0,31 + \frac{2,5.n_s}{1000} \quad (2.26)$$

Türbin rotoru orta giriş çapı, D_1 , aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$D_1 = \left(0,4 + \frac{94,5}{n_s}\right).D_3 \quad (2.27)$$

Türbin rotoru alt giriş çapı, D_2 , aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

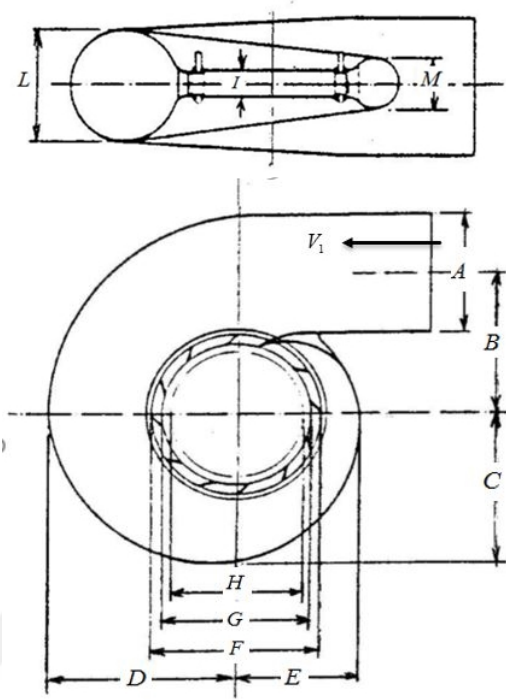
$$D_2 = \frac{D_3}{0,96 + (0,00038.n_s)} \quad (2.28)$$

H_1 ve H_2 yükseklikleri ise aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$H_1 = (0,94 + 0,000025.n_s).D_3 \quad (2.29)$$

$$H_2 = \frac{D_3}{3,16 - (0,0013.n_s)} \quad (2.30)$$

2.3.5.2 Türbin salyangozu ana boyutlarının belirlenmesi



Şekil 2.5: Türbin Salyangozu Ana Boyutları

Türbin salyangozunun ana boyutlarının hesabı aşağıdaki formüller ile yapılmaktadır[17].

$$A = \left(1,2 - \frac{19,56}{n_s}\right) \cdot D_3 \quad (2.31)$$

$$B = \left(1,1 + \frac{54,8}{n_s}\right) \cdot D_3 \quad (2.32)$$

$$C = \left(1,32 + \frac{49,25}{n_s}\right) \cdot D_3 \quad (2.33)$$

$$D = \left(1,50 + \frac{48,8}{n_s}\right) \cdot D_3 \quad (2.34)$$

$$E = \left(0,98 + \frac{63,6}{n_s}\right) \cdot D_3 \quad (2.35)$$

$$F = \left(1,0 + \frac{131,4}{n_s}\right) \cdot D_3 \quad (2.36)$$

$$G = \left(0,89 + \frac{96,5}{n_s} \right) \cdot D_3 \quad (2.37)$$

$$H = \left(0,79 + \frac{81,75}{n_s} \right) \cdot D_3 \quad (2.38)$$

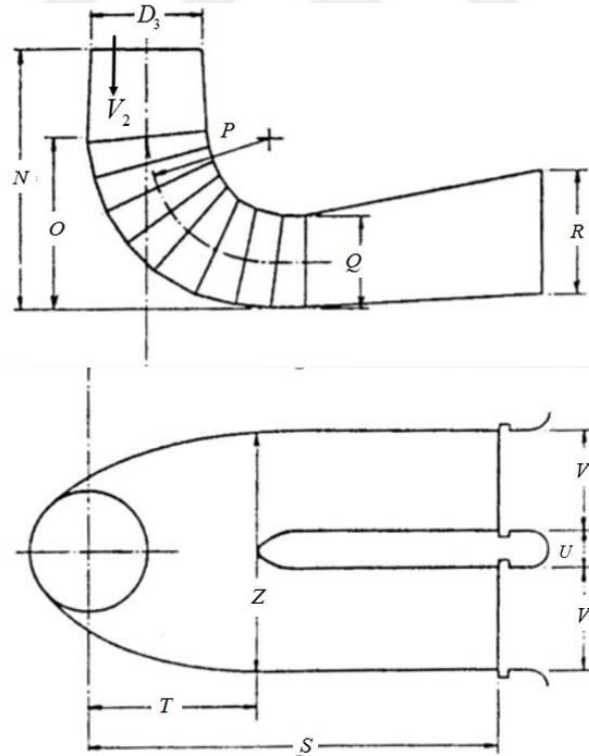
$$I = (0,1 + 0,00065 \cdot n_s) \cdot D_3 \quad (2.39)$$

$$L = (0,88 + 0,00049 \cdot n_s) \cdot D_3 \quad (2.40)$$

$$M = (0,60 + 0,000015 \cdot n_s) \cdot D_3 \quad (2.41)$$

2.3.5.3 Türbin emme borusu ana boyutlarının belirlenmesi

Türbin emme borusu boyutlarının hesabı için gerekli formüller aşağıda gösterilmektedir [17].



Şekil 2.6: Türbin Emme Borusu Ana Boyutları

$$N = \left(1,54 + \frac{203,5}{n_s}\right).D_3 \quad (2.42)$$

$$O = \left(0,83 + \frac{140,7}{n_s}\right).D_3 \quad (2.43)$$

$$P = (1,37 - 0,00056.n_s).D_3 \quad (2.44)$$

$$Q = \left(0,58 + \frac{22,6}{n_s}\right).D_3 \quad (2.45)$$

$$R = \left(1,6 - \frac{0,0013}{n_s}\right).D_3 \quad (2.46)$$

$$S = \left(\frac{n_s}{0,25.n_s - 9,28}\right).D_3 \quad (2.47)$$

$$T = \left(1,50 + \frac{0,00019}{n_s}\right).D_3 \quad (2.48)$$

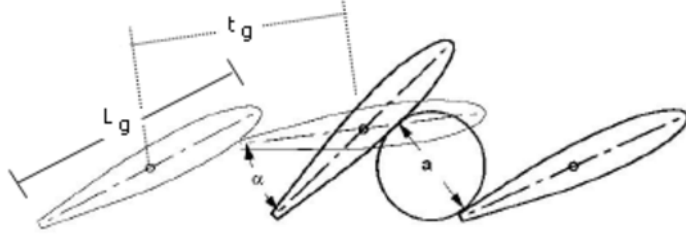
$$U = (0,51 - 0,0007.n_s).D_3 \quad (2.49)$$

$$V = \left(1,10 + \frac{53,7}{n_s}\right).D_3 \quad (2.50)$$

$$Z = \left(2,63 + \frac{33,8}{n_s}\right).D_3 \quad (2.51)$$

2.3.5.4 Yönlendirici kanatlar ana boyutlarının belirlenmesi

Yönlendirici kanatların boyutlarının hesabı için gerekli denklemler aşağıda verilmiştir.



Şekil 2.7: Yönlendirici Kanatların Ana Boyutları

Yönlendirici kanatların uzunluğu ve iki yönlendirici kanat merkezi arasındaki mesafe arasındaki ilişkiler aşağıda gösterilmektedir.

$$L_g / t_g = 1.1 \quad (2.52)$$

$$L_g = \frac{\pi D_g}{A.K.S.} \quad (2.53)$$

$$D_g = D_1(1,16) \quad (2.54)$$

Buradaki A.K.S. ifadesi, ayar kanatlarının sayısını, D_g ise ayar kanatları eksenin çapını temsil etmektedir. Ayar kanatlarının açısını tespit etmek için gerekli formüller aşağıda gösterilmektedir.

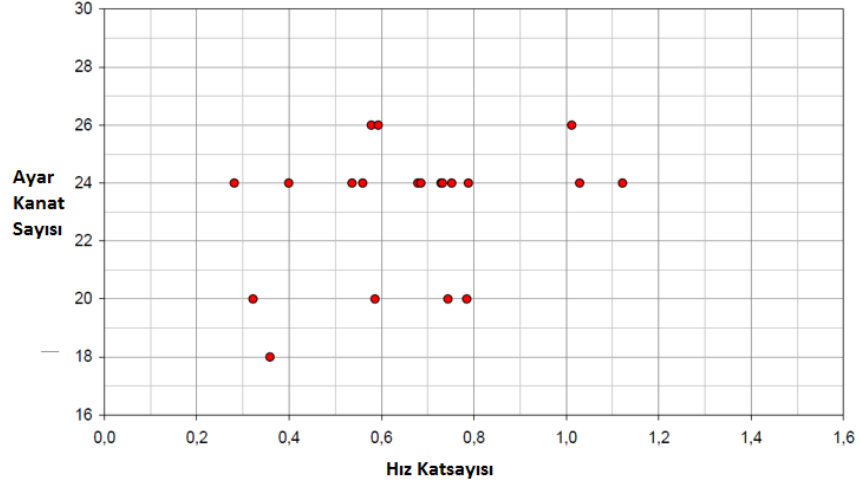
$$\alpha_0 = 4(-4\Omega^2 + 13\Omega + 1) \quad (2.55)$$

$$\Omega = \omega' \sqrt{Q'} \quad (2.56)$$

$$\omega' = \omega / \sqrt{2gH} \quad (2.57)$$

$$Q' = Q / \sqrt{2gH} \quad (2.58)$$

Bu denklemlerden elde edilecek hız katsayısına, Ω , göre aşağıdaki grafikten (Şekil 2.8) ayar kanadı sayısına karar verilmektedir [19].



Şekil 2.8: Ayar Kanatları Sayısının Belirlenmesi [19]

Ayar kanatları sayısı ile birlikte gerekli tüm boyutsal tasarım parametreleri belirlenmiş olacaktır.

2.4 Kaviteasyon

Bir hidrolik türbinin ayar kanatları arasında veya rotor kanatları arasında hareket halinde olan akımın herhangi bir bölgesindeki akış hızının herhangi bir nedenle artması ve hızın arttığı bu bölgelerdeki basıncın suyun buharlaşma basıncı değerine kadar düşmesi, bu bölgelerdeki suyun buharlaşmasına ve yer yer su kabarcıklarının oluşmasına sebep olmaktadır. Bu su kabarcıkları, akışkan hareketine uyum sağlarken yüksek hızlarda kanatçıklara çarpmakta ve kanatçıklar üzerinde deformasyona neden olabilmektedir. Bu olaya kaviteasyon adı verilmektedir.

Kaviteasyon olayının meydana gelmesi türbin üzerinde birçok zararlı etkiler meydana getirebilmektedir. Bunlardan bazıları aşağıda maddeler halinde verilmiştir [17].

- Türbin ayar kanatları veya türbin rotor kanatları arasında çok düşük basınçlı hacimler meydana gelmesi ile enine kesit daraldığı için debi azalmakta, dolayısıyla güç de azalmaktadır.
- Kaviteasyon olayı sonucunda meydana gelen çarpmalar, darbeler ve salınımlar bir enerji yitimi için güç kaybı olmakta ve böylece türbin verimi azalmaktadır.

- Kavitasyon olayının meydana gelmesi sonucu, türbin rotorunu dengelenmemiş radyal kuvvetler etkilediği için türbin rotoru ile birlikte türbin-generatör mili de çeşitli titreşimlere ve salınımlara maruz kalmaktadır.
- Kavitasyon olayı, türbin emme borusunun da verimini düşürmektedir.



Şekil 2.9: Türbin Rotorunda Kavitasyon Etkileri [17]

Kavitasyon olayına etki eden bir çok etmen olabilir. Aşağıda bunlardan birkaçına değinilmiştir [17].

2.4.1 Türbin rotor çapının etkisi:

Türbin rotorunun çapı arttıkça çevresel hız artmaktadır. Çevresel hızın artması hidrolik akımın basıncının düşmesine dolayısıyla su kabarcıklarının oluşumuna daha kolay zemin hazırlamaktadır.

2.4.2 Rotor kanatçıklarının yapısı ve çıkış açısı

Türbinler imal edilmeden önce modeller üzerinde çalışılarak optimum kanatçık yapısı ve çıkış açısı belirlenmelidir. Türbin rotor kanatçıklarının yapısı ve çıkış açısı sadece matematiksel yollardan halledilmek istendiğinde kanat çıkış açısı büyümektedir ve bu da kavitasyon olayını tetiklemektedir.

2.4.3 Kanat yüzeylerinin pürüzlülük derecesi

Kanat yüzeylerine sürtünerek yol almakta olan hidrolik akımın, pürüzlü yüzeylerle temas eden çizgileri parçalanarak bozulmakta ve küçük türbülanslar oluşturmaktadır. Buna karşın temiz yüzeylerde akım çizgileri bozulmamakta ve türbülanslar meydana gelmemektedir. Dolayısıyla kanat yüzeylerinin temiz olması kavitasyondan kaçınmak için önemli bir etmendir.

2.4.4 Özgül hız

Hidrolik bir türbinin tipinin belirlenmesinde önemli bir yer teşkil eden özgül hız, kavitasyon olayının sınırlarının belirlenmesinde de önemli bir rol oynamaktadır. Prof. Dr. Thoma'nın çalışmaları göstermiştir ki; bir hidrolik türbinin özgül hızı arttıkça kavitasyon katsayısı olan Thoma sayısı da artmaktadır.

2.4.5 Net hidrolik düşü, debi ve devir sayısı

Net hidrolik düşü, debi ve devir sayısı büyüklüklerinin herhangi birinin artması, akışkan hızının artmasına sebebiyet verecektir. Akışkan hızının artması da yukarıda belirtildiği gibi kavitasyon olayının görülmesi için zemin hazırlamaktadır.

2.4.6 Atmosfer basıncı

Bir hidrolik santral tesisinin bulunduğu yerin rakımı yükseldikçe oradaki atmosfer basıncı düşmektedir. Atmosfer basıncının düşmesi suyun buharlaşmasını kolaylaştırır. Böylece kavitasyon olayının görülme ihtimali artmaktadır.

2.4.7 Hidrolik düşünün değişmesi

Özellikle barajlı yapıya sahip hidroelektrik santrallerde baraj gölüne gelen yıllık veya mevsimlik su miktarının azalması fakat buna karşın elektrik enerjisi gereksiniminin ve üretiminin artması durumunda baraj seviyesinde düşmeler olmaktadır. Bu durumda hidrolik düşü de azalmaktadır. Hidrolik düşü azaldığında türbinin optimum yükü kavitasyonsuz veya çok kavitasyonlu çalışma sahaları değişmektedir.

Bu bilgiler göz önüne alındığında, Francis tipi bir hidrolik türbin, herhangi bir hidrolik düşüde en iyi verime isabet eden optimum yükte çalıştırılacak olursa hem mevcut

hidrolik düşü için en az miktarda kavitasyon hasarı ile çalışmış olacak hem de ekonomik açıdan da en iyi verim elde edilmiş olacaktır.

Kavitasyon sınır değerinin belirlenmesiyle ilgili günümüze kadar birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmaların öncüsü olarak Prof. Dr. Thoma kabul edilmektedir. Bu nedenle kavitasyon katsayısı aynı zamanda Thoma sayısı olarak da adlandırılmaktadır. Prof. Dr. Thoma'ya [17] göre kavitasyon sınır değeri aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$\sigma_t = \frac{H_a - H_v - H_s}{H_n} \quad (2.59)$$

Bu denklemde H_a , tesisin bulunduğu yerdeki atmosfer basıncını; H_v , suyun buharlaşma basıncını; H_s , türbin emme yüksekliğini; H_n , nominal net hidrolik düşü değerini ifade etmektedir.

Prof. Dr. Thoma'nın araştırmalarının yanı sıra literatürde kavitasyon sınırı ile ilgili deneysel çalışmalardan elde edilmiş bazı ampirik bağıntılar da mevcuttur [17].

- USA Bureau of Reclamation'a göre;

$$\sigma = \frac{(n_s)^{1,64}}{50327} \quad (2.60)$$

- Masonyi'ye göre;

$$\sigma = 0,032 \left(\frac{n_s}{100} \right)^2 \quad (2.61)$$

- Siervo ve Leva'ya göre;

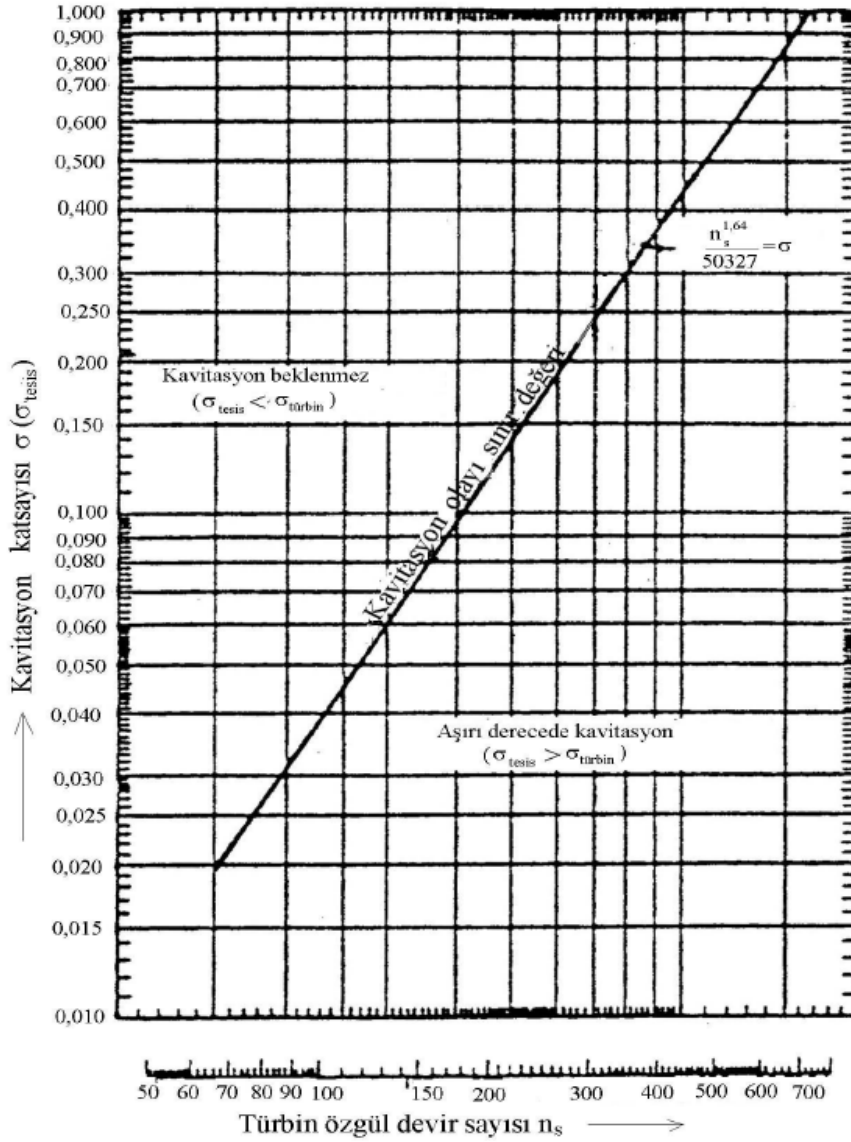
$$\sigma = 0,754 \frac{(n_s)^{1,41}}{10^4} \quad (2.62)$$

Bu formülasyonlardan hesaplanacak olan kavitasyon katsayısı, aşağıda verilen grafikte çizilen kavitasyon sınır çizgisinin sol tarafında kalıyorsa türbinde kavitasyon beklenmemektedir, eğer çizginin sağ tarafında kalıyorsa türbinde kavitasyon meydana gelmektedir.

Tablo 2.2: Koşullara Göre Kaviteasyon Oluşma Durumu

Koşul	Durum
$\sigma_{tesis} > \sigma_{türbin}$	Kaviteasyon beklenmez.
$\sigma_{tesis} < \sigma_{türbin}$	Kaviteasyon meydana gelir.

Şekil 2.10'da kaviteasyon katsayısı ile türbin özgül hızının arasındaki değişim bir grafik vasıtasıyla gösterilmiştir.



Şekil 2.10:Kaviteasyon Katsayısı - Türbin Özgül Hızı Grafiği [17]

3. MODEL TÜRBİN TASARIMI VE HESAPLAMALAR

3.1 Giriş

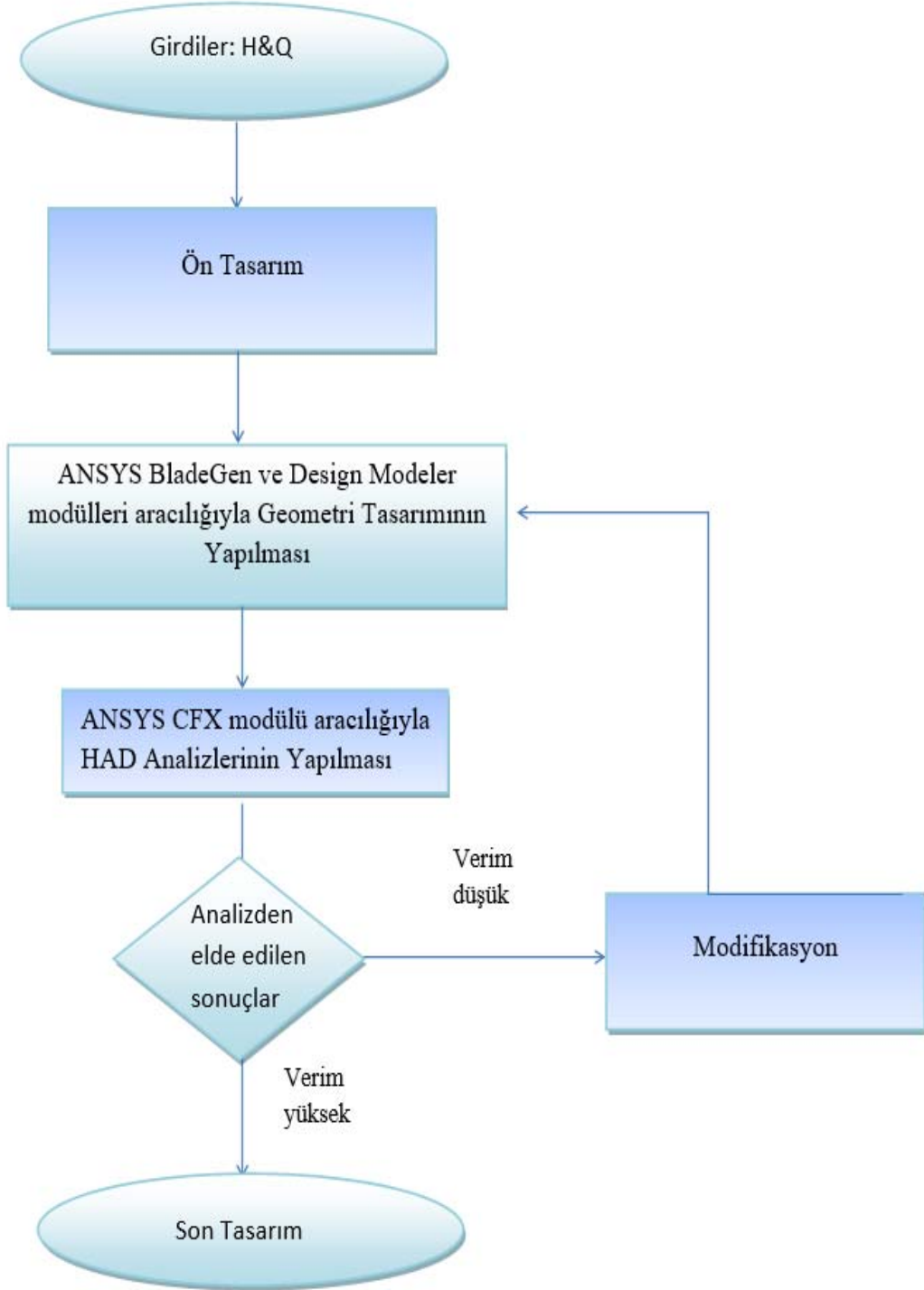
Tasarım, debi ve düşü girdilerinin değerlendirilerek türbin tipinin seçilmesiyle başlamaktadır. Türbin tipinin Francis türbini olarak seçilmesiyle, literatürdeki yöntemler aracılığıyla türbinin tasarımı için gerekli olan parametreler ön tasarım evresinde hesaplanmaktadır.

Ön tasarım tamamlandıktan sonra, ANSYS BladeGen modülü aracılığıyla rotor kanatçıkları, ayar kanatları ve sabit kanatların meridyonel profilleri çıkarılmaktadır. Çıkarılan bu meridyonel profiller ANSYS DesignModeler modülüne aktarılmakta ve burada kanatçıkların akış hacmi oluşturulmaktadır. Salyangoz ve emme borusunun akış hacimlerinin tasarımları da ANSYS DesignModeler modülü aracılığıyla gerçekleştirilmiştir.

Geometri tasarımlarının da gerçekleştirilmesinin ardından, oluşturulan akış hacimleri ANSYS CFX modülüne aktarılmakta ve burada birleştirilen Francis türbini bileşenlerine hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri uygulanmaktadır.

ANSYS CFX modülünde gerçekleştirilen analizlerin sonuçlarına bağlı olarak, gerekli performansın elde edilip edilmemesine göre ayar kanatlarının hücum açılarında modifikasyonlara gidilmektedir. İlerideki bölümlerde anlatılacağı gibi dört farklı durumda Francis türbini üzerinde analizler gerçekleştirilmiş ve elde edilen maksimum verim değerine sahip durum en yüksek performans veren durum olarak seçilmektedir. Böylece Francis türbinin tasarımı gerçekleştirilmiş olmaktadır.

Şekil 3.1'de bu çalışmada gerçekleştirilen tasarım yöntemi şema halinde gösterilmektedir.



Şekil 3.1:Tasarım Akış Şeması

3.2 Tasarım Yöntemi

Bu bölümde, ikinci bölümde gösterilen genel ve teorik bilgiler ışığında türbin bileşenlerinin ana boyutları ve parametreleri belirlenmiştir. Tasarlanacak türbin boyutlarının büyük olması sebebiyle geometrik benzeşim yoluna gidilmiş ve bütün boyutlar ve parametreler buna göre hesaplanmıştır.

3.2.1 Debi ve düşü değerlerine göre türbin tipi

Bu çalışmada, debi ve düşü değerleri Kesikköprü Hidroelektrik Santrali'nde kullanılan bir francis türbinin düşü değeri olan 39,63 m. ve debi değeri olan 127 m³/s değerleri kullanılacaktır. Buna göre Şekil 2.3'te gösterilen debi ve düşü değerlerine göre türbin tipleri grafiğinden kullanılacak türbin tipinin Francis türbini olduğu teyit edilmiştir.

3.2.2 Geometrik benzeşim

Çalışma kapsamında Kesikköprü Hidroelektrik Santrali'nde kullanılan Francis türbininin debi ve düşü değerleri ile türbin tasarımı gerçekleştirilmiştir. Ancak bu türbinin boyutlarının büyük olması, tasarım aşaması tamamlandıktan sonra HAD analizleri kısmında hem daha fazla zaman harcanmasına hem de bilgisayar kapasitesi yönünden gereğinden fazla değerlere çıkabileceğine sebebiyet vereceği öngörülmüştür.

Bu sebeple, esas türbinin boyutları, geometrik benzeşim yöntemi ile küçültülüp analizlere yeni model türbin ile devam edilmiştir.

Kesikköprü Hidroelektrik Santrali'nde bulunan Francis türbinin tasarım parametreleri aşağıda verilmiştir [21].

Tablo 3.1: Kesikköprü Hidroelektrik Santrali Francis Türbini Tasarım Parametreleri

Hidrolik Düşü (m)	39,63
Debi (m ³ /s)	127
Çıkış Gücü (MW)	44,4
Generatör Devir Sayısı (d/dk)	125
Verim (%)	91

Esas türbinin tasarım parametreleri esas alınarak model türbinin boyutlarının belirlenebilmesi için model türbin için bir güç kabulü yapılması gerekmektedir. Burada model türbinin gücünün 150 kW olacağı kabulü yapılmıştır ve buna göre yapılan benzeşim çalışmaları aşağıda gösterilmiştir.

Esas türbin ile model türbinin özgül hızının ve açısal hızının sabit kalacağı göz önünde bulundurulduğunda, özgül hız değeri Denklem 3.1'de verilen formül ile hesaplanabilir.

$$n_s = \frac{nP^{1/2}}{H^{5/4}} = \frac{125.44400}{39,63^{5/4}} = 264,89 \quad (3.1)$$

Model türbinin açısal hızının hesabı aşağıda gösterilmiştir.

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2\pi.125}{60} = 13,09 \text{ rad/s} \quad (3.2)$$

Geometrik benzeşim yapılırken kullanılması gereken benzetim kanunları Denklem 3.3, Denklem 3.4 ve Denklem 3.5'te verilmiştir.

Düşü katsayısı:

$$\left(\frac{gH}{N^2D^2}\right)_m = \left(\frac{gH}{N^2D^2}\right)_p \quad (3.3)$$

Debi katsayısı:

$$\left(\frac{\dot{Q}}{ND^3}\right)_m = \left(\frac{\dot{Q}}{ND^3}\right)_p \quad (3.4)$$

Güç katsayısı:

$$\left(\frac{P}{\rho N^3 D^5}\right)_m = \left(\frac{P}{\rho N^3 D^5}\right)_p \quad (3.5)$$

Benzetim kanunları kullanılarak bulunan düşü değerinin hesabı Denklem 3.6'da verilmiştir.

$$H^{5/4} = \frac{NP^{1/2}}{N_s} \rightarrow H = \sqrt[5]{\frac{P^2 N^4}{N_s^4}} \rightarrow H = 4,07 \text{ m.} \quad (3.6)$$

Buna göre, Denklem 3.4 ve Denklem 3.6 birlikte çözülrse model türbinin debi değeri elde edilmektedir.

$$\frac{Q_m}{(0,32.D_p)^3} = \frac{127}{D_p^3} \rightarrow Q_m = 4,16 \text{ m}^3/\text{s.} \quad (3.7)$$

Böylelikle, benzetim kuralları kullanılarak yapılan geometrik benzeşim uygulamasının ardından model türbinin tasarım parametreleri Tablo 3.2'de verilmiştir.

Tablo 3.2: Model Türbinin Tasarım Parametreleri

Hidrolik Düşü (m)	4,07
Debi (m ³ /s)	4,16
Çıkış Gücü (kW)	150
Generatör Devir Sayısı (d/dk)	125
Verim (%)	91
Özgül Hız	264,89

3.2.3 Türbin gücü ve performansı

Önceki bölümlerde belirtildiği gibi bir Francis türbinin gücü aşağıdaki formülden hesaplanmaktadır. Geometrik benzeşim adlı başlık altında anlatıldığı üzere, model türbinin 150 kW'lık bir güç üreteceği kabulü yapılmıştır. Dolayısıyla, aşağıdaki formülden türbin verimi elde edilmektedir.

$$P = \rho g Q H_D \eta \rightarrow \eta = \frac{P}{\rho g Q H_D} = 0,905 = \%91 \quad (3.8)$$

Üretilen türbinin verim değeri %91 olarak beklenmektedir. Analizler sonucu bu verim değerin ne kadarının karşılandığı gözlemlenecektir.

3.2.4 Türbinin devir sayısı

Türbinin devir sayısı, Kesikköprü Hidroelektrik Santrali'nde kullanılan ve bir mil aracılığıyla türbin rotoruna bağlanan generatörün devir sayısı baz alınarak belirlenmiştir. Buna göre türbinin devir sayısı 125 dev/dk olarak belirlenmiştir [21].

3.2.5 Türbin bileşenlerinin ana boyutları

3.2.5.1 Türbin rotorunun ana boyutları

Türbin rotorunun ana boyutları önceki bölümlerde gösterilen literatürdeki ampirik formülasyonlar aracılığıyla hesaplanmıştır. Buna göre türbin rotorunun ana boyutları aşağıda verilmiştir.

Tablo 3.3: Türbin Rotoru Ana Boyutları

Parametre	Değer
D ₁	1,003 m
D ₂	1,250 m
D ₃	1,326 m
H ₁	1,255 m
H ₂	0,471 m
B	0,305 m

3.2.5.2 Türbin salyangozunun ana boyutları

Türbin salyangozunun ana boyutları önceki bölümlerde gösterilen literatürdeki ampirik formülasyonlar aracılığıyla hesaplanmıştır. Buna göre türbin salyangozunun ana boyutları aşağıda verilmiştir.

Tablo 3.4: Türbin salyangozu ana boyutları

Parametre	Değer
A	1,493 m
B	1,733 m
C	1,997 m
D	2,233 m
E	1,618 m
F	1,984 m
G	1,663 m
H	1,457 m
I	0,361 m
L	1,339 m
M	0,801 m

3.2.5.3 Türbin emme borusu ana boyutları

Türbin emme borusunun ana boyutları önceki bölümlerde gösterilen literatürdeki ampirik formülasyonlar aracılığıyla hesaplanmıştır. Buna göre türbin emme borusunun ana boyutları aşağıda verilmiştir.

Tablo 3.5: Türbin Emme Borusu Ana Boyutları

Parametre	Değer
N	3,061 m
O	1,805 m
P	1,620 m
Q	0,882 m
R	2,122 m
S	6,168 m
T	1,989 m
U	0,430 m
V	1,727 m
Z	3,657 m

3.2.5.4 Türbin ayar (yönlendirici) kanatları parametreleri

Türbin tasarım parametrelerinin belirlenmesi başlıklı bölüm altında belirtilen formüller aracılığıyla tasarım için gerekli olan ayar kanat parametreleri hesaplanmıştır. Buna göre hesaplanan ayar kanat parametreleri aşağıda verilmiştir.

Tablo 3.6: Türbin Ayar Kanatları Ana Boyutları

Parametre	Değer
D_g	1,2 m
L_g	0,175 m
Ω	1
α	22°
A.K.S.	24 adet

3.2.6 Hız üçgenlerinden elde edilen parametreler

Bölüm 2'de "Türbin teorisi" başlıklı bölümde gösterilmiş olan trigonometrik formülasyonlar aracılığı ile hız bileşenleri ve kanat açıları hesaplanmıştır. Buna göre hesaplanan parametreler aşağıda verilmiştir.

Tablo 3.7: Hız Üçgenlerinden Elde Edilen Parametreler

Parametre	Değer
U_1	6,57 m/s
V_{t1}	5,53 m/s
V_{n1}	2,95 m/s
α	22°
β_1	70°
β_2	22°
V_{n2}	3,4 m/s

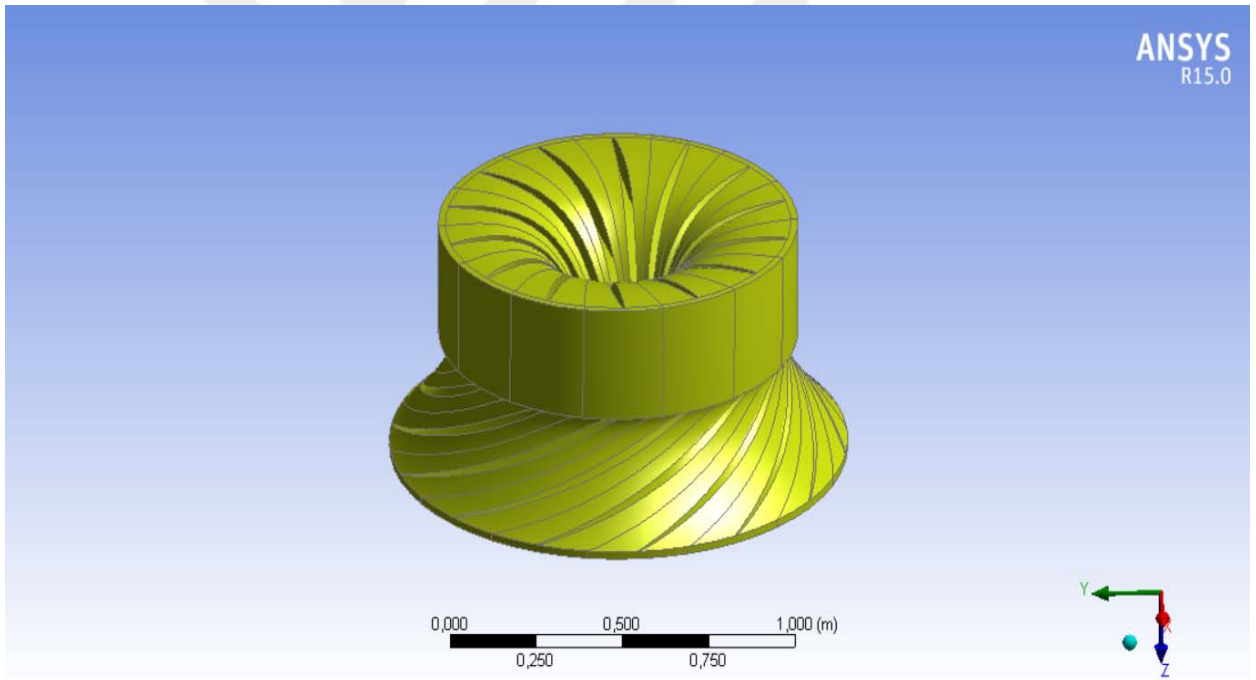
3.3 Akış Hacminin Oluşturulması

Bu çalışma kapsamında, ANSYS V15.0 programı kullanılarak, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği analizlerinden geçirilmek üzere, bir Francis türbini akış hacmi oluşturulmuştur. Önceki bölümlerde ana boyutları belirlenen türbin bileşenlerinin bu boyutlara göre oluşturulan akış hacimleri aşağıda gösterilmiştir.

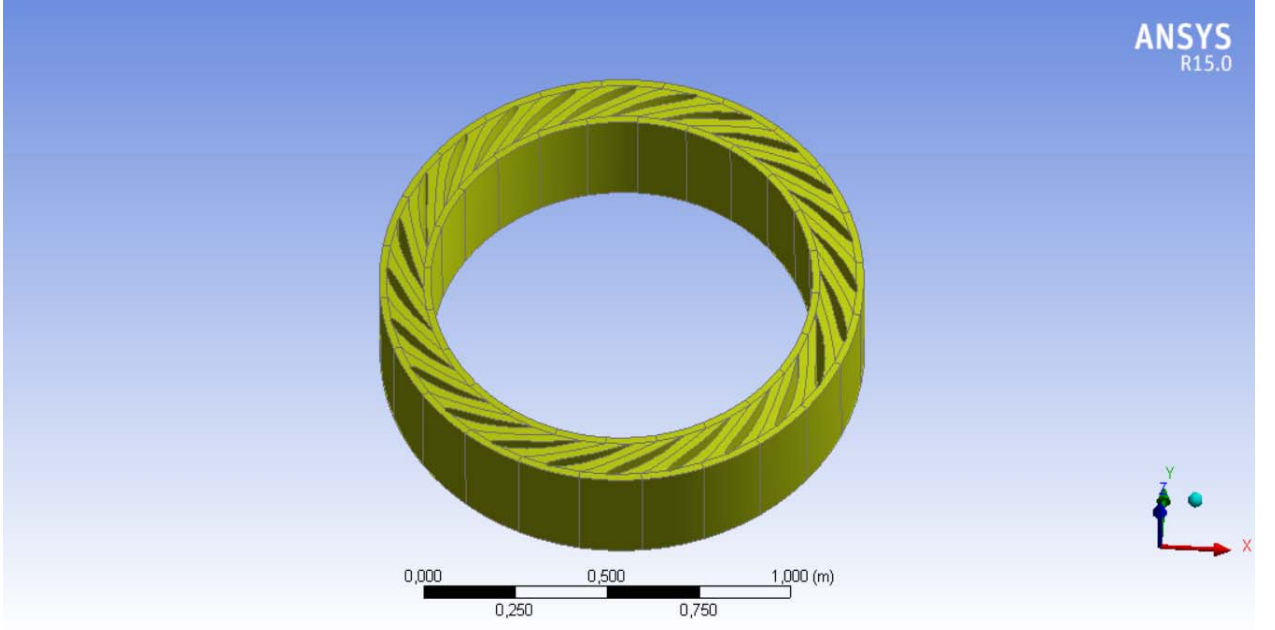
ANSYS BladeGen aracılığıyla oluşturulan kanatçıkların tasarımında NACA profilleri kullanılmıştır.

ANSYS BladeGen ile oluşturulan rotor kanatçıkları, ayar kanatları ve sabit kanaların meridyonel profilleri EK-1'de verilmiştir.

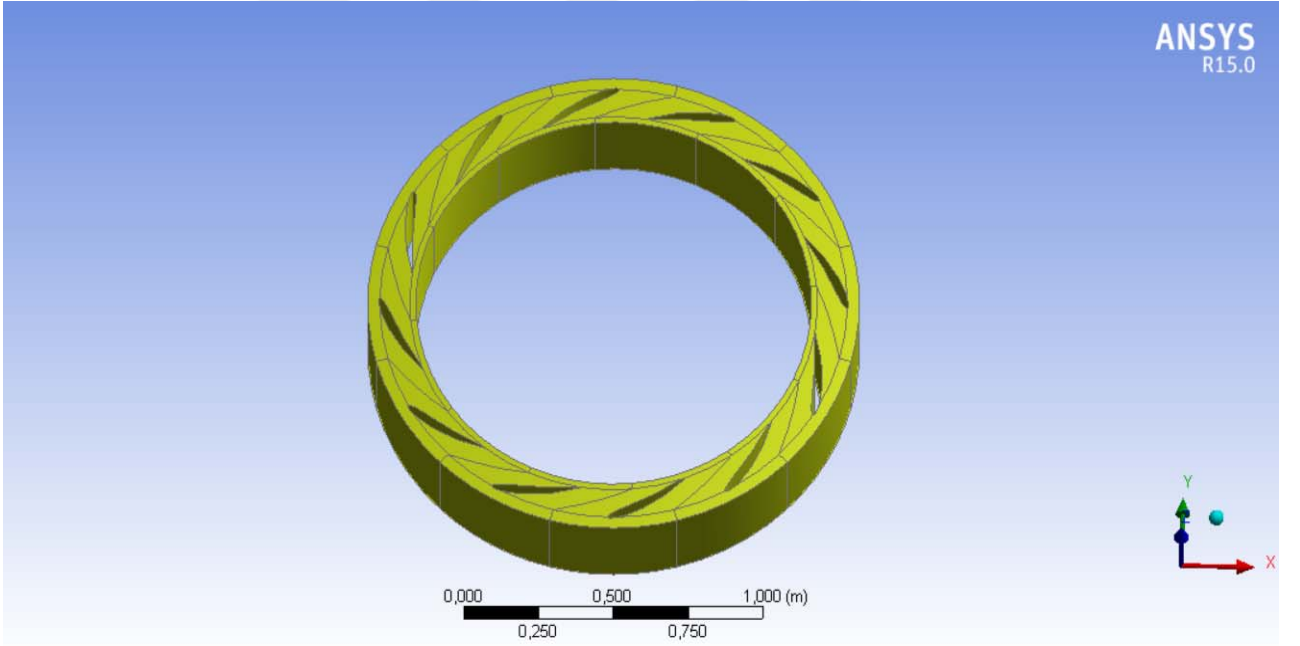
Salyangoz kesitlerinin parametreleri, MATLAB programı aracılığıyla kodlar yardımıyla oluşturulmuştur. Kullanılan kod, EK-2'de gösterilmiştir [22].



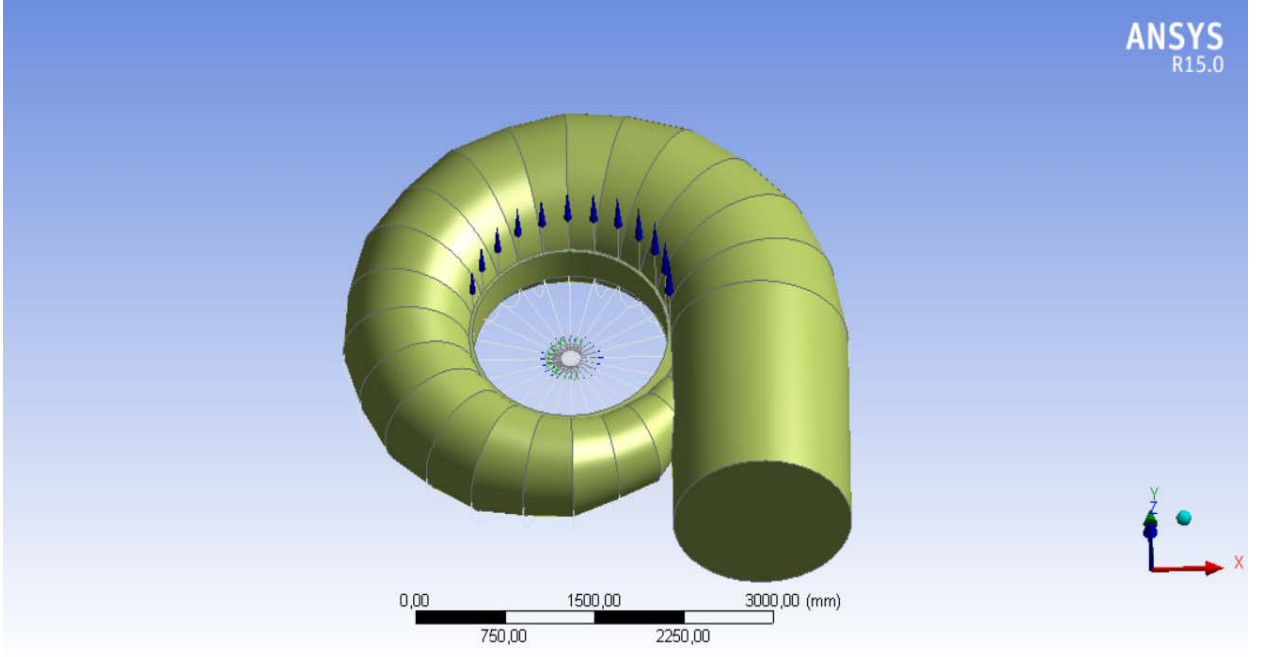
Şekil 3.2: Rotor Akış Hacmi



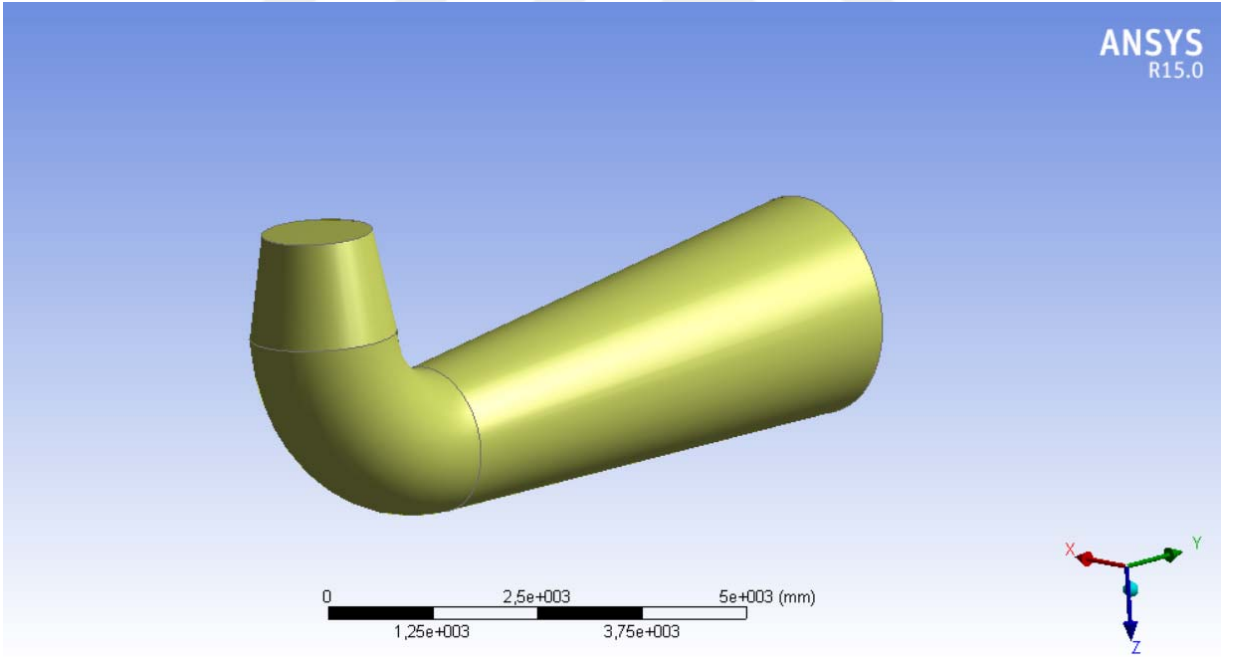
Şekil 3.3: Ayar Kanatları Akış Hacmi



Şekil 3.4: Sabit Kanatlar Akış Hacmi

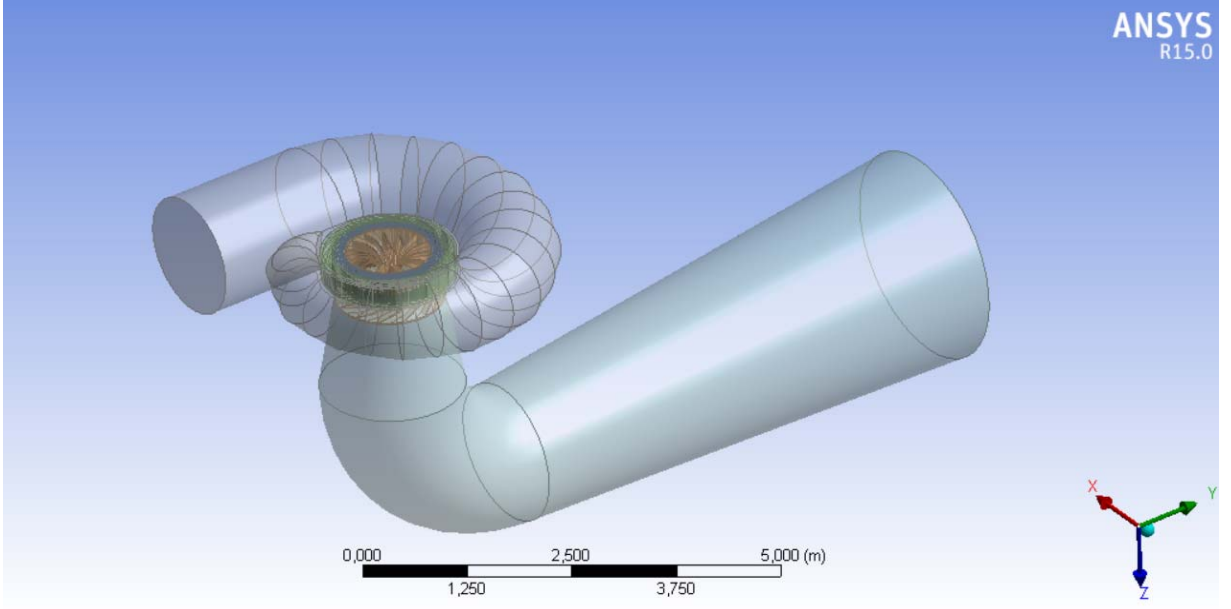


Şekil 3.5: Salyangoz Akış Hacmi



Şekil 3.6: Emme Borusu Akış Hacmi

Oluşturulan trbın bileşenlerinin akış hacimleri, ANSYS CFX programı aracılığıyla ortak yüzeyler tanımlanarak birleőtirilmiş ve aşağıdaki Francis türbini akış hacmi oluşturulmuştur.

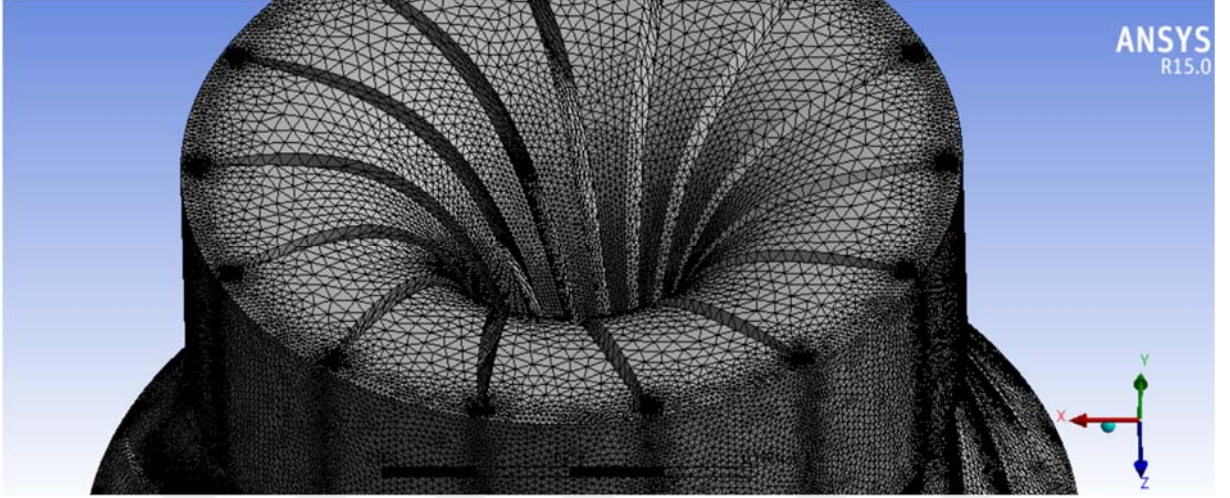


Şekil 3.7: Francis Türbini Akış Hacmi

4. SAYISAL ANALİZ VE İRDELEMELER

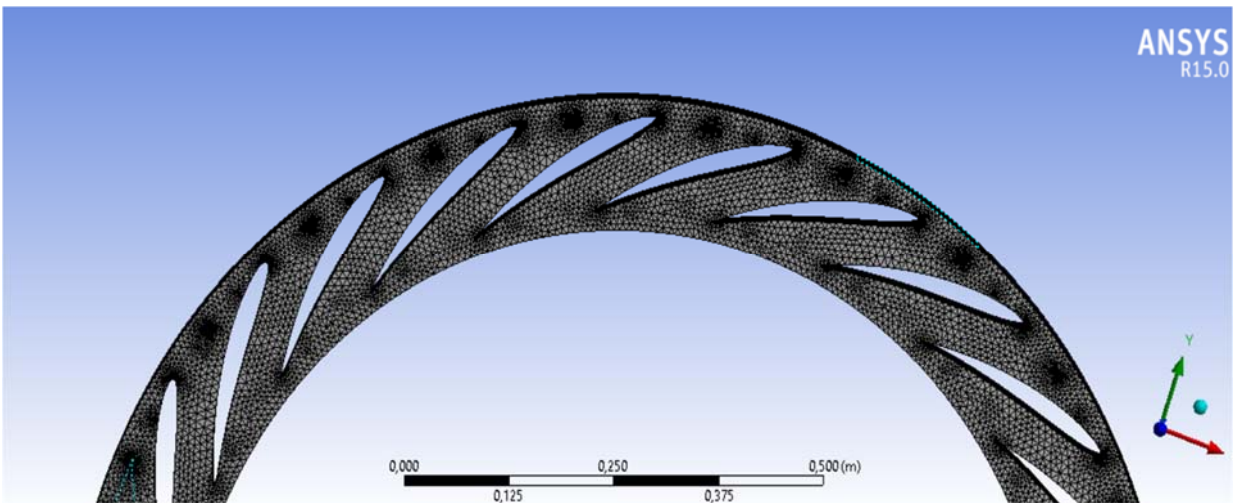
4.1 Çözüm Ağının Oluşturulması

Akış hacmini HAD analizine tabi tutulmadan önce bir çözüm ağı oluşturulması gerekmektedir. Çözüm ağı, ANSYS Meshing modülü kullanılarak oluşturulmuştur. Oluşturulan çözüm ağı aşağıda gösterilmektedir.



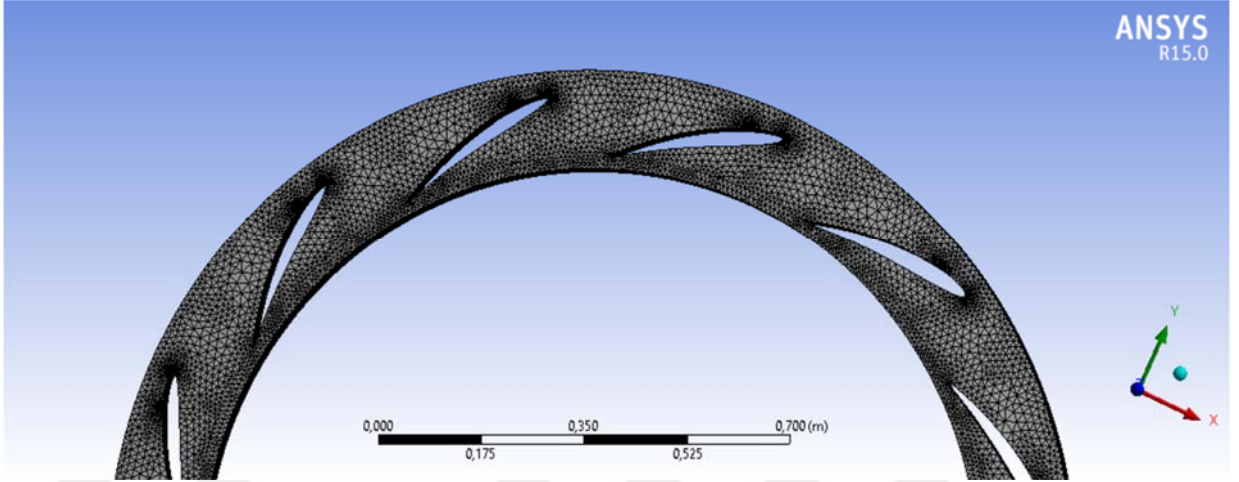
Şekil 4.1: Rotor Ağ Yapısı

Rotor hacminin çözüm ağı oluşturulurken yaklaşık 8.5 milyon eleman kullanılmış olup maksimum çarpıklık değeri 0,94 olarak elde edilmiştir.



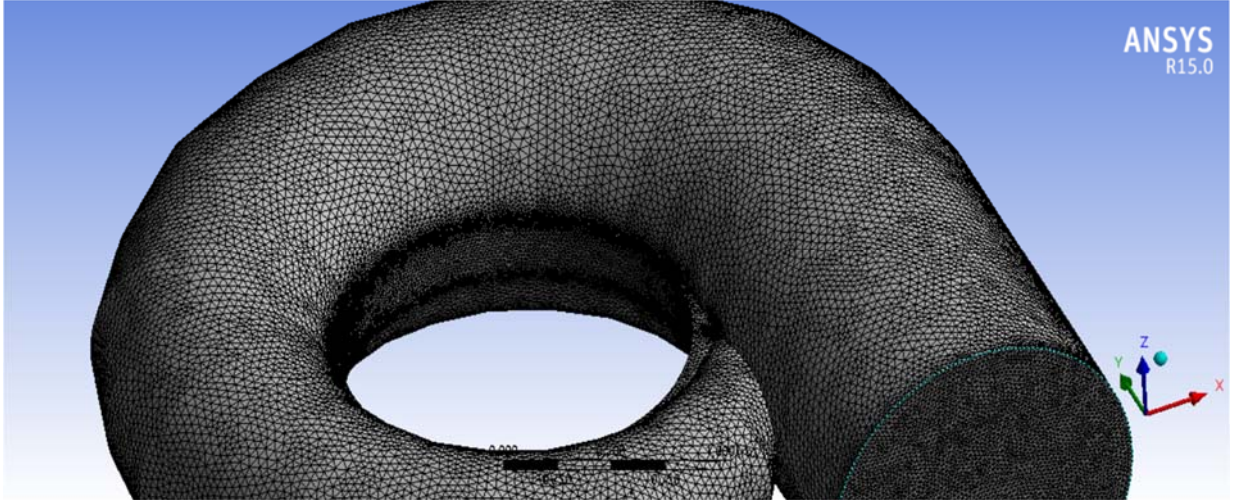
Şekil 4.2: Ayar Kanatları Ağ Yapısı

Ayar kanatları hacminin çözüm ağı oluşturulurken yaklaşık 6 milyon eleman kullanılmış olup maksimum çarpıklık değeri 0,84 olarak elde edilmiştir.



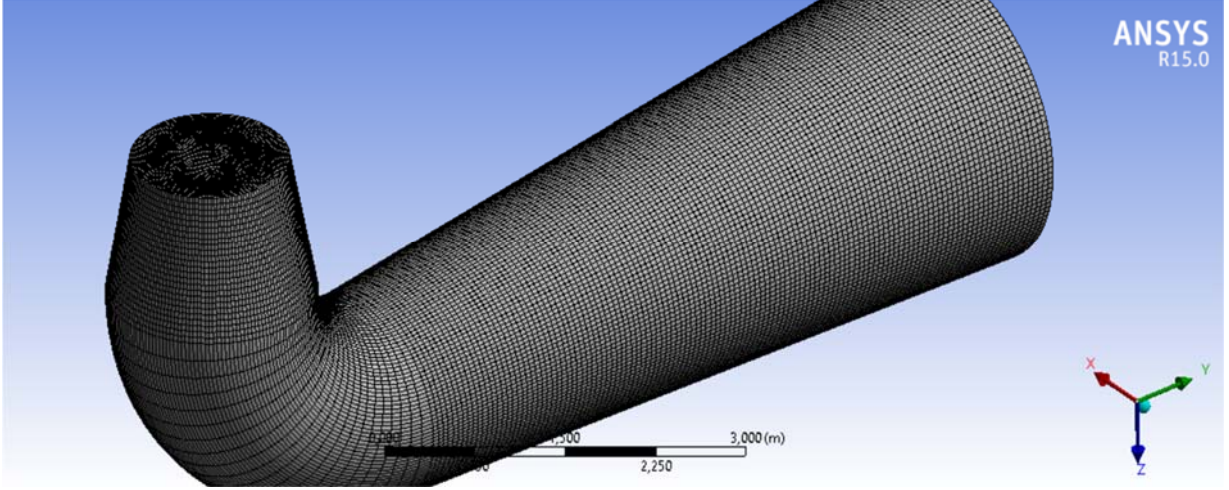
Şekil 4.3: Sabit Kanatlar Ağ Yapısı

Sabit kanatlar hacminin çözüm ağı oluşturulurken yaklaşık 3 milyon eleman kullanılmış olup maksimum çarpıklık değeri 0,84 olarak elde edilmiştir.



Şekil 4.4: Salyangoz Ağ Yapısı

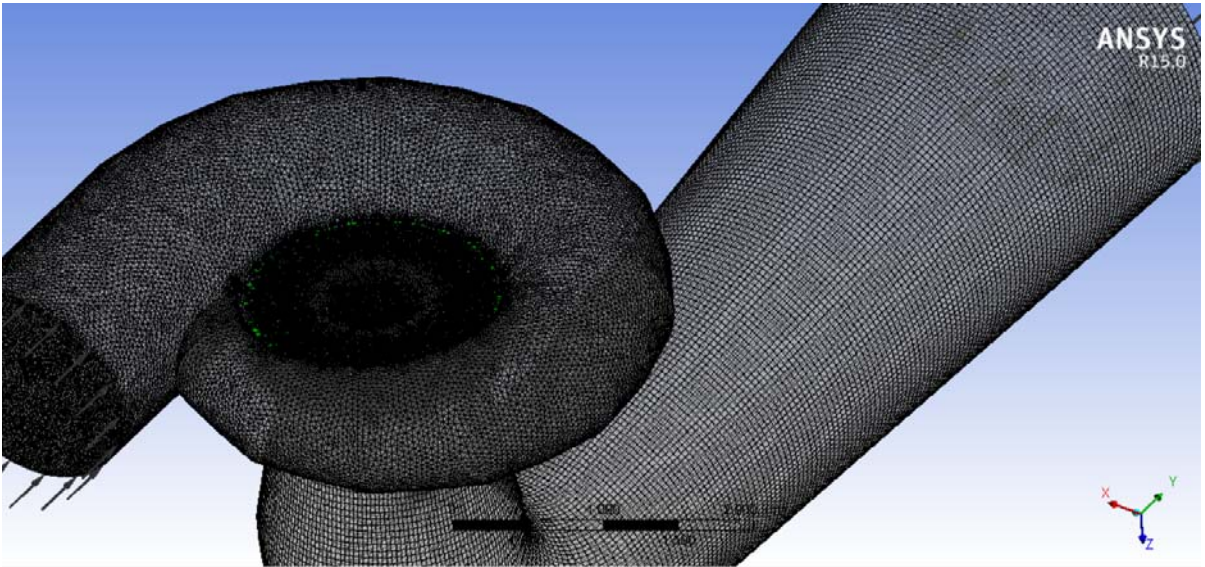
Salyangoz hacminin çözüm ağı oluşturulurken yaklaşık 2 milyon eleman kullanılmış olup maksimum çarpıklık değeri 0,84 olarak elde edilmiştir.



Şekil 4.5: Emme Borusu Ağ Yapısı

Emme borusu hacminin çözüm ağı oluşturulurken yaklaşık 700 bin eleman kullanılmış olup maksimum çarpıklık değeri 0,70 olarak elde edilmiştir.

Tüm bileşenlerin birlikte HAD analizine alınacağı göz önünde bulundurulursa, sistemin toplam eleman sayısı yaklaşık 20 milyon eleman olarak belirlenmiştir. Rotor bileşeninde elde edilen 0,94'lük çarpıklık değeri yüksek bir değer olmasına karşın rotorun karmaşık geometrisi göz önüne alınırca bu değer kabul edilebilir bir değer olduğu söylenebilmektedir. Diğer bileşenlerde elde edilen çarpıklık değerleri ise literatüre göre oldukça iyi değerler olduğu kabul edilmektedir. Tüm sistemin çözüm ağı aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 4.6: Francis Türbini Çözüm Ağı

Çalışmada belirtilen tasarım yöntemine göre, çözüm modeli oluşturulduktan sonra bu modelin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizlerine tabi tutulması gerekmektedir. Bu analizler, literatürdeki güvenilirliği nedeniyle ANSYS V.15 programının CFX modülü aracılığı ile gerçekleştirilmiştir.

Francis türbini içerisindeki akış; üç boyutlu, türbülanslı ve kararlı akış esaslarına dayanılarak incelenmiştir. Bölüm 1’de de belirtildiği gibi, türbin bileşenleri olan salyangoz, ayar kanatları, sabit kanatlar, rotor ve emme borusu birleştirilerek tek bir sistem oluşturulmuş ve analizler bu akış hacmi üzerinde gerçekleştirilmiştir.

4.2 Korunum Denklemleri

Türbin içerisindeki akış hareketleri Navier-Stokes denklemleri tarafından ifade edilmektedir. HAD analizleri kapsamında çözücünün kullandığı üç boyutlu, sıkıştırılmaz akış için Navier-Stokes denklemleri aşağıda gösterilmiştir [23].

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \rho B_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (4.1)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \rho B_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (4.2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \rho B_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4.3)$$

Bu denklemler, çalışmada kullanılacak olan türbülans modeli olan Reynolds ortalamalı Navier-Stokes yöntemiyle incelendiğinde, Reynolds gerilmeleri ve bu sebeple oluşan hız dalgalanmaları hesaba katılarak aşağıdaki şekilde yazılabilmektedir.

$$\rho \frac{D\bar{u}}{Dt} = \rho B_x - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} - \rho \overline{u'^2} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - \rho \overline{u'v'} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} - \rho \overline{u'w'} \right] \quad (4.4)$$

$$\rho \frac{D\bar{v}}{Dt} = \rho B_y - \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} - \rho \overline{u'v'} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} - \rho \overline{v'^2} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} - \rho \overline{v'w'} \right] \quad (4.5)$$

$$\rho \frac{D\bar{w}}{Dt} = \rho B_z - \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} - \rho \overline{u'w'} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} - \rho \overline{v'w'} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} - \rho \overline{w'^2} \right] \quad (4.6)$$

Akış geometrisi dairesel olduğundan, denklemler silindirik koordinatlarda tanımlanarak sayısal çözüm gerçekleştirilmiştir.

4.3 Türbülans Modeli

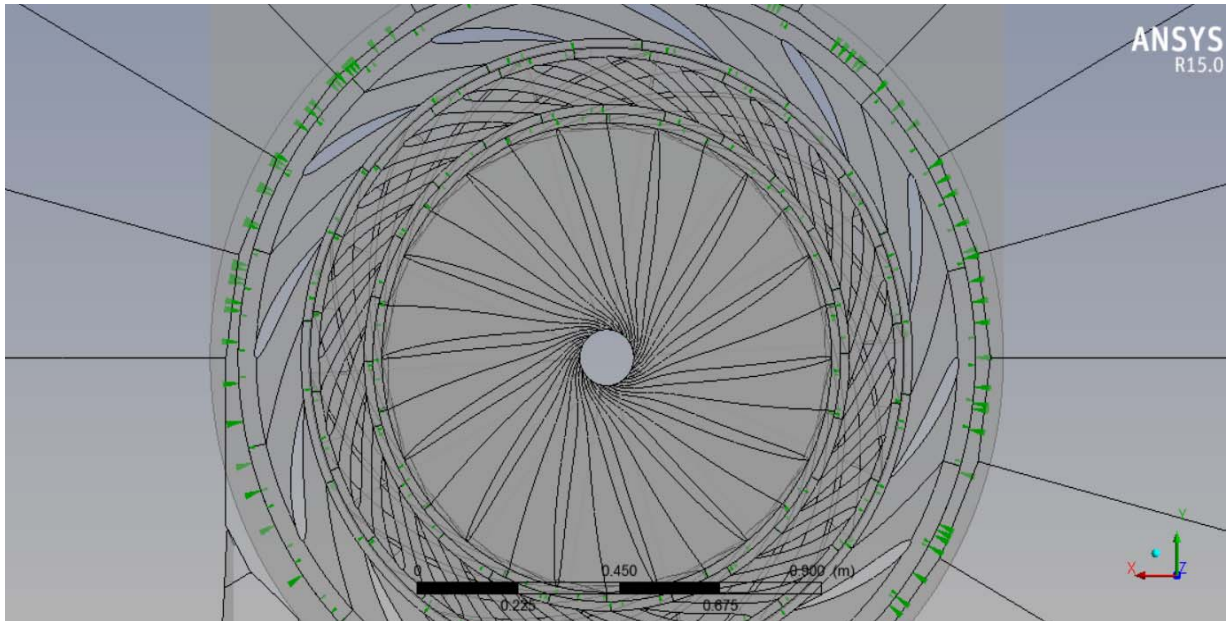
Francis türbini içerisindeki türbülanslı akış modellenirken Reynolds ortalamalı Navier-Stokes (RANS) modellerinden RNG k- ϵ türbülans modeli kullanılmıştır. Bu modelin kullanılmasının sebebi, literatürde öne çıkan çalışmalarda güvenilirliğinin kanıtlanmış olması olarak ifade edilebilir.

4.4 Ağ Yapısı Uyumu ve Yöntemler

Bölüm 1’de belirtildiği gibi akış hacimleri ayrı ayrı oluşturulup tek bir sistem halinde analizlere tabi tutulacağından, akış hacimlerinin ve dolayısıyla ağ yapılarının birleştirilmesi gerekmektedir.

Ağ yapılarını birleştirmek için uygulanmakta olan birkaç yöntem bulunmakla beraber bu çalışmada Multiple Reference Frame (MRF) yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntemde, hacimler ve ağ yapıları arasındaki birleşme yüzeylerinin uniform olma koşulu vardır. MRF yöntemi için GGI ve Frozen Rotor yaklaşımları kullanılmıştır.

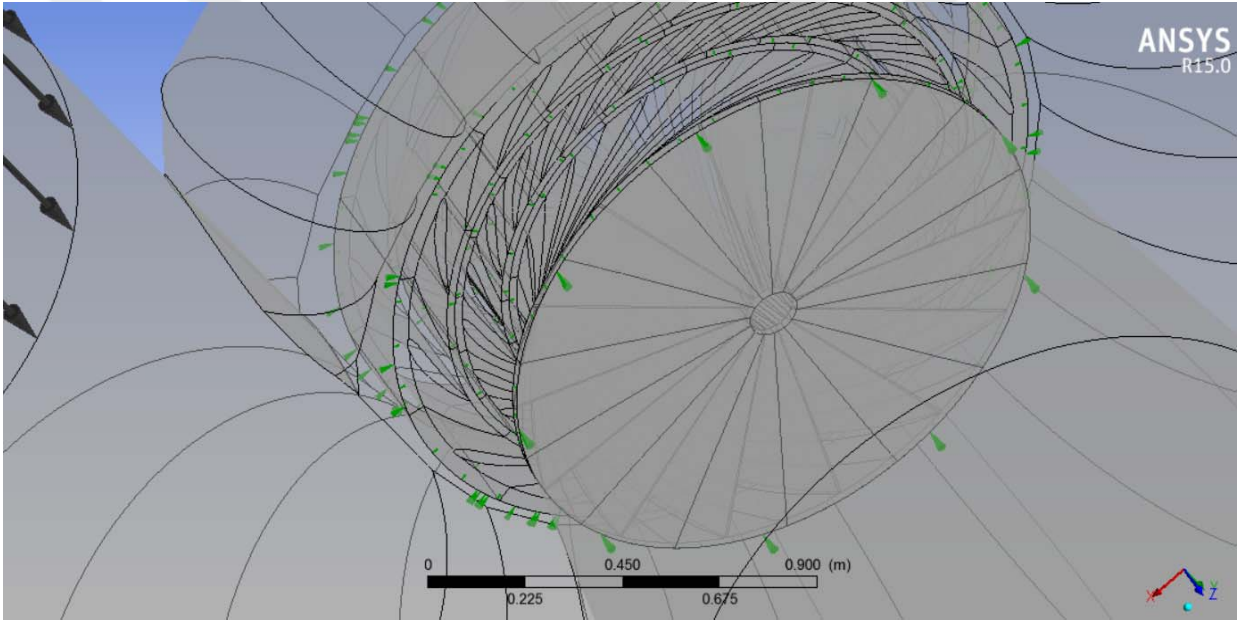
Birleşme yüzeyinin iki tarafındaki ağ yapıları eşleşme sağlamadığında, “General Grid Interface (GGI)” yaklaşımı kullanılmaktadır. Bu yaklaşım, Francis türbininin salyangoz, sabit kanatlar ve ayar kanatları hacimlerinin arasındaki birleşme yüzeylerinde kullanılmıştır.



Şekil 4.7: Kesişim Yüzeyleri

Önceki bölümlerde bahsedildiği gibi, Francis türbininde işin yapıldığı kısım olan rotor bileşeninde bir dönme hareketi meydana gelmektedir. Ancak rotoru kapsayan ayar kanatları ve eksenini, herhangi bir dönme hareketi yapmadan sabit durumda kalmalıdır. Aynı şekilde, emme borusu da rotor ile bağlantılı olacak ancak dönme hareketi meydana gelmeyecektir. Bu durumda ağ yapılarının birleştirilmesinde “Frozen Rotor” yaklaşımı kullanılmaktadır. Rotor ile emme borusu ve rotor ile ayar kanatları eksenini arasındaki birleşme yüzeyleri için “Frozen Rotor” yaklaşımı kullanılmıştır.

Şekil 4.7 ve Şekil 4.8’de ANSYS CFX aracılığıyla akış hacimlerinin birleşme yüzeylerinin tanımlandığı görülmektedir.



Şekil 4.8: Kesişim Yüzeyleri (2.görünüş)

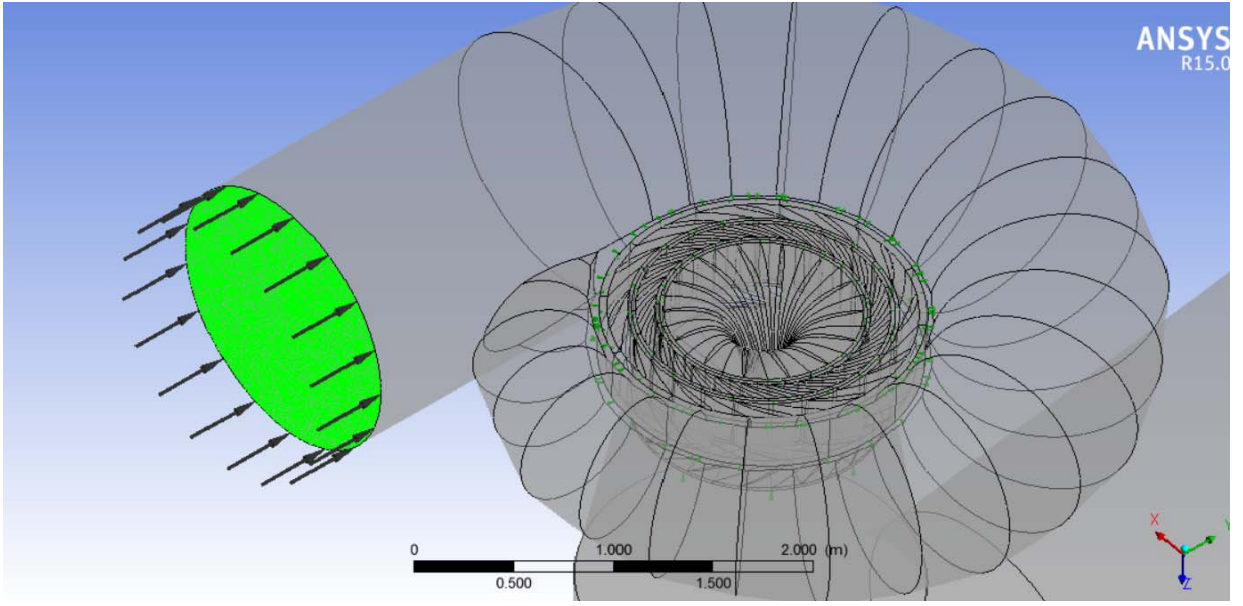
Analizlerde ayrıklaştırma yöntemi olarak sonlu hacimler yöntemi, taşınım yöntemi olarak ise yüksek çözünürlük yöntemi kullanılmıştır.

4.5 Sınır Koşulları

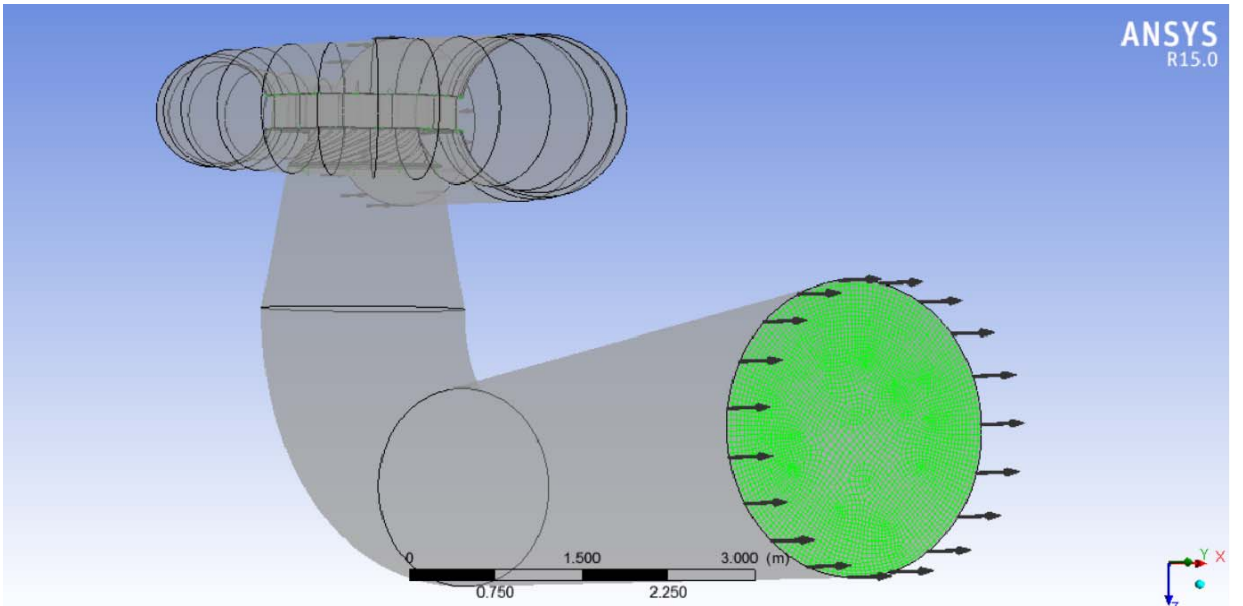
Çözücü, çözüm işlemine geçmeden önce başlangıç ve bitiş sınır koşulları tanımlanması gerekmektedir. Tüm bileşenler tek bir sistem üzerinden inceleneceğinden, salyangoz giriş sınır koşulu ve emme borusu çıkış sınır koşulu tanımlanmıştır.

Bölüm 3'te geometrik benzeşim ile elde edilen debi değeri, salyangoz giriş kesidi için giriş sınır koşulu olarak tanımlanmıştır. Emme borusu çıkışında ise su atmosfere açılacağından emme borusu çıkış sınır koşulu olarak da basınç değeri tanımlanmıştır. Şekil 4.9 ve Şekil 4.10'da sınır koşullarının tanımlandığı giriş ve çıkış kesitleri gösterilmiştir.

- Salyangoz girişinde (Şekil 4.9) : $\dot{m} = 4160 \text{ kg/s}$
- Emme borusu çıkışında (Şekil 4.10) : $P = 1 \text{ atm}$



Şekil 4.9: Türbin Giriş Kesidi



Şekil 4.10: Türbin Çıkış Kesidi

Böylece sınır koşulları; 4160 kg/s kütleli debi girişi ve 1 atm statik basınç çıkışı olarak belirlenmiştir. Analiz sonucu yakınsama işleminde, hedeflenen denklemlerin artık değerleri ise 10^{-5} mertebesinde belirlenmiştir.

4.6 Çözüm Modelinin Doğrulanması

Önceki bölümlerde belirlenen çözüm modelinin HAD analizlerine uygulanmadan önce doğrulanması gerekmektedir. Bu doğrulama, deneysel verilerle yapılabileceği gibi daha önce yapılan literatürdeki bir çalışma aracılığıyla da sağlanabilmektedir.

Bu çalışmada çözüm modelinin doğrulanması; Akın, Çelebioğlu ve Aradağ'ın literatürdeki "A CFD-Based Design Methodology For Hydraulic Turbines Applied To A Case Study In Turkey" adlı çalışmaları aracılığıyla yapılmıştır. Söz konusu çalışmada bir Francis türbininin bileşenleri ayrı ayrı HAD analizine tabi tutulmuş ve sonuç olarak %92,4 'lük bir sistem verimi elde edilmiştir [2].

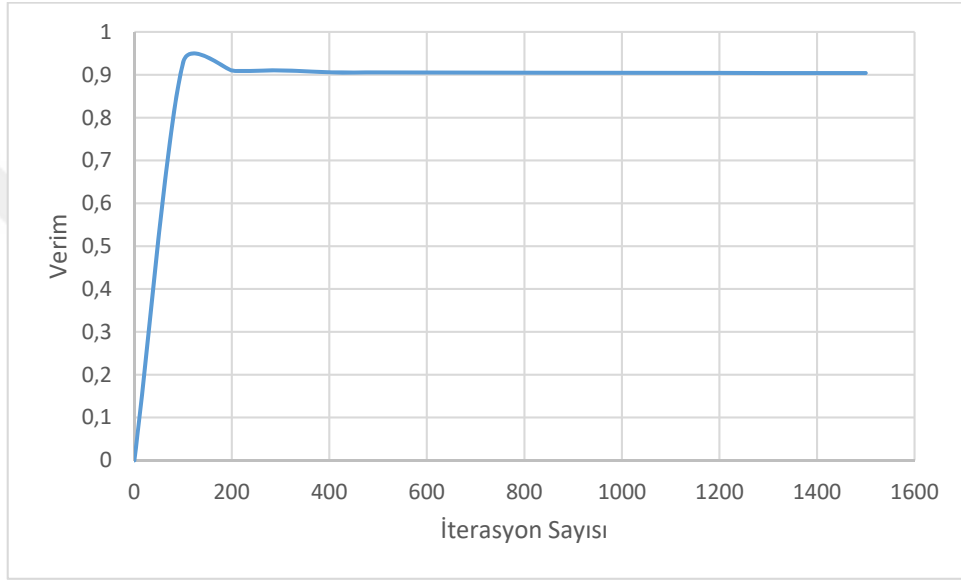


Şekil 4.11: İterasyona Göre Tork Değişimi

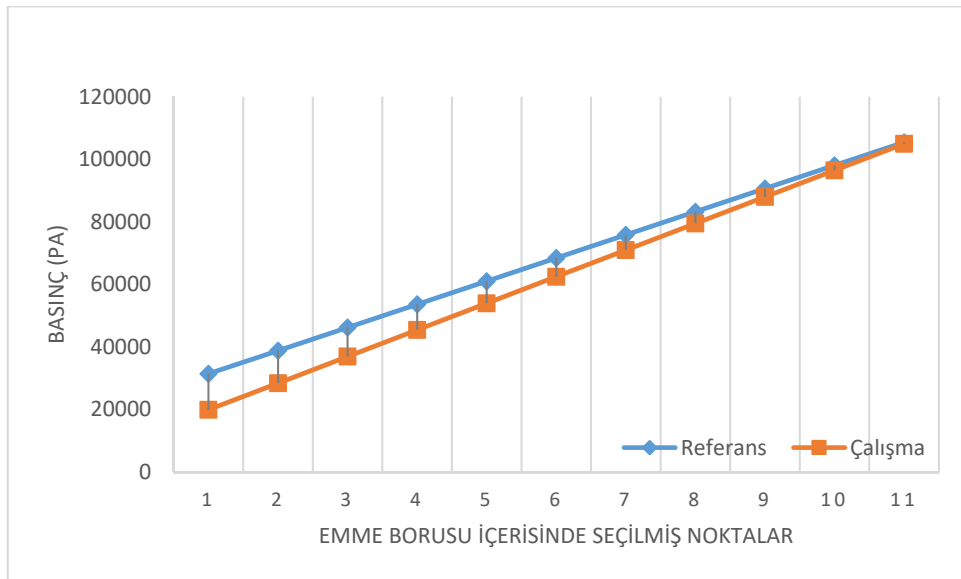
Referans çalışmanın debi ve düşü değerleri kullanılarak oluşturulan doğrulama modeli HAD analizlerine tabi tutulmuş ve yapılan HAD analizleri sonucu sistemin toplam verimi %91 olarak elde edilmiştir. Yapılan analizler sonucu elde edilen değerler Şekil 4.11 ve Şekil 4.12'de gösterilmiştir.

Referans çalışmadaki basınç dağılımları incelenmiş ve bu çalışmada oluşturulan doğrulama modeli üzerindeki basınç dağılımları ile birçok noktada benzerlik gösterdiği görülmüştür.

Şekil 4.13'te referans alınan çalışmadaki türbinin emme borusu ile oluşturulan doğrulama modelindeki emme borusunda gelişen basınç dağılımları arasında karşılaştırma yapılmıştır. Görüldüğü gibi basınç dağılım eğrileri, ufak sapmalar dışında benzerlik göstermektedir.



Şekil 4.12: İterasyona Göre Verim Değişimi



Şekil 4.13: Basınç Değerleri Karşılaştırması

Bu sonuçlar doğrultusunda, elde edilen %91'lik verim değerinin, baz alınan çalışmadaki %92,4'lük verim değerine ihmal edilebilir hatalar dışında uygun olduğu görülmektedir. Böylece çözüm modelinin doğru olduğu kabul edilebilir.

4.7 İterasyon Sayısından Bağımsızlık

Analizler, modellemeler sabit tutulup, farklı iterasyon sayılarında gerçekleştirilerek analizlerin iterasyon sayısından bağımsızlığı kontrol edilmiştir.

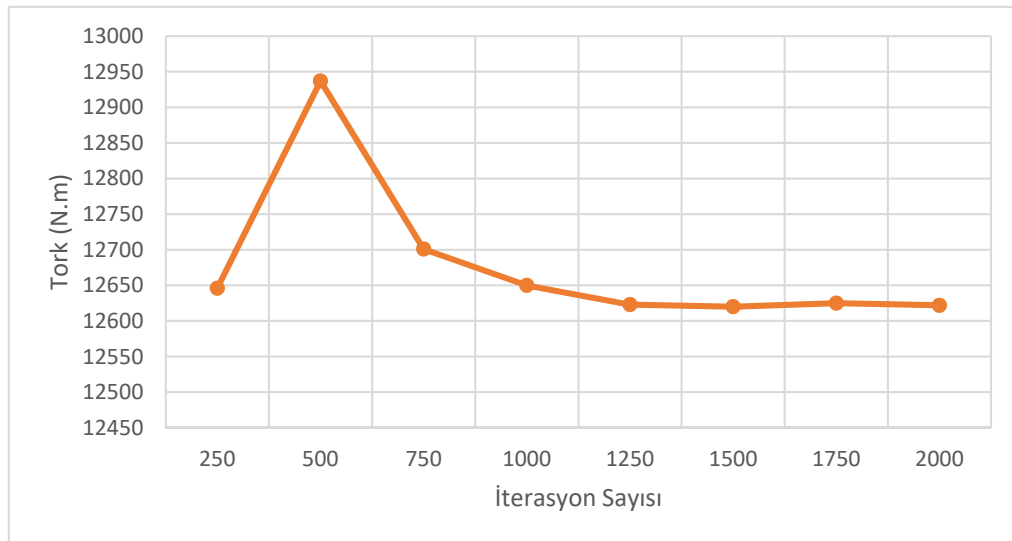
Tablo 4.1'de, 22 derecelik hücum açısına sahip yönlendirici kanatlar kullanılarak yapılan analizde farklı iterasyonlardan alınan sonuçlar gösterilmiştir.

Tablo 4.1'den elde edilen değerler ile bir grafik oluşturulmuştur. Tablo 4.1 ve Şekil 4.14'te görülen grafikten de anlaşılacağı gibi, analiz sonuçları belirli bir iterasyon sayısından sonra çok az miktarda değişmektedir.

Bu nedenle, çok sayıda iterasyonda analizi sürdürmek yerine, uygun sonucun alındığı ilk iterasyon sayısında analizi sonlandırmak hem zaman hem de uygulanabilirlik açısından kazanımlar sağlayacaktır.

Tablo 4.1: İterasyon Sayısından Bağımsızlık

İterasyon Sayısı	250	500	750	1000	1250	1500	1750	2000
Tork(N.m)	12646	12937	12701	12650	12623	12620	12625	12622



Şekil 4.14: İterasyon Sayısından Bağımsızlık

Bu durumda, 1000 iterasyondan sonra analizin, çok yakın sonuçlar verdiği kabul edilerek, iterasyon sayısından bağımsız hale geldiği söylenebilmektedir.

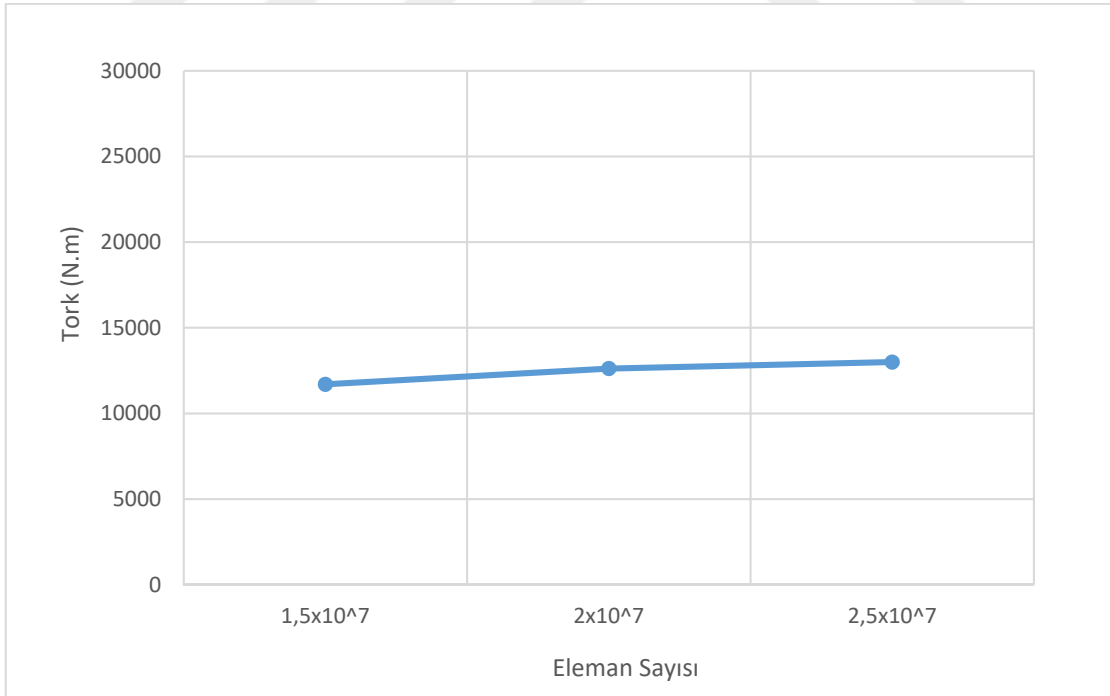
4.8 Ağ Yapısından Bağımsızlık

Analizler, ağ yapılarında farklı element sayıları oluşturularak gerçekleştirilmiş ve analizlerin ağ yapısından bağımsız olduğu görülmüştür. Tablo 4.2'de farklı ağ yapılarında alınan sonuçlar gösterilmiştir.

Tablo 4.2: Eleman Sayısına Göre Tork Değerleri

Eleman Sayısı	$1,5 \times 10^7$	$2,2 \times 10^7$	$2,5 \times 10^7$
Tork Değeri (N.m)	11700	12622	12500

Şekil 4.15'te farklı eleman sayılarında elde edilen tork değerleri ile bir grafik oluşturulmuştur. Her bir eleman sayısında alınan tork değerlerine bakıldığında aralarında çok büyük farklar görülmemektedir.



Şekil 4.15: Ağ Yapısından Bağımsızlık

Buna göre yapılan analizlerin ağ yapısından ve eleman sayısından bağımsız olduğu söylenebilmektedir.

4.9 Sayısal Sonuçlar ve İrdelemeler

Tüm modellemeler gerçekleştirilip sınır koşulları tanımlandıktan sonra, teorik bilgiler ışığında belirlenen parametrelere göre analizler gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen analizler sonucunda basınç ve hız dağılımları elde edilip incelenmiştir.

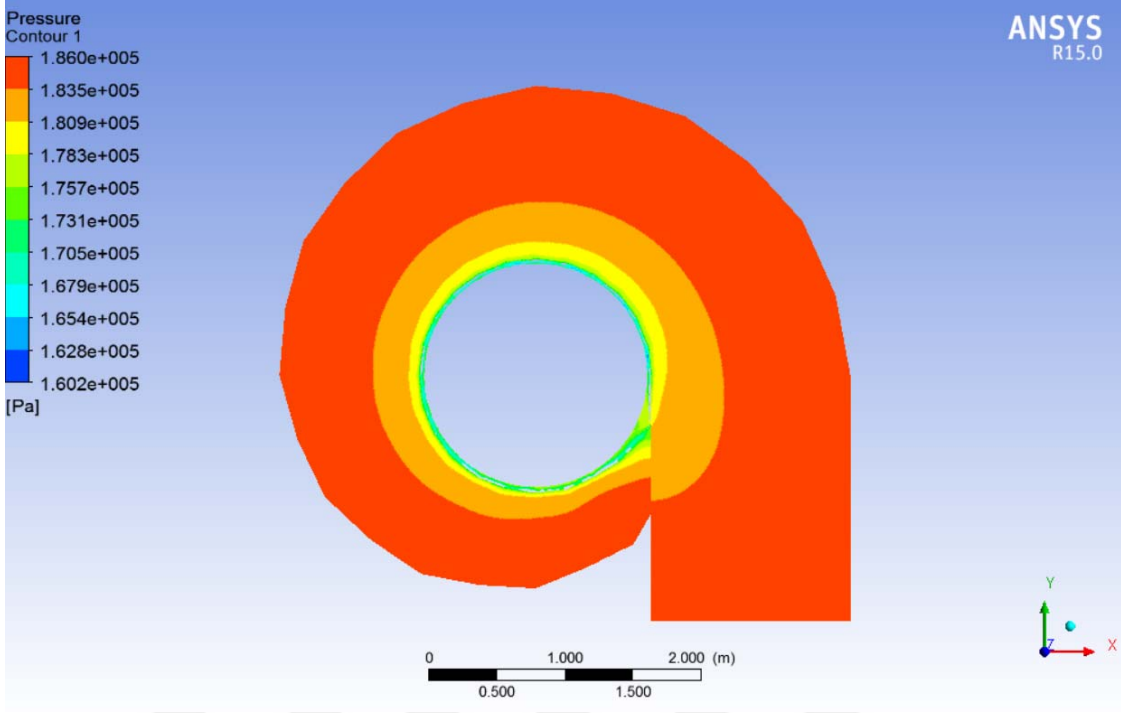
Bunun yanısıra, ayar kanatları açıları değiştirilerek farklı ayar kanadı açılarında analizler yapılmış birbirinden farklı durumlar için analiz sonuçları aşağıda gösterilmiştir. Ayar kanatları açısına göre elde edilen durumlar aşağıdaki gibi belirtilmiştir.

- **1. durum:** Ayar kanatları açısının $\alpha=23^\circ$ olduğu durum
- **2. durum:** Ayar kanatları açısının $\alpha=22^\circ$ olduğu durum
- **3. durum:** Ayar kanatları açısının $\alpha=21^\circ$ olduğu durum
- **4. durum:** Ayar kanatları açısının $\alpha=20^\circ$ olduğu durum
- **5. durum:** Ayar kanatları açısının $\alpha=15^\circ$ olduğu durum

Yukarıda tanımlanan beş farklı ayar kanadı açısına göre analizler yapılmış ve yapılan incelemede verimin maksimum olduğu açının 22° olduğu görülmüştür. Her bir durum için basınç dağılımları ile verim değerleri ve en verimli durum için hız dağılımları, türbülanslı kinetik enerji dağılımları tespit edilmiş ve aşağıda gösterilmiştir.

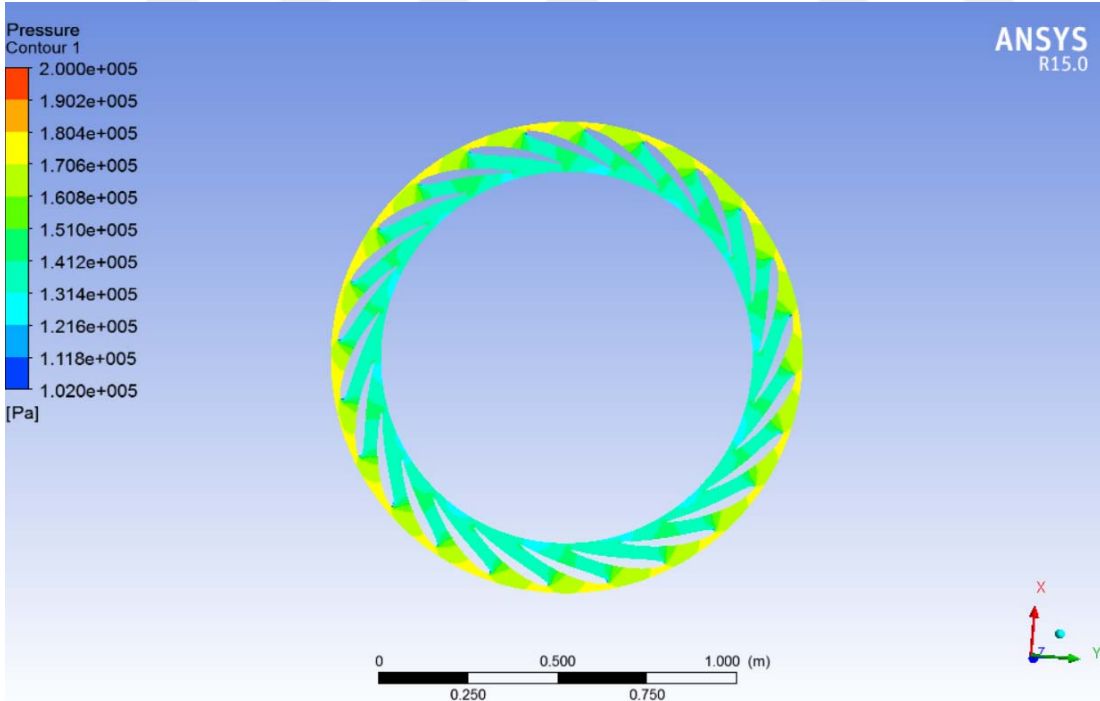
4.9.1 I. durum ($\alpha=23^\circ$)

Birinci durumda, 23° 'lik ayar kanadı açısına göre analizler yapılmıştır. Türbin bileşenleri için elde edilen basınç dağılımları aşağıda gösterilmiştir.



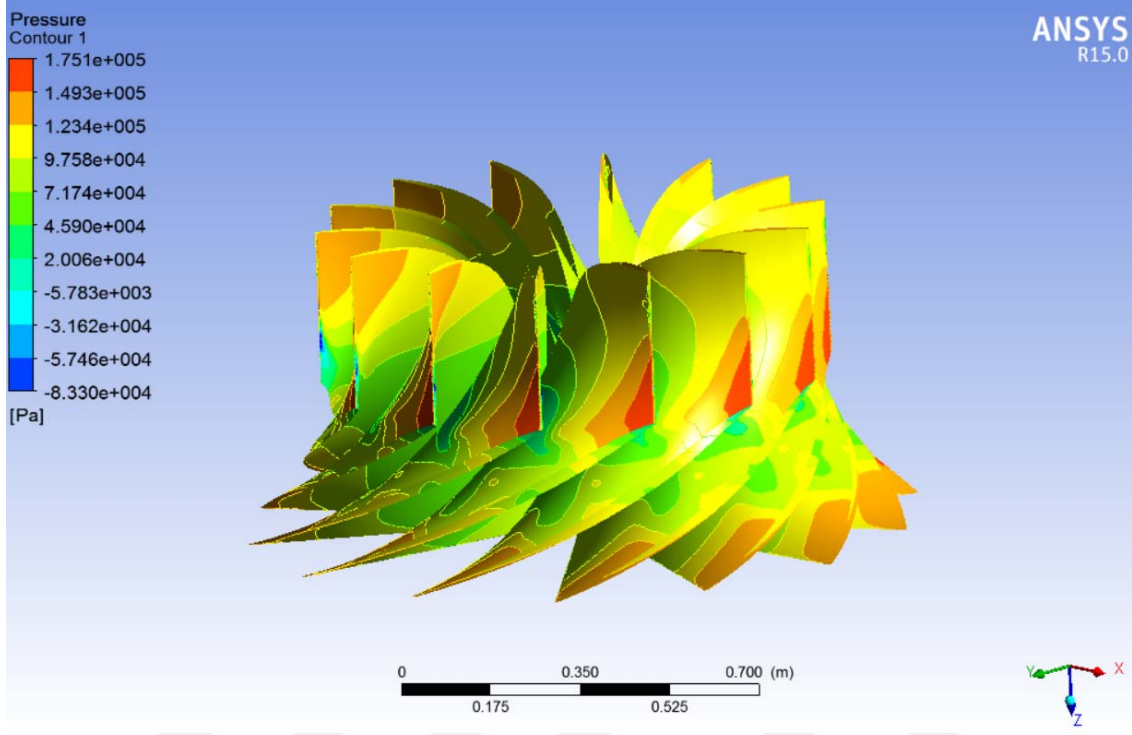
Şekil 4.16: Salyangoz Basınç Dağılımı ($\alpha=23^\circ$)

Salyangoz üzerindeki basınç dağılımı incelendiğinde, basıncın sabit ve ayar kanatlarına doğru kademeli bir şekilde azaldığı gözlemlenmiştir.

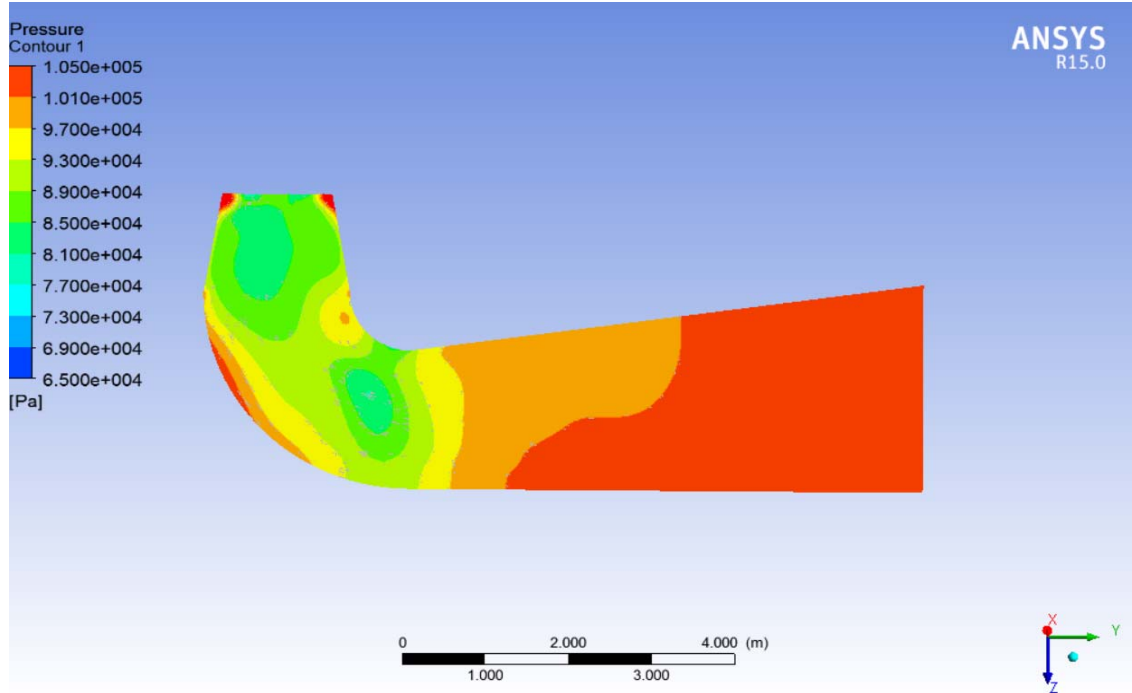


Şekil 4.17: Ayar Kanatları Basınç Dağılımı ($\alpha=23^\circ$)

Ayar kanatları üzerindeki durma noktası, kanadın simetri ekseninden ötelenmiş olarak görülmektedir. Bu durum için, bu ayar kanadı açısının türbin verimi üzerinde olumsuz bir etki yaratacağı ve düşük verim elde edilebileceği öngörülmüştür.



Şekil 4.18 : Rotor Basınç Dağılımı ($\alpha=23$)

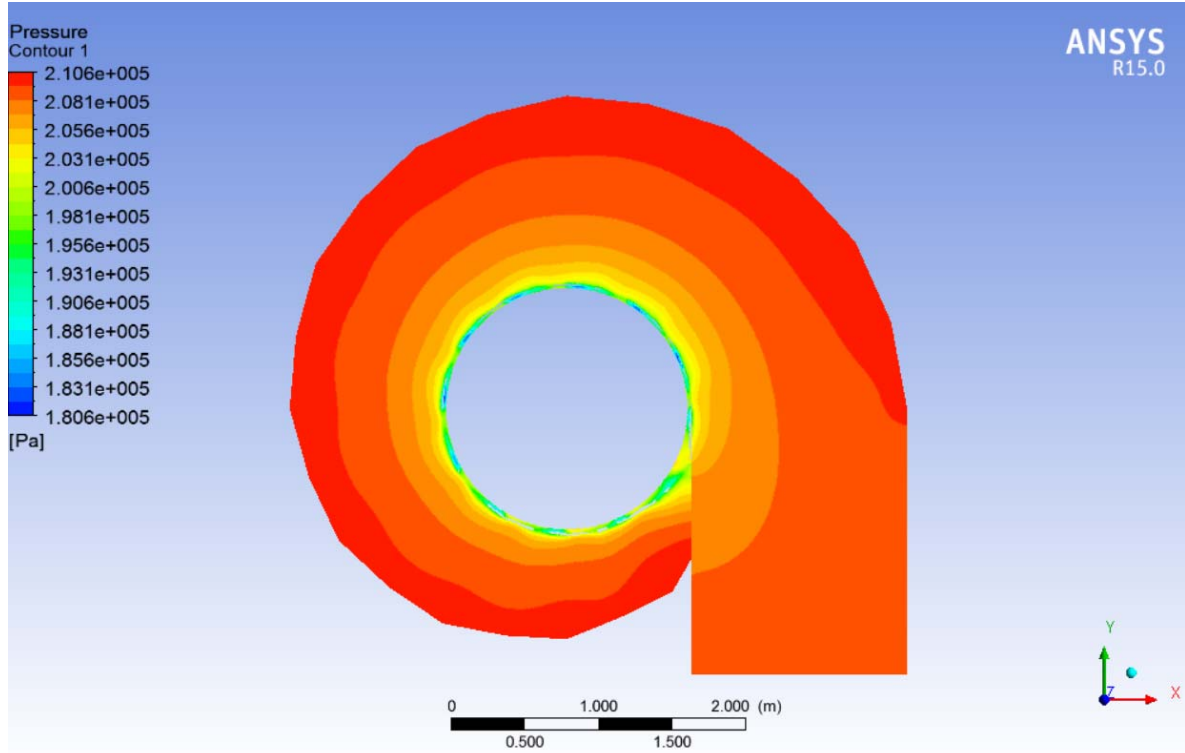


Şekil 4.19: Emme Borusu Basınç Dağılımı ($\alpha=23$)

Emme borusu orta düzlemindeki basınç dağılımı göz önüne alındığında, emme borusu dirseğinden sonra bir alçak basınç noktasının meydana geldiği görülmektedir. Bu alçak basınç bölgesinin türbin verimine etki edebileceği öngörülmüştür. Bu alçak basınç noktası haricinde akış alanında olağandışı bir durum görülmemektedir. Basıncın kademe kademe arttığı söylenebilir. Analizler sonucu elde edilen verim değeri, %89'dur.

4.9.2 II. durum ($\alpha=22^\circ$)

İkinci durumda, Denklem 1.11'de hesaplanan ayar kanadı açısı olan 22° 'ye göre analizler yapılmıştır.

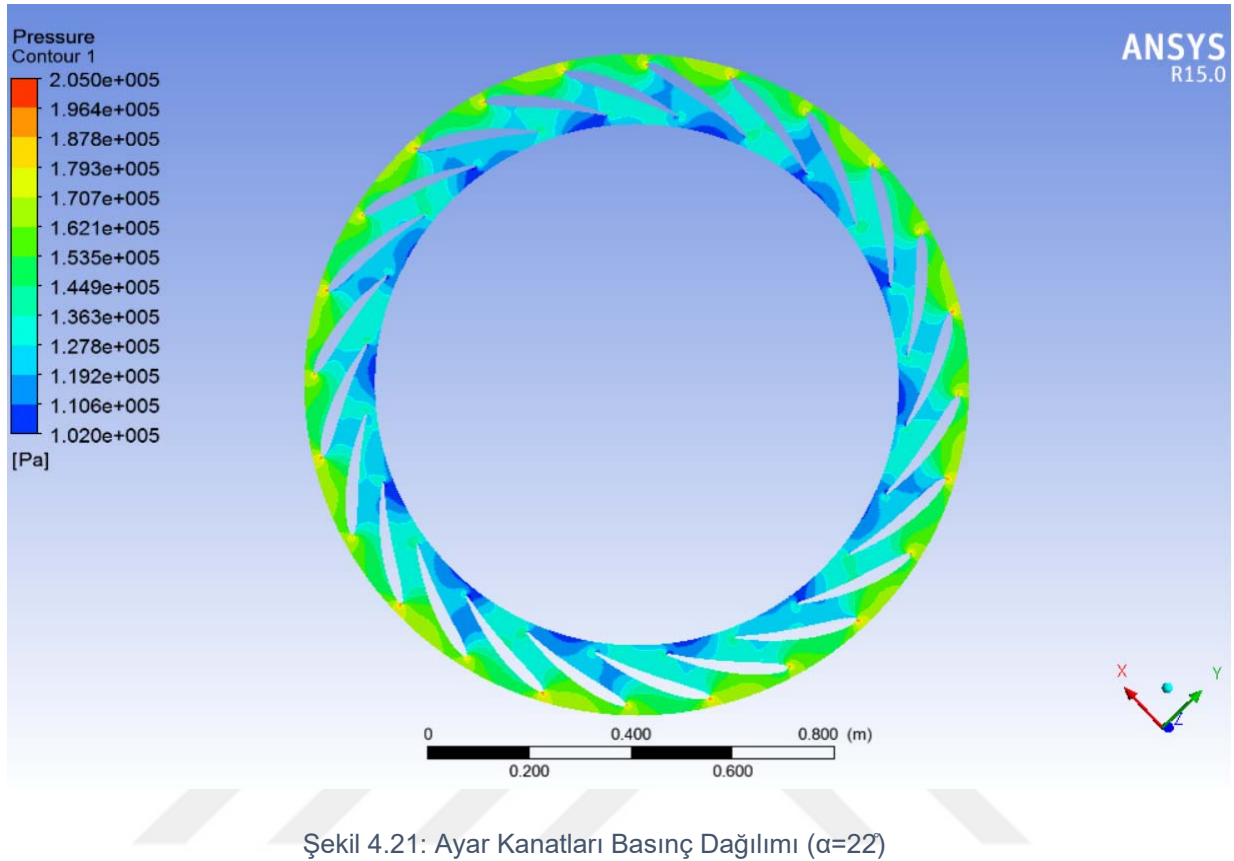


Şekil 4.20: Salyangoz Basınç Dağılımı ($\alpha=22^\circ$)

Şekil 4.20'de görüldüğü gibi, salyangoz kesitlerinin birleştiği noktalarda yüksek basınç gözlemlenmiştir. Bu yüksek basıncın sebebi, kesitlerin birleşme noktalarının dirsek işlevi görmesinden kaynaklanmaktadır.

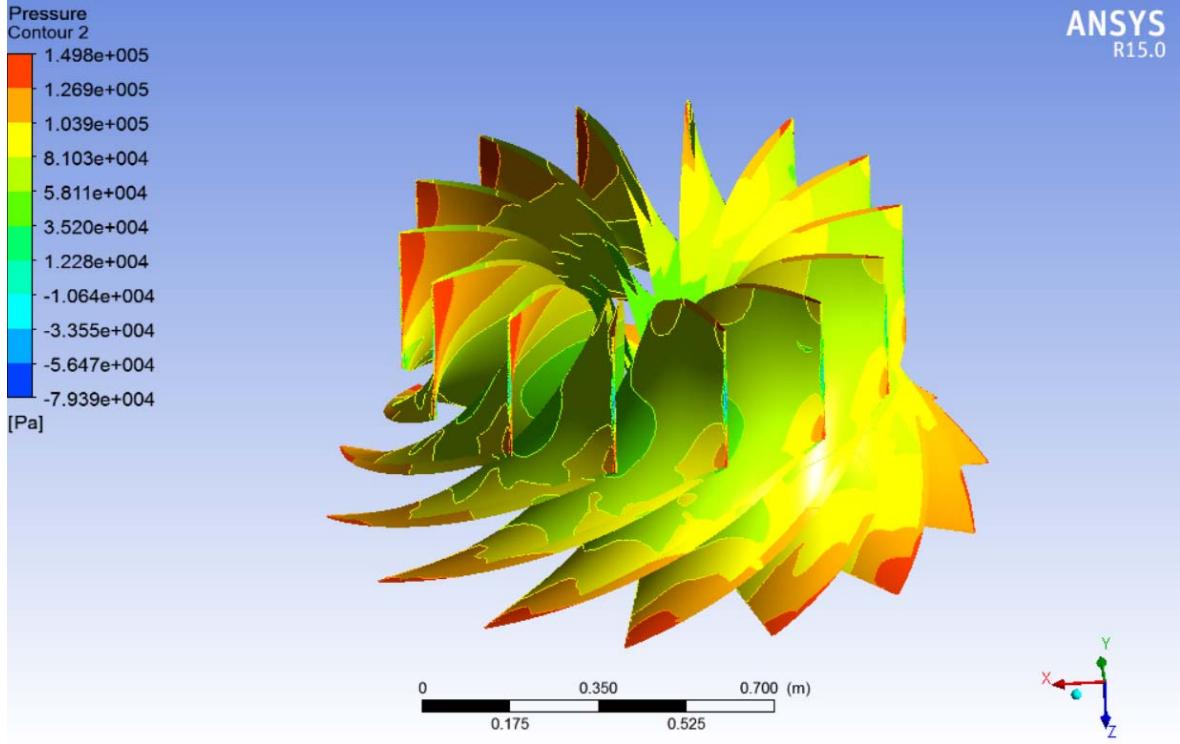
Salyangoz çıkış kesidine doğru basınç dağılımının kademe kademe azalarak, kararlı bir seyir izlediği görülmektedir. Her bir ayar kanadı için bir bölümü olan salyangoz hacminin çıkış noktasında, her bölmede eşit basınç dağılımı olduğu

gözlemlenmektedir. Akış düzenli olup, her bir bölmede, eşit basınçta, sabit kanatlara doğru giriş yapmaktadır.



Ayar kanatları üzerindeki basınç dağılım konturları Şekil 4.21'de gösterilmiştir. Görselden de anlaşılacağı üzere, Salyangozdan yüksek basınçta gelen akım ayar kanatlarına çarptıkça basıncını kaybeder ve hızlanmaya başlar. Böylece akımın olabilecek maksimum hızda türbin rotoruna girmesi sağlanır.

Durma noktasının ayar kanatlarının giriş ucunun simetri ekseninde görülmesi, bileşenler arası akış uyumunun sağlandığını ve suyun ayar kanatlarına doğru bir açı ile geldiğini göstermektedir.



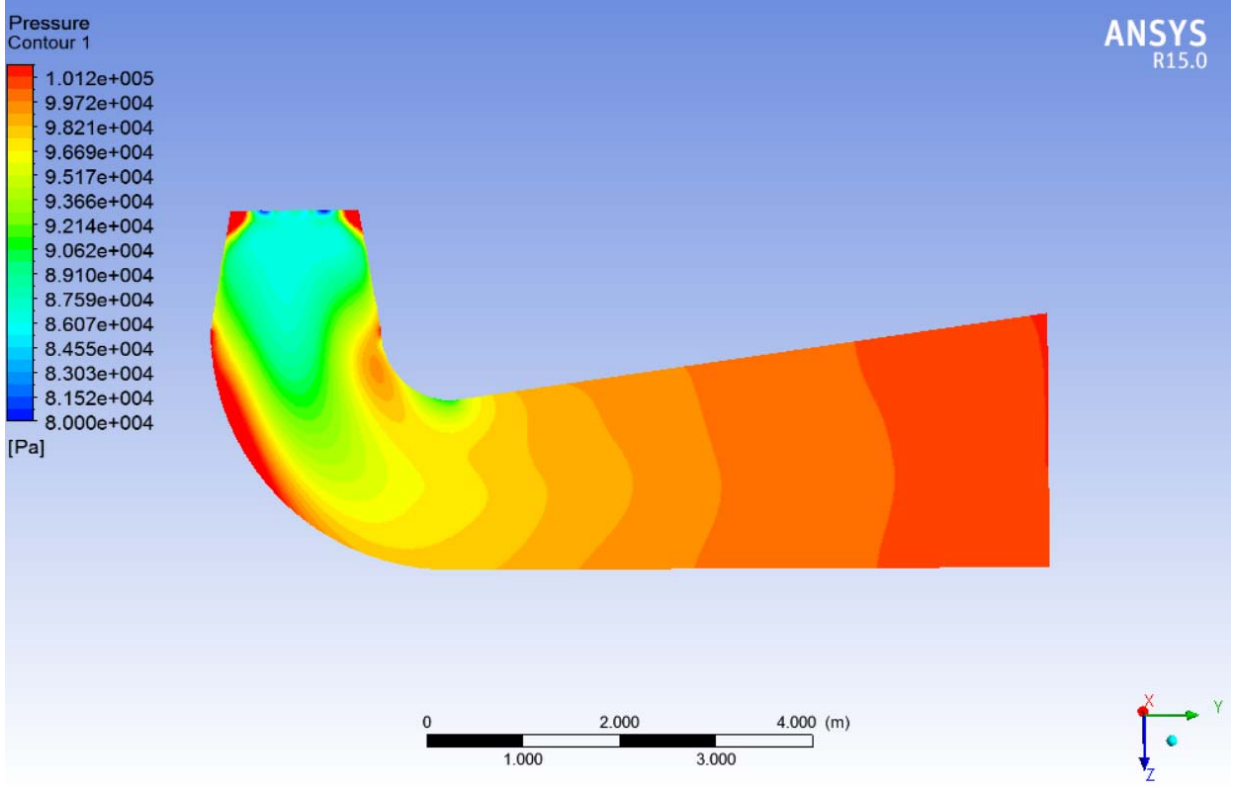
Şekil 4.22: Rotor Basınç Dağılımı ($\alpha=22^\circ$)

Rotor kanatçıklarının üzerindeki basınç dağılımı Şekil 4.22’de görülmektedir. Kanadın akım çizgilerinin çarptığı kısımda yüksek basınç, arka kısmında ise alçak basınç bölgesi meydana geldiği görülmektedir. Bu basınç farkı dönme hareketini sağlayan başlıca etmenlerden biridir.

Rotordan çıkan su, emme borusuna düşük basınç ve yüksek hızda girmektedir. Emme borusunun içerisinde genişleyen kesit ile birlikte akış hızının düşmesi ve su basıncının, verilen sınır koşullarına göre 1 atm’lik basınca doğru yükselmesi beklenmektedir.

Şekil 4.23’te emme borusunun giriş kesidindeki köşelerde ve ilerleyen kesitlerinde dirsek bölgelerinde yüksek basınç oluşması haricinde basınç dağılımının düzgün ilerlediği söylenebilir. Dirseklerde yüksek basınç görülmesi normal karşılanmaktadır. Emme borusu çıkış kesidinde basıncın 101,2 kPa dolaylarında seyretmesi, çıkış sınır koşulu olan 1 atm’lik değerle uyum göstermektedir.

Böylelikle, emme borusundaki basınç dağılımının düzgün bir dağılım gösterdiği ve kabul edilebilir bir bulgu olduğu söylenebilir.



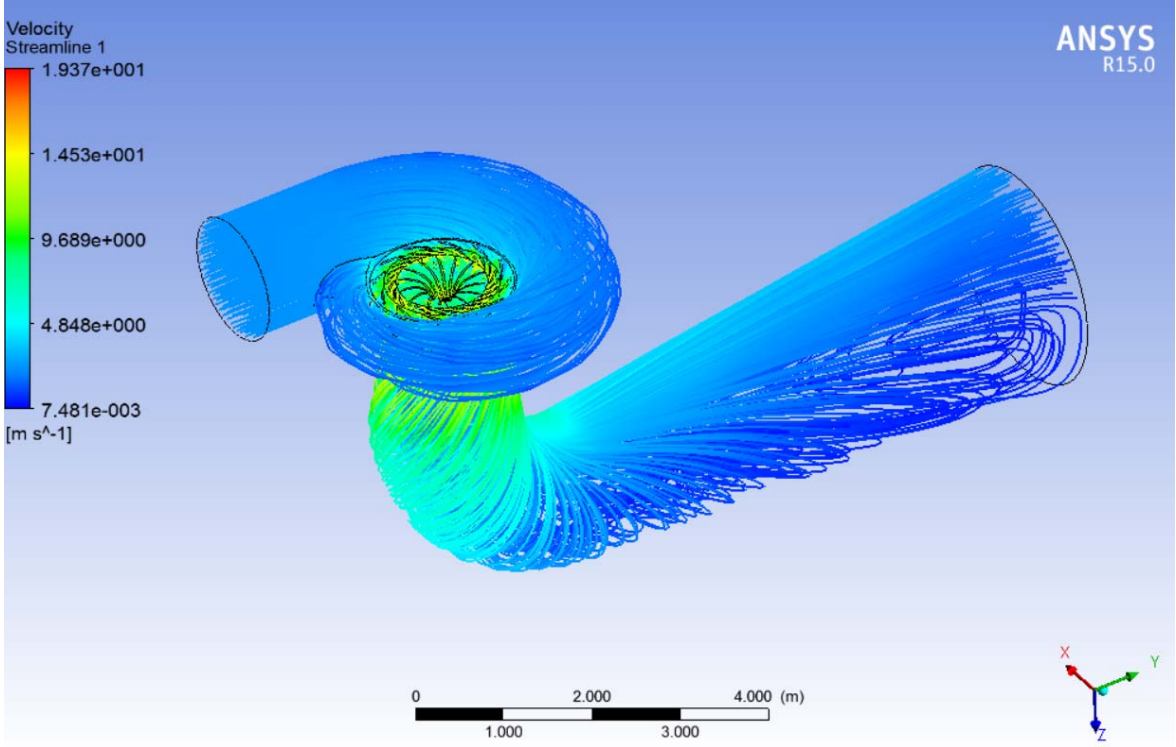
Şekil 4.23: Emme Borusu Basınç Dağılımı ($\alpha=22$)

Türbin içerisindeki hız dağılımı ve akım çizgileri Şekil 4.24'te gösterilmiştir. Emme borusu içerisinde akış, rotorda kazandığı dönme hareketi sebebi ile dalgalanmalara sebep olmuş ancak çıkış kesidinde düzenli hale gelmiştir. Türbin içerisindeki en yüksek hız değerinin yaklaşık 20 m/s, ve en düşük hız değerinin ise yaklaşık 0,007 m/s olduğu görülmektedir.

Akım çizgilerinden de anlaşılacağı gibi, salyangozda ilerleyen akım, sabit kanatlar ve ayar kanatları yardımıyla rotora yönlendirilmiştir. Burada, ayar kanatlarının akış hızını arttırdığı görülmektedir. Bu durum, önceki bölümlerde belirtildiği gibi ayar kanatlarının akış debisi üzerinde önemli etkisi olduğu tezini doğrulamaktadır.

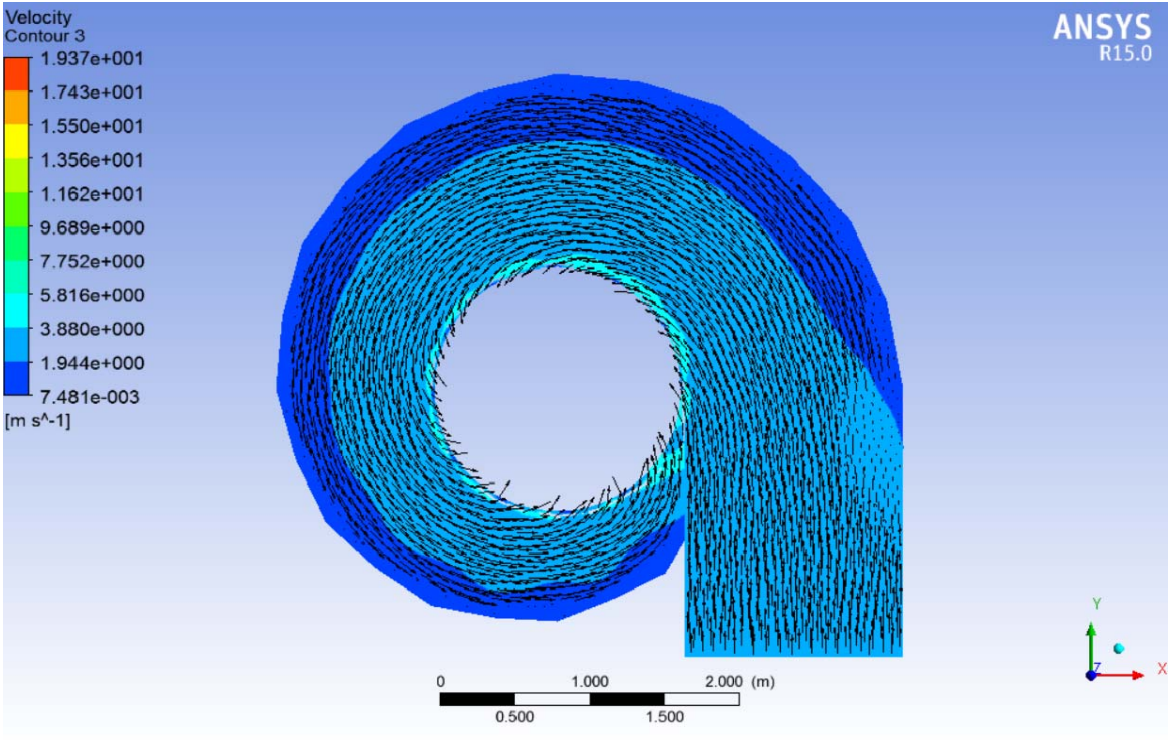
Rotora belirli bir hız kazanarak gelen akım, türbin çarkını döndürmekte ve kinetik enerjisinin bir kısmını rotor kanatçıklarında mekanik enerjiye çevirdiğinden, hızını bir miktar kaybederek emme borusuna giriş yapmaktadır. Emme borusuna yüksek hız ve düşük basınçta giren akım, bu türbin bileşeninin büyüyen kesitleri yardımıyla hızını kaybetmekte ve yüksek basınca sahip olmaktadır.

Sonuç olarak akım, emme borusu çıkışında atmosfer basıncında ve düşük hızda çıkmaktadır.

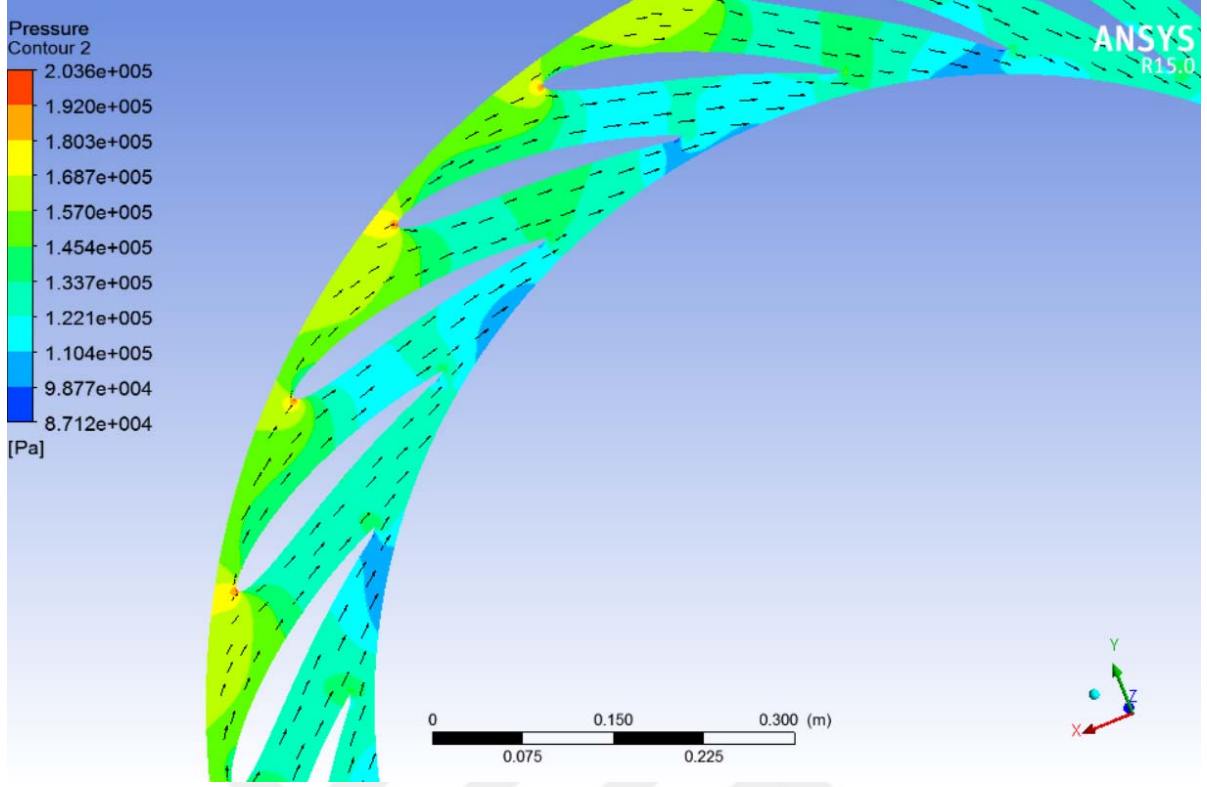


Şekil 4.24: Hız Dağılımı ve Akım Çizgileri ($\alpha=22^\circ$)

Yönlendirici kanatların 22° 'lik hücum açısına sahip olduğu durum için her bir türbin bileşeninde akımın seyrettiği hız dağılımları, Şekil 4.25-29'te gösterilmiştir.



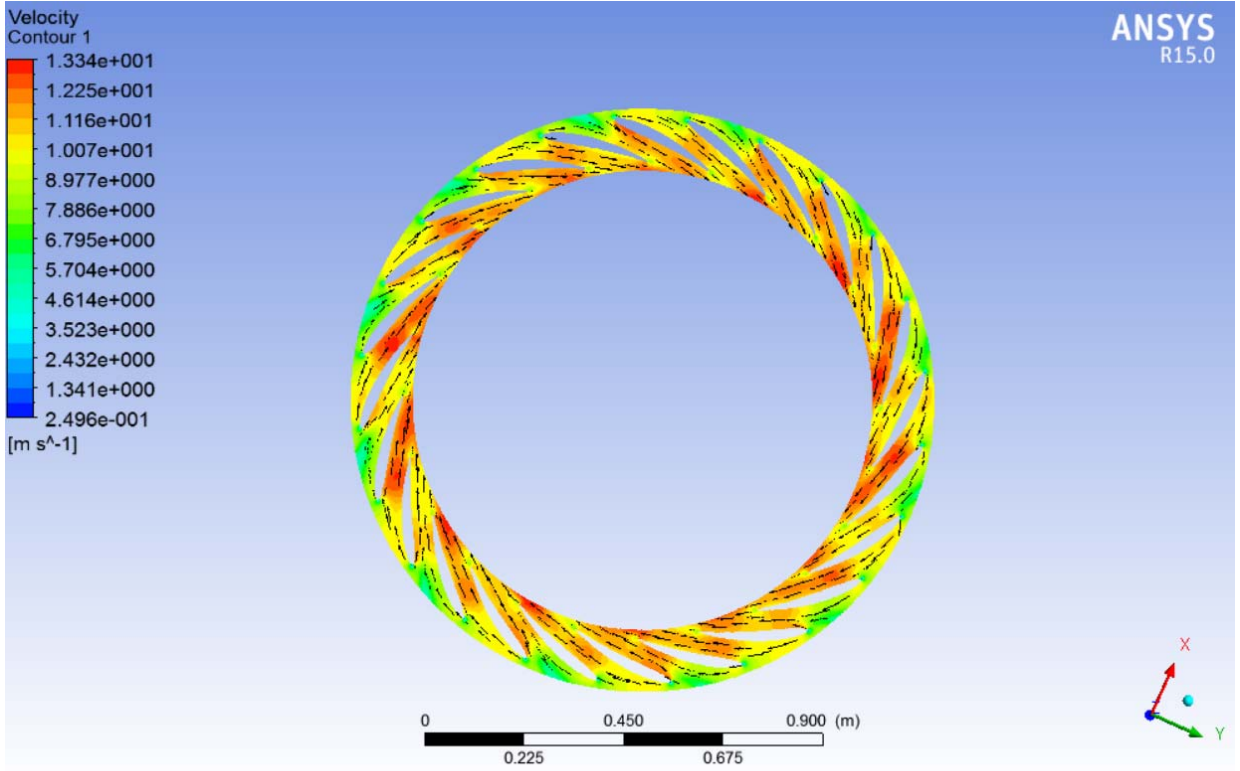
Şekil 2.25: Salyangoz İçerisindeki Hız Dağılımı ve Hız Vektörleri ($\alpha=22^\circ$)



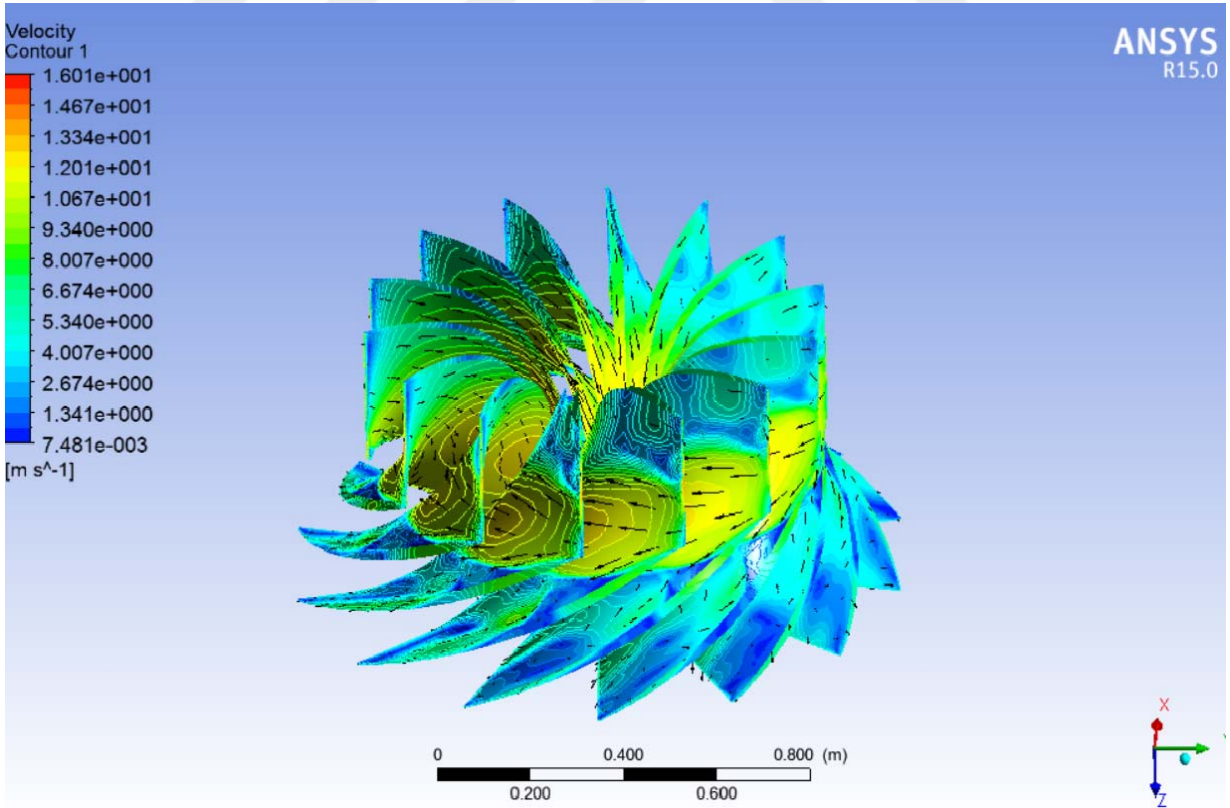
Şekil 4.26: Ayar Kanatları Üzerindeki Basınç Dağılımı ve Hız Vektörleri ($\alpha=22^\circ$)

Şekil 4.26'da görüldüğü gibi, durma noktası ayar kanatlarının simetri eksenini üzerinde oluşmuştur. Bu durum, akışın doğru bir açıyla geldiği ve bileşenler arasındaki akış uyumunun sağlandığı şeklinde yorumlanabilir.

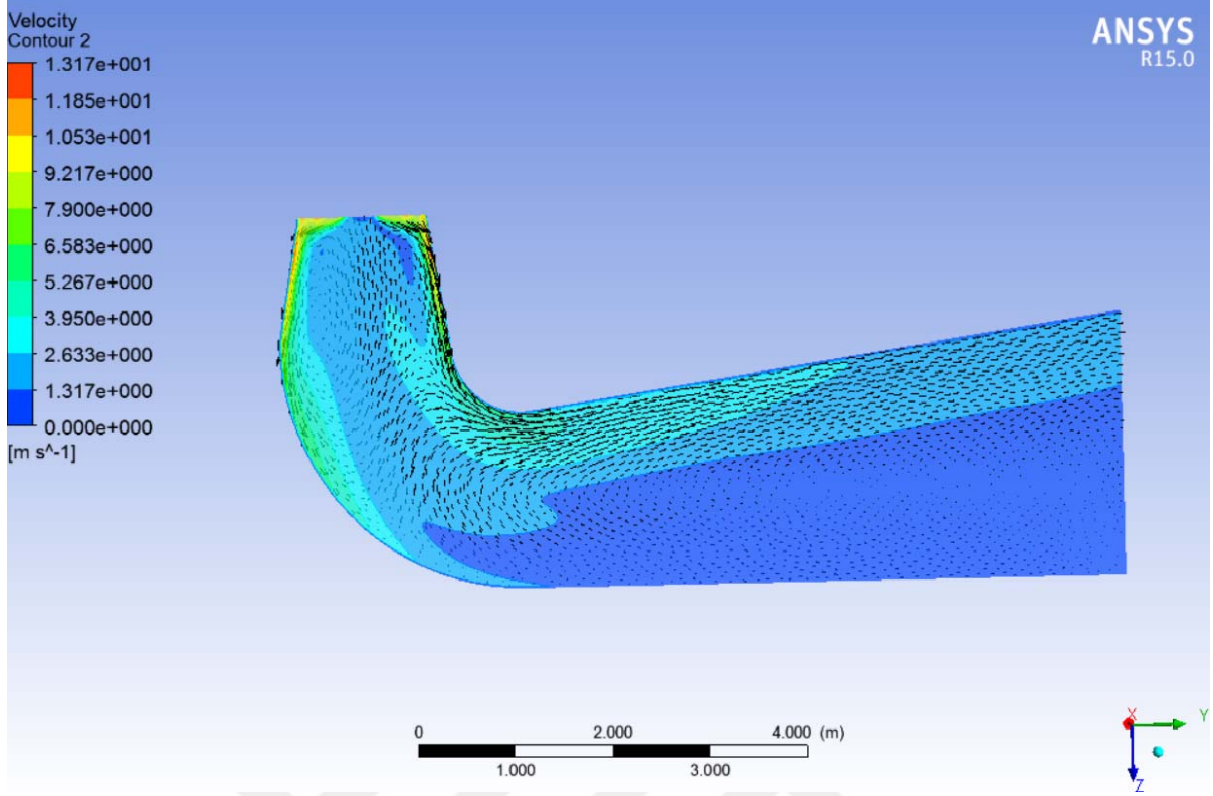
Şekil 4.26 ve Şekil 4.27'de ayar kanatları üzerinde oluşan hız ve basınç konturları ve konturların üzerlerinde akış vektörleri verilmiştir. Bu vektörler incelendiğinde, akışın düzgün bir güzergah izlediği ve bu sebeple ayar kanatları açısının doğru seçildiği sonucuna varılabilir.



Şekil 4.27: Ayar Kanatları Üzerindeki Hız Dağılımı ve Hız Vektörleri ($\alpha=22^\circ$)



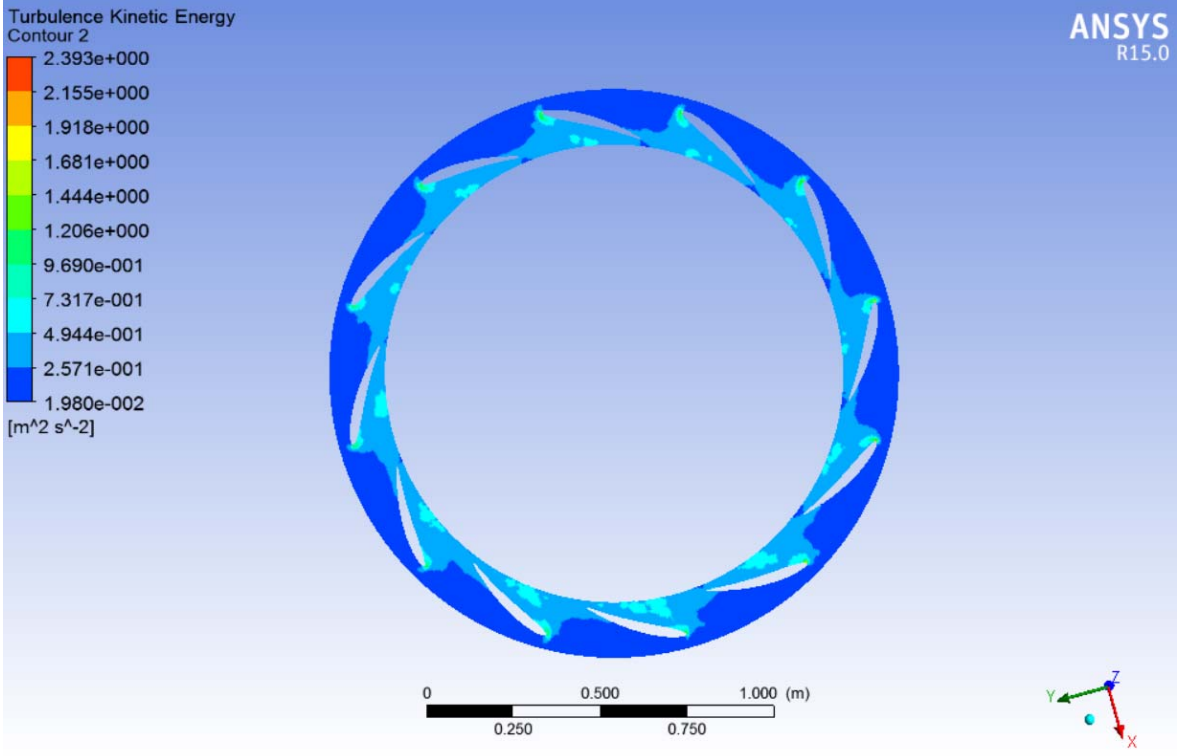
Şekil 4.28: Rotor Kanatçıkları Üzerindeki Hız Dağılımı ve Hız Vektörleri ($\alpha=22^\circ$)



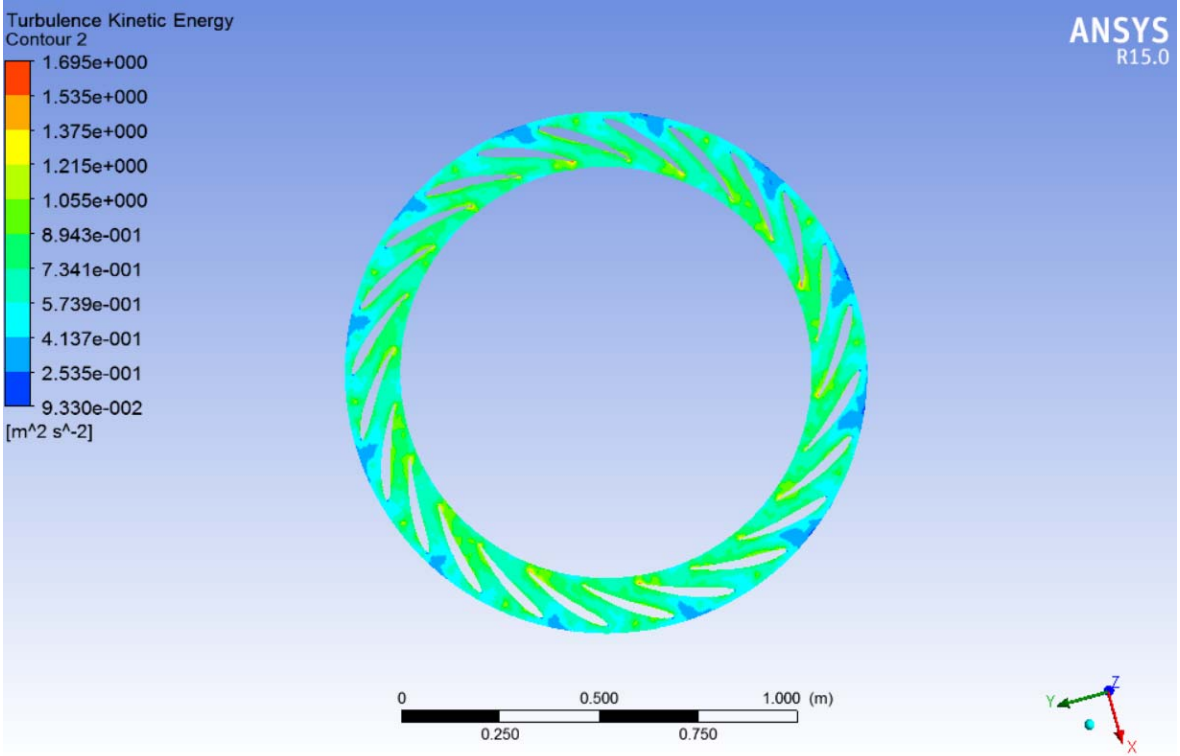
Şekil 4.29: Emme Borusu Üzerindeki Hız Dağılımı ve Hız Vektörleri ($\alpha=22^\circ$)

Yukarıda verilen şekiller göz önüne alındığında, salyangoz girişinden emme borusu çıkışına kadar düzgün ve bileşenler arasında uyum gösteren bir akım şekli olduğu söylenebilir. Sabit kanatlar ve ayar kanatları üzerindeki hız ve basınç dağılımlarından anlaşılacağı üzere su, rotora yönlendirici kanatlara ve rotora doğru açılar ile yönlendirilmiştir. Rotordan dönerek çıkan su, emme borusu içerisinde dönme hareketini devam ettirdiğinden emme borusu vektörlerinde iki yönlü bir akış oluşmuştur. Ancak emme borusu çıkışında akışın düzenli hale geldiği vektörlerden anlaşılmaktadır.

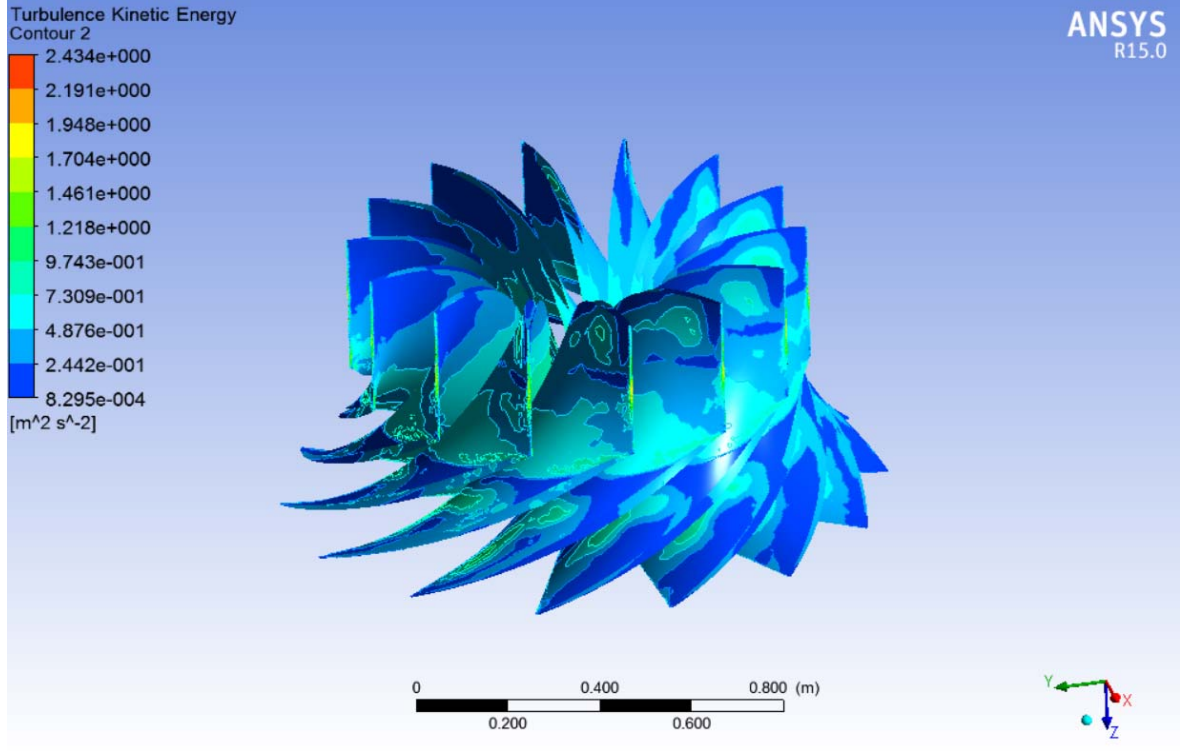
Şekil 4.30, 4.31 ve 4.32’de sırasıyla sabit kanatlar, ayar kanatları ve rotor kanatçıkları üzerindeki türbülans kinetik enerji dağılımları gösterilmiştir.



Şekil 4.30: Sabit Kanatlar Üzerindeki Türbülans Kinetik Enerji Dağılımı ($\alpha=22^\circ$)



Şekil 4.31: Ayar Kanatları Üzerindeki Türbülans Kinetik Enerji Dağılımı ($\alpha=22^\circ$)



Şekil 4.32: Rotor Üzerindeki Türbülans Kinetik Enerji Dağılımı ($\alpha=22$)

Görüldüğü gibi su, sabit kanatlardan yönlendirici kanatlara doğru hareketine başladığında türbülans kinetik enerjisi yavaş yavaş artmaya başlamaktadır. Daha sonra sırasıyla yönlendirici kanatlara ve rotora giren suyun türbülans kinetik enerjisinin bu bileşenlerde, özellikle kanat profillerinin çıkış uçlarında önemli derecede arttığı gözlemlenmiştir. Yukarıda verilen türbülans kinetik enerji dağılımı ve hız dağılım konturları birlikte incelenirse, hızın arttığı noktalarda türbülans kinetik enerjisinin de arttığı gözlemlenmektedir. Bir akışın türbülanslı olup olmadığı hıza bağlı olan bir boyutsuz sayı olan Reynolds sayısı ile ölçüldüğü göz önünde bulundurulursa, bu beklenen bir sonuçtur. Analizler sonucunda elde edilen verim değeri, %94'tür.

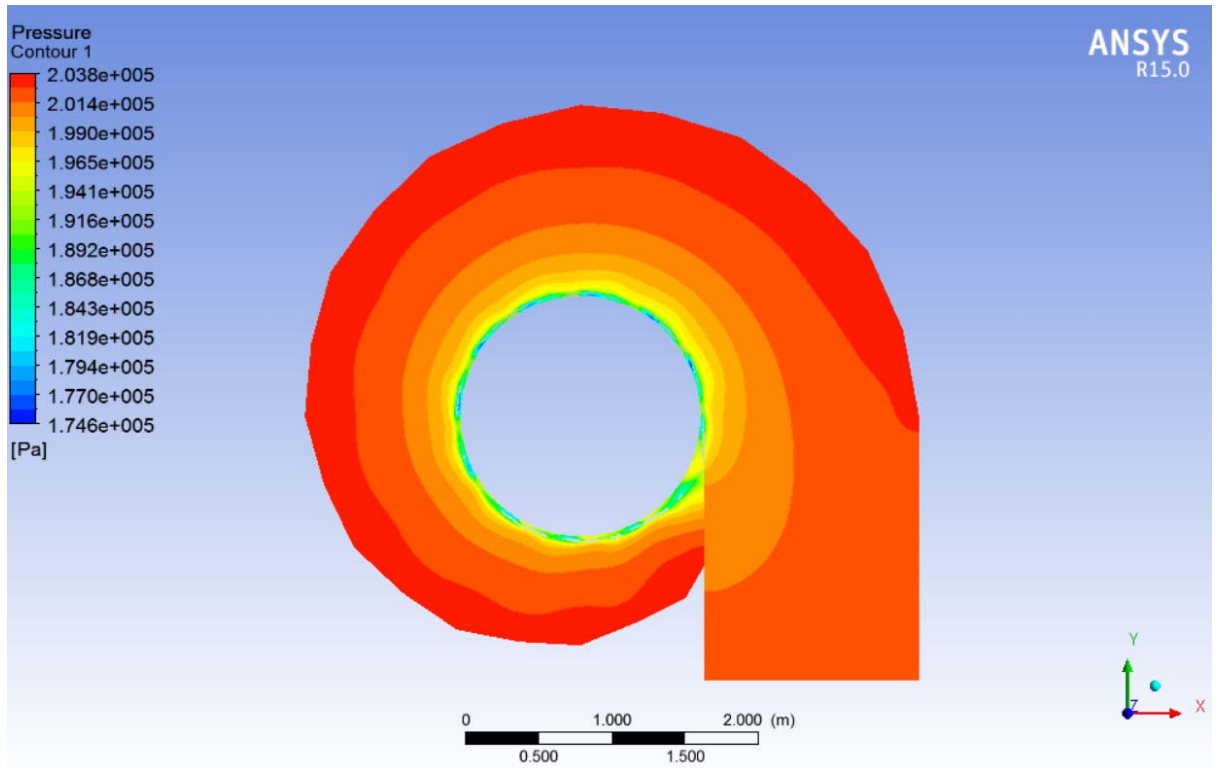
4.9.3 III. durum ($\alpha=21$)

Bu durumda, ayar kanatlarının hücum açısı 21° olarak değiştirilmiş ve analizler bu değere göre yapılmıştır.

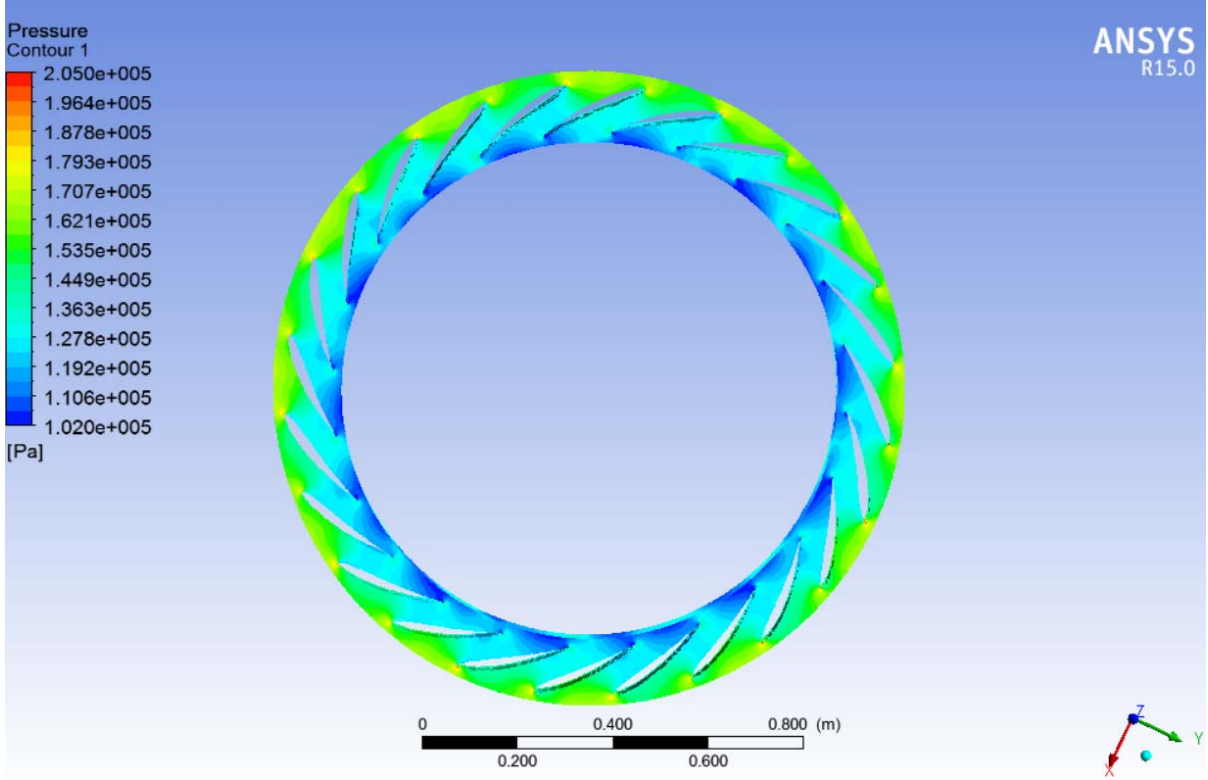
Şekil 4.33'te türbin salyangozundaki basınç dağılım görseli verilmiştir. Görselden anlaşılacağı üzere basınç kademe kademe azalırken salyangoz hacminin her bir bölümünün birleştiği kısımlarda yine yüksek basınç noktaları görülmektedir.

Şekil 4.20 ve Şekil 4.33 birlikte incelenirse, salyangoz içerisindeki basınç dağılımları çok küçük değer sapmaları haricinde herhangi bir farklılık göstermemektedir. Bu da yönlendirici kanat açısının salyangoz içerisindeki basınç dağılımını etkilemediğini gösterir.

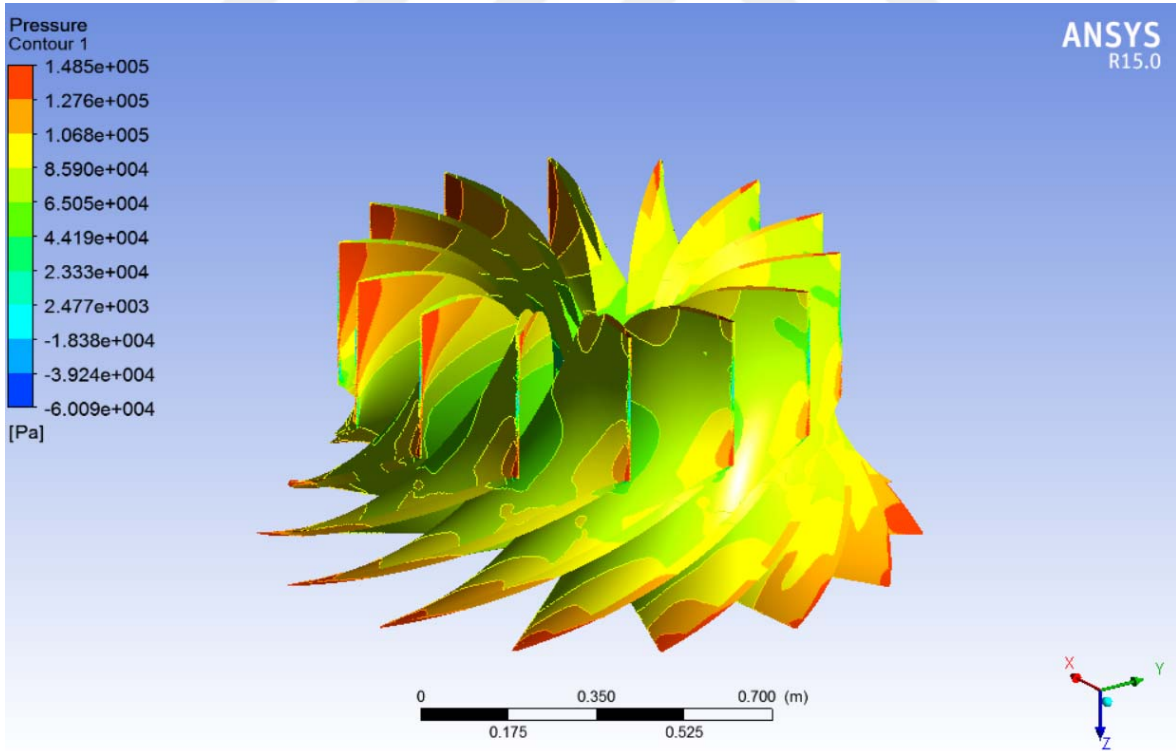
Şekil 4.34'te yönlendirici kanatlar üzerindeki basınç dağılımı gösterilmektedir. Yönlendirici kanatların açısının değişmesiyle buradaki basınç değerleri bir miktar farklılık göstermiştir. Özellikle kanat üzerindeki durma noktasının yerinin değiştiği gözlemlenmiştir. Akışın bir önceki duruma göre daha yavaş bir hızla rotora girdiği gözlemlenmiştir.



Şekil 4.33: Salyangoz Basınç Dağılımı ($\alpha=21^\circ$)



Şekil 4.34: Ayar Kanatları Basınç Dağılımı ($\alpha=21^\circ$)

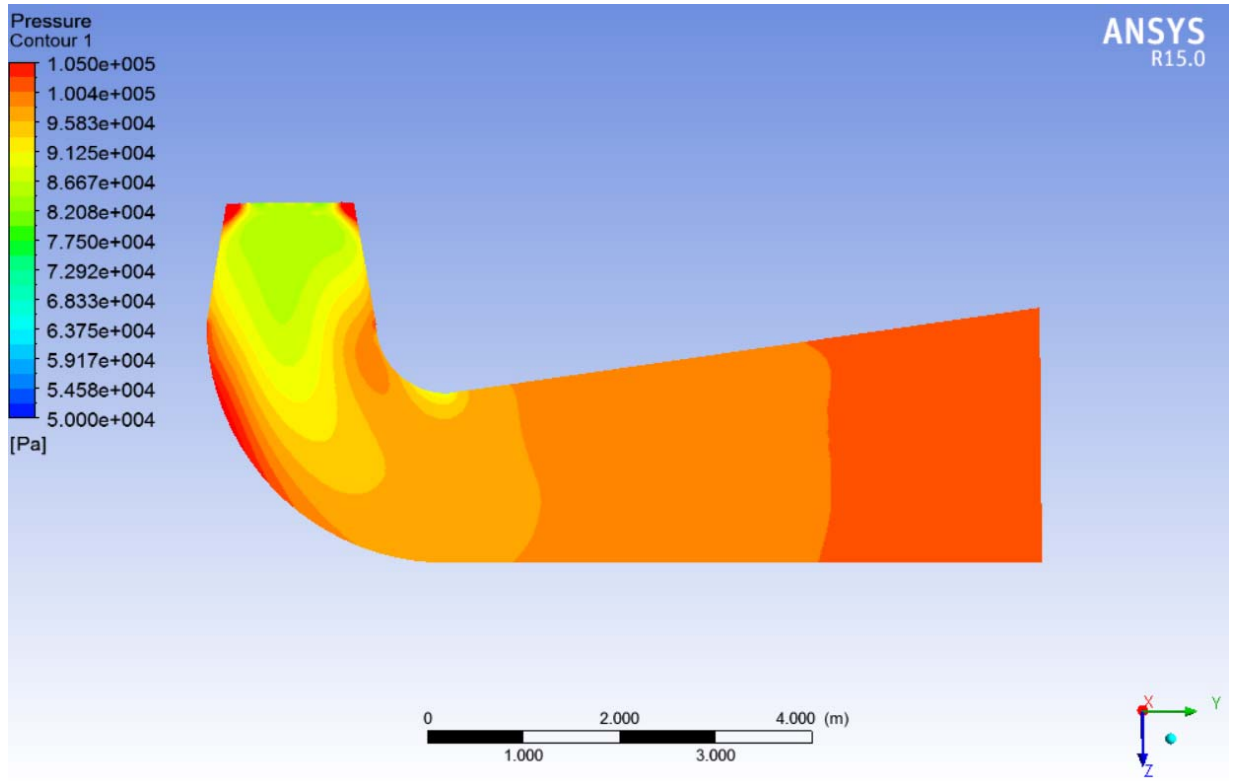


Şekil 4.35: Rotor Basınç Dağılımı ($\alpha=21^\circ$)

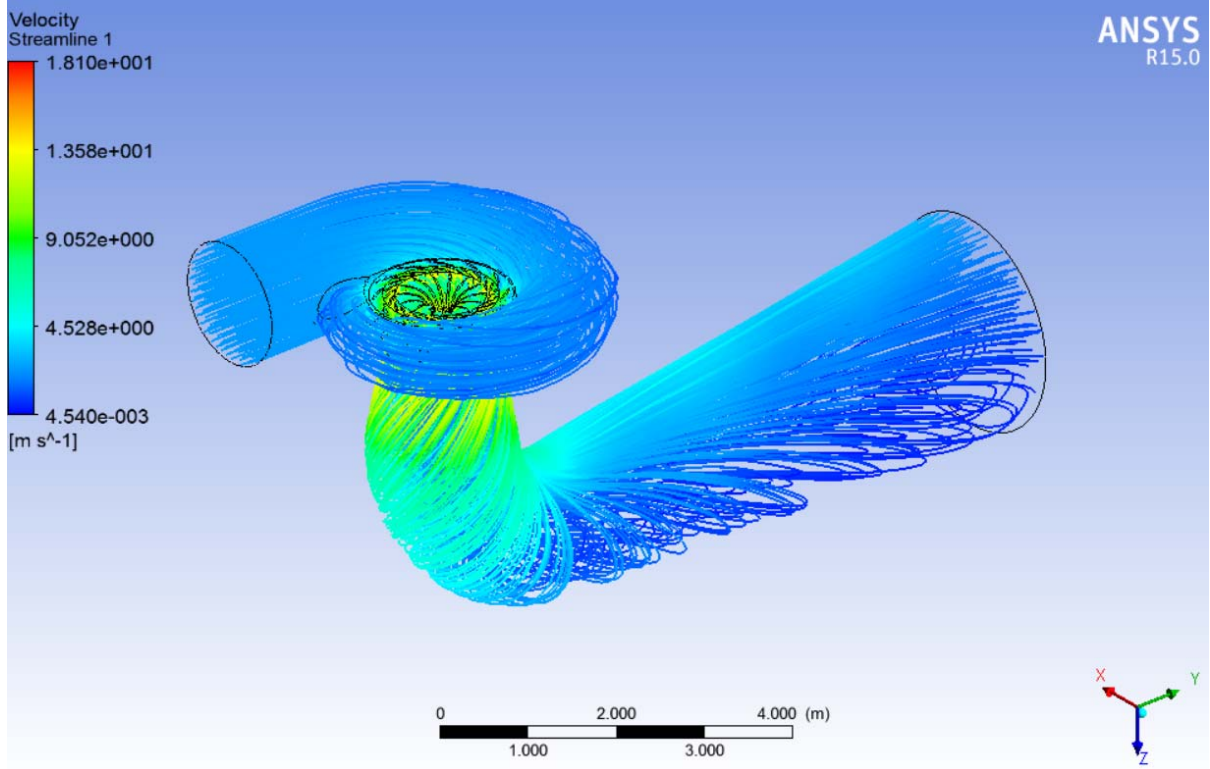
Şekil 4.35 incelendiğinde, ilk durum ile ikinci durum arasında rotor üzerindeki basınç dağılımında çok farklılık görülmemektedir. Birinci durumda olduğu gibi yine kanadın ön tarafında, akım çizgilerinin etkileşim kurduğu tarafta, yüksek basınç bölgesi; kanadın arka tarafında, akım çizgilerinin değmediği bölgede ise alçak basınç bölgesi oluşmuştur.

Birinci durumla ikinci durum arasındaki en büyük değişiklik ise emme borusundaki dağılımda gerçekleşmiştir. Birinci durumda, emme borusu girişinde çok düşük basınç değerleri görülmektedir. İkinci durumda ise aynı bölgede, daha yüksek basınç değerleri görülmekte olup, bu rotordaki akış hızının daha düşük olması demektir. Rotordaki akış hızının daha düşük olması, suyun kinetik enerjisinin daha düşük olmasını işaret eder. Bu durumda rotor daha yavaş dönecek ve kinetik enerjiden mekanik enerjiye çevrilecek enerji miktarı daha az olacaktır. Dolayısıyla türbinin ikinci durumda, birinci durumdan daha az verimle çalışması beklenmektedir.

Analizden alınan tork sonuçları da ikinci durumdaki türbin veriminin, birinci durumdaki türbin verimine göre daha az olduğunu kanıtlamaktadır.



Şekil 4.36: Emme Borusu Basınç Dağılımı ($\alpha=21$)



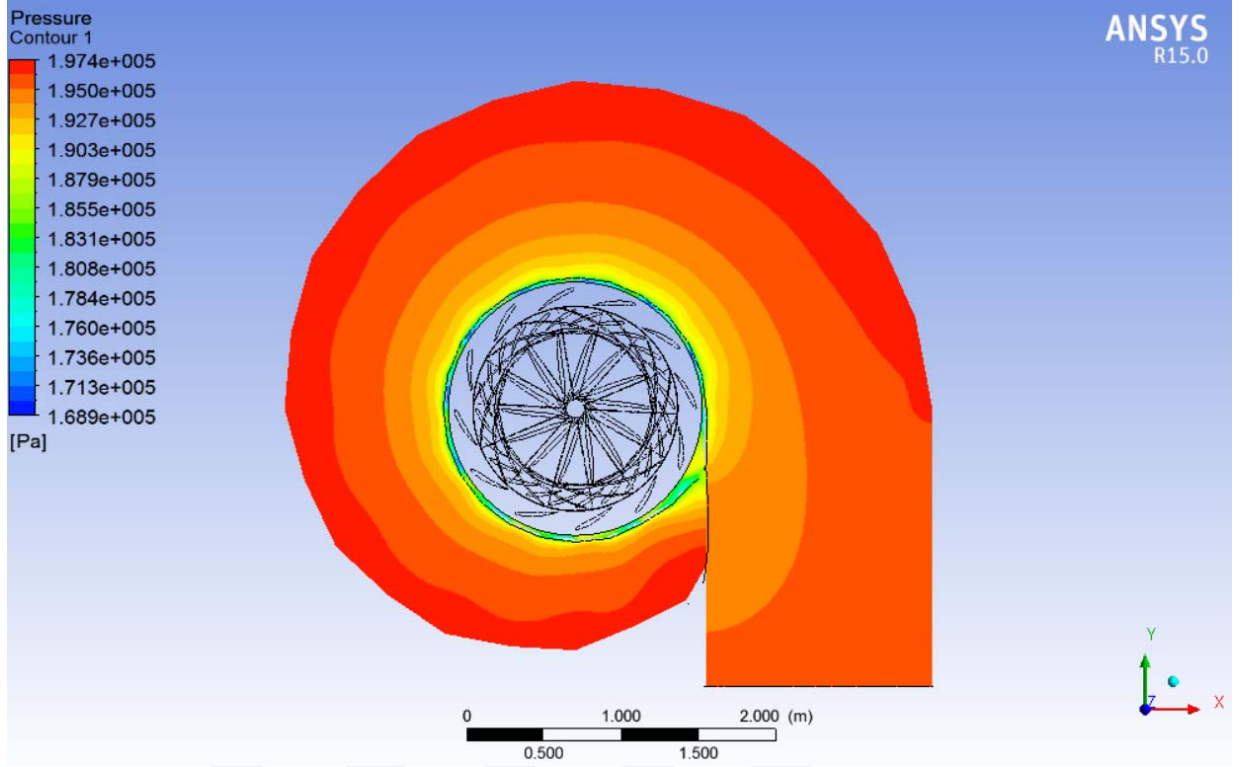
Şekil 4.37: Hız Dağılımı ve Akım Çizgileri ($\alpha=21$)

Şekil 4.37’de üçüncü durum için türbin içerisindeki hız dağılımı ve akım çizgileri gösterilmiştir.

Diğer durumlarla üçüncü durumdaki hız dağılımları birlikte incelenecek olursa, hücum açısı 21 derece olan üçüncü durumda akışın daha yavaş bir hızda seyrettiği görülmektedir. Türbin içerisindeki en yüksek hız değeri yaklaşık 18 m/s iken, en düşük hız değeri ise 0,004 m/s civarındadır. Analizler sonucunda elde edilen verim değeri %87’dir.

4.9.4 IV. durum ($\alpha=20$)

Bu durumda, ayar kanatlarının hücum açısı 20°'lik açığa ayarlanmış ve analizler ayar kanatlarının bu pozisyonu için gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçları aşağıda gösterilmiştir.

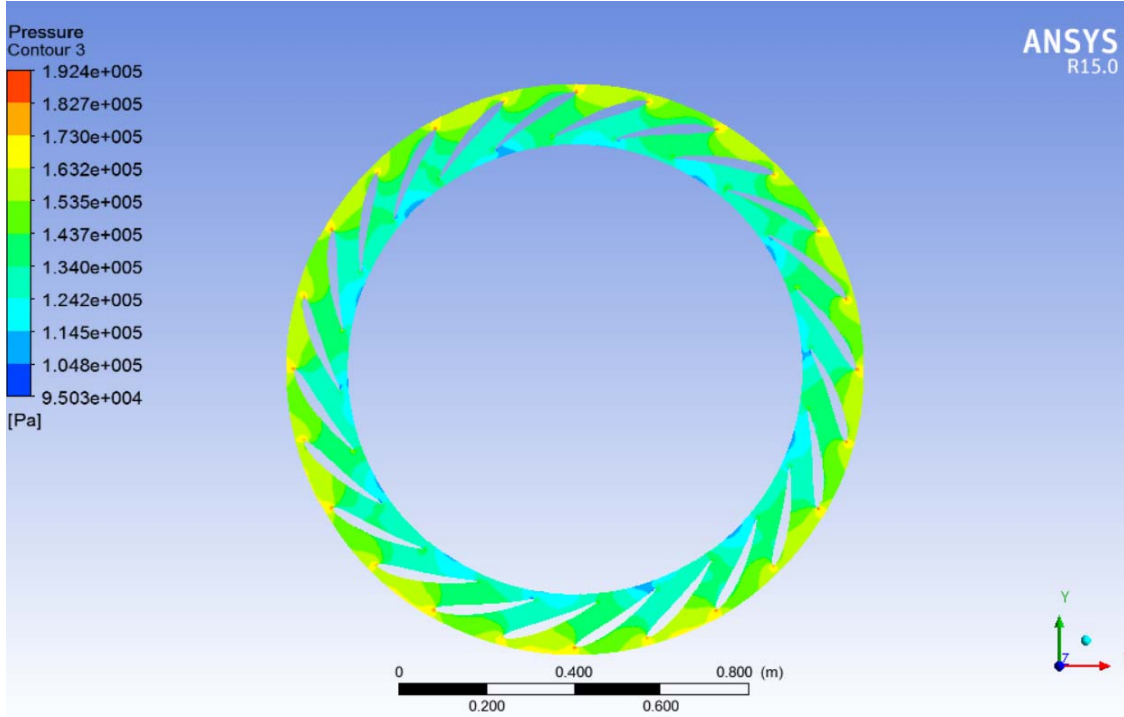


Şekil 4.38: Salyangoz Basınç Dağılımı ($\alpha=20^\circ$)

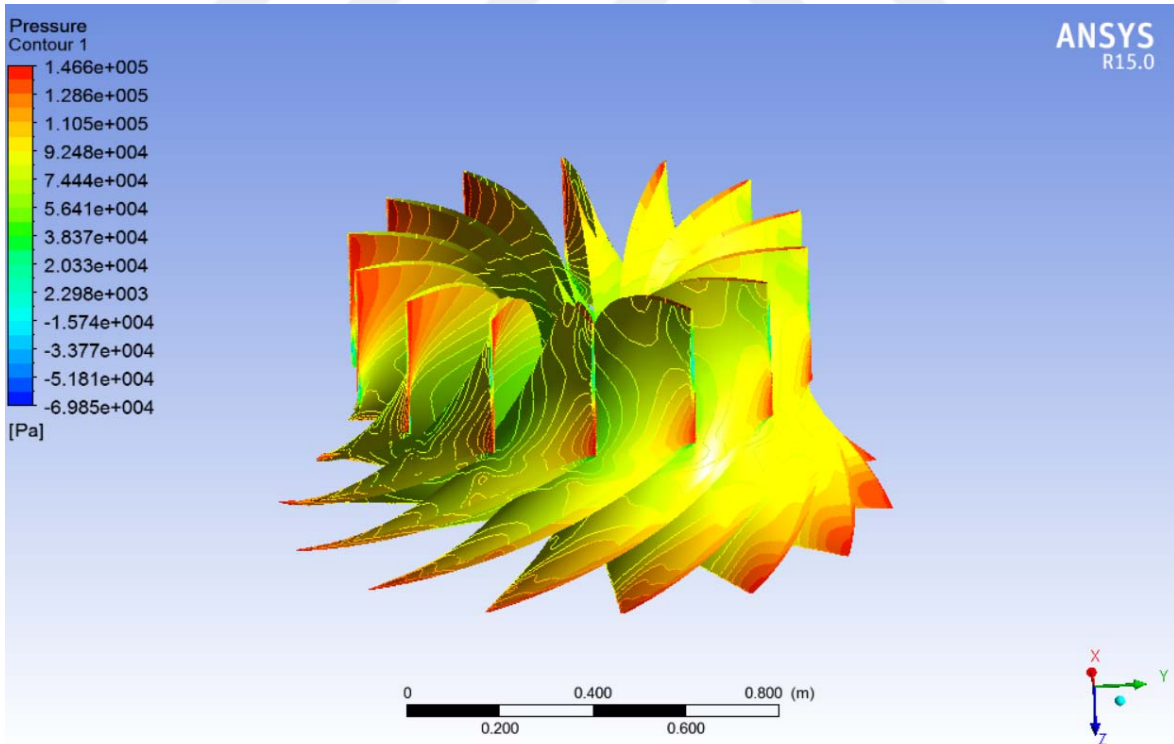
Şekil 4.38’de ayar kanatlarının hücum açısının 20° ’ye ayarlandığında salyangozda gerçekleşen basınç dağılımı görülmektedir. Salyangoz içerisindeki basınç dağılımı önceki durumlarda gözlemlenen basınç dağılımları ile çok benzerlik göstermektedir.

Şekil 4.39’te gösterilen ayar kanatlarının basınç dağılımı incelendiğinde, suyun rotora girdiği kesitte, önceki durumlarda oluşan alçak basınç bölgesinin yok olduğu gözlemlenmektedir. Bunun suyun hızını yavaşlattığı söylenebilir.

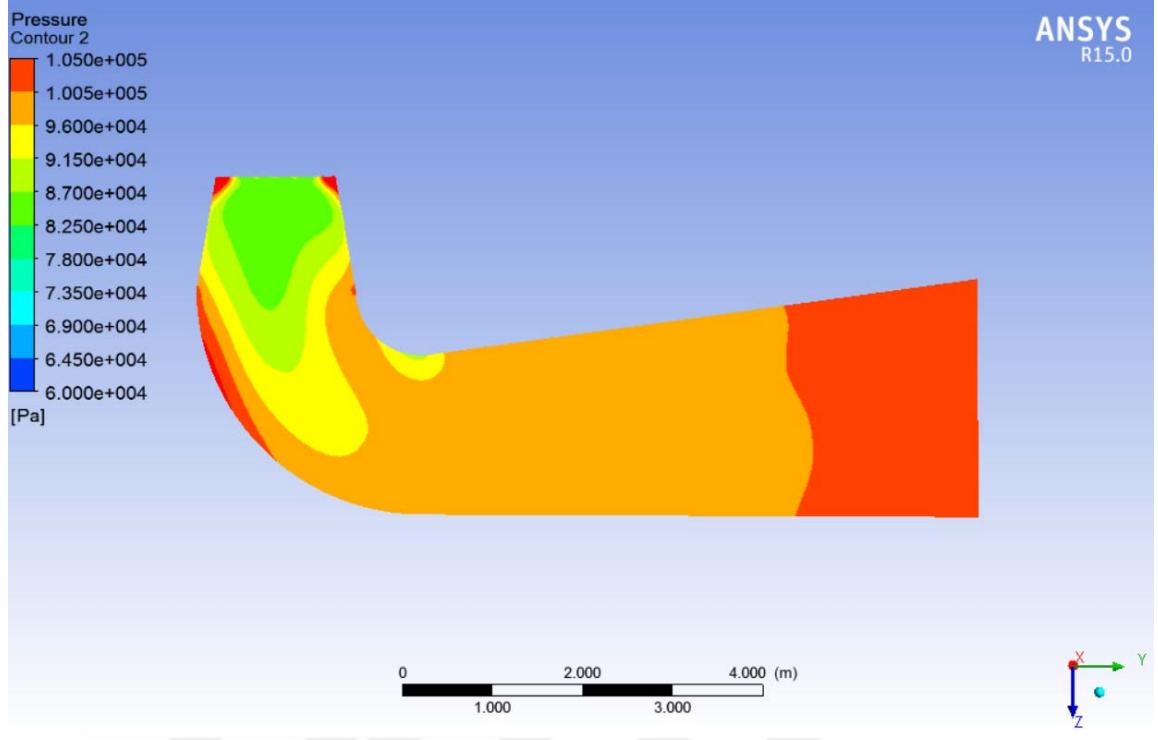
Analizler sonucunda elde edilen verim değeri %74’tür.



Şekil 4.39: Ayar Kanatları Basınç Dağılımı ($\alpha=20^\circ$)

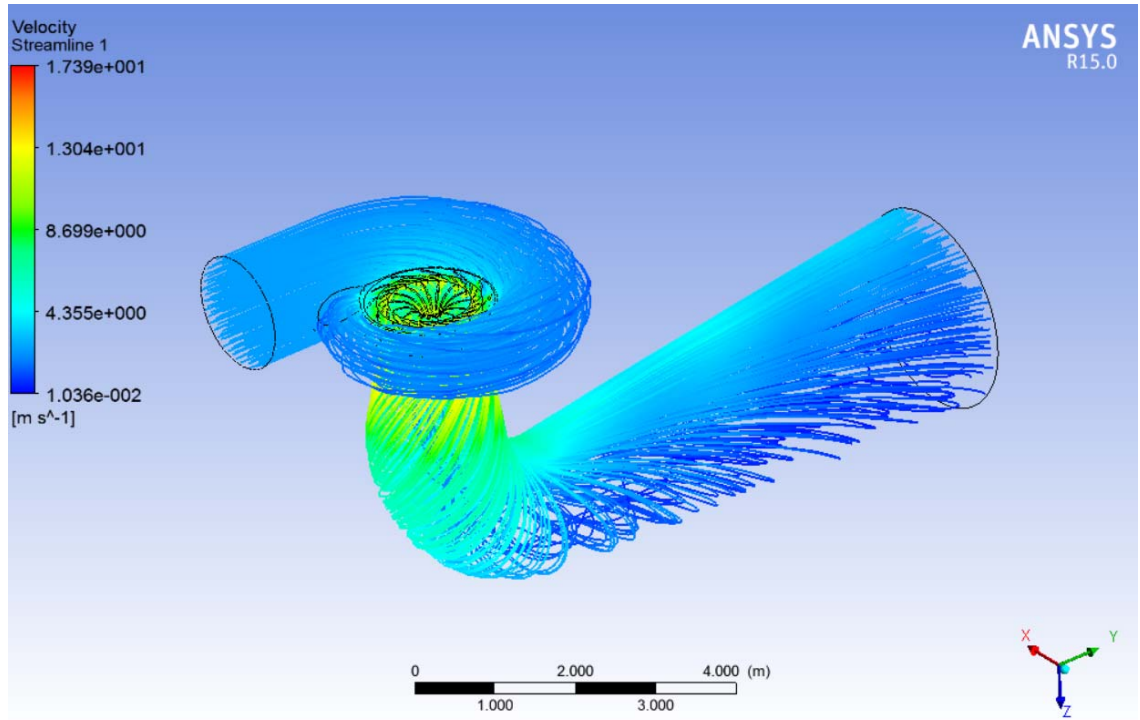


4.40: Rotor Basınç Dağılımı ($\alpha=20^\circ$)



Şekil 4.41: Emme Borusu Basınç Dağılımı ($\alpha=20^\circ$)

Şekil 4.40 ve Şekil 4.41'de sırasıyla üçüncü durum için rotor ve emme borusu üzerindeki basınç dağılımları gösterilmiştir. Şekil 4.42'de akım çizgileri verilmiştir.

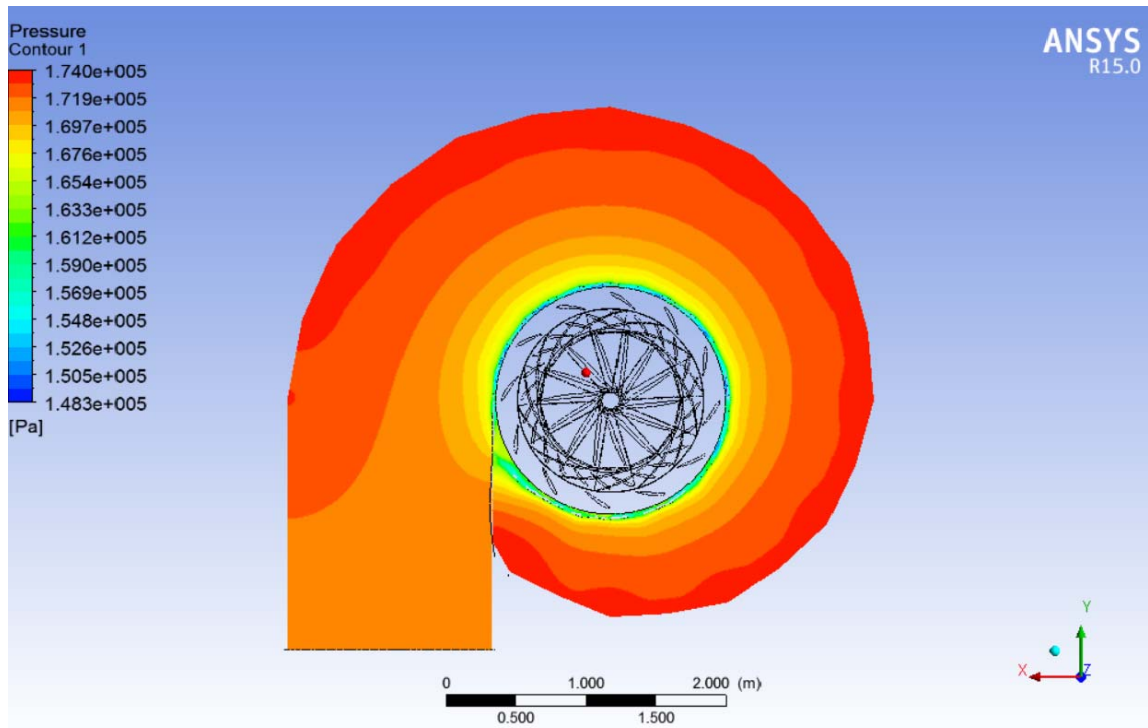


Şekil 4.42: Hız Dağılımı ve Akım Çizgileri ($\alpha=20^\circ$)

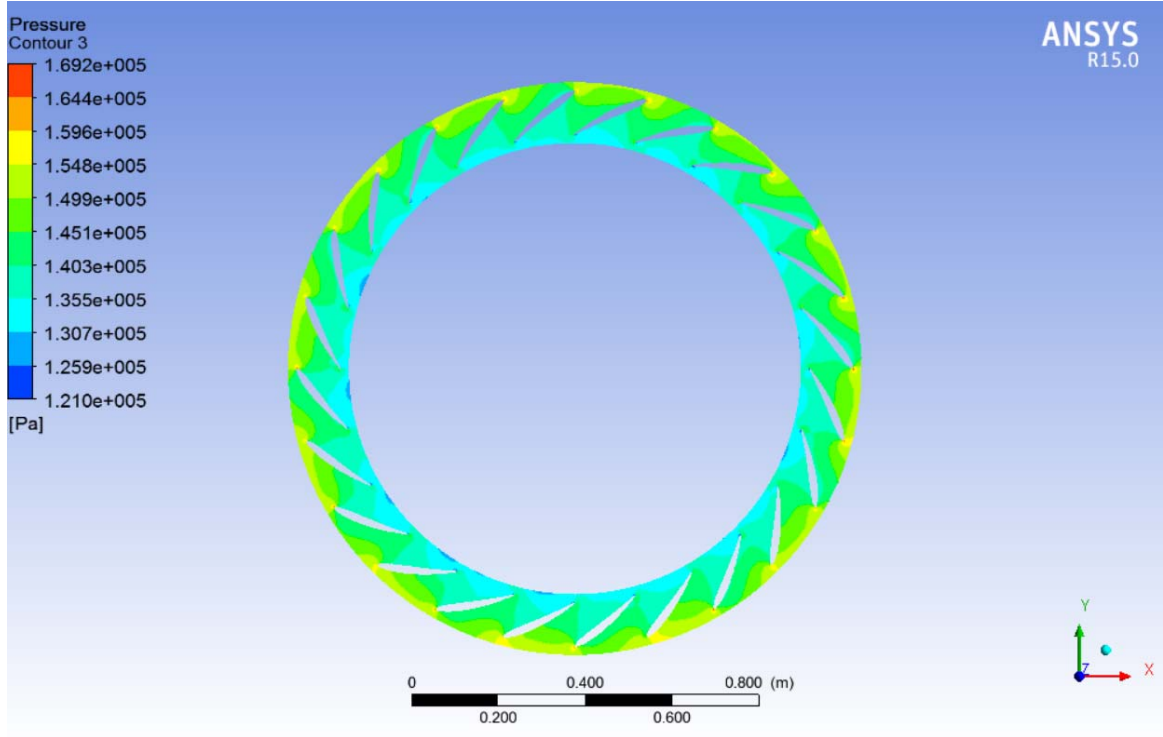
4.9.5 V. durum ($\alpha=15$)

Bu durumda ayar kanatlarının hücum açısı 15° 'ye ayarlanmış ve analizler ayar kanatlarının bu pozisyonuna göre gerçekleştirilmiştir. Analizler sonucu elde edilen bulgular aşağıda gösterilmiştir.

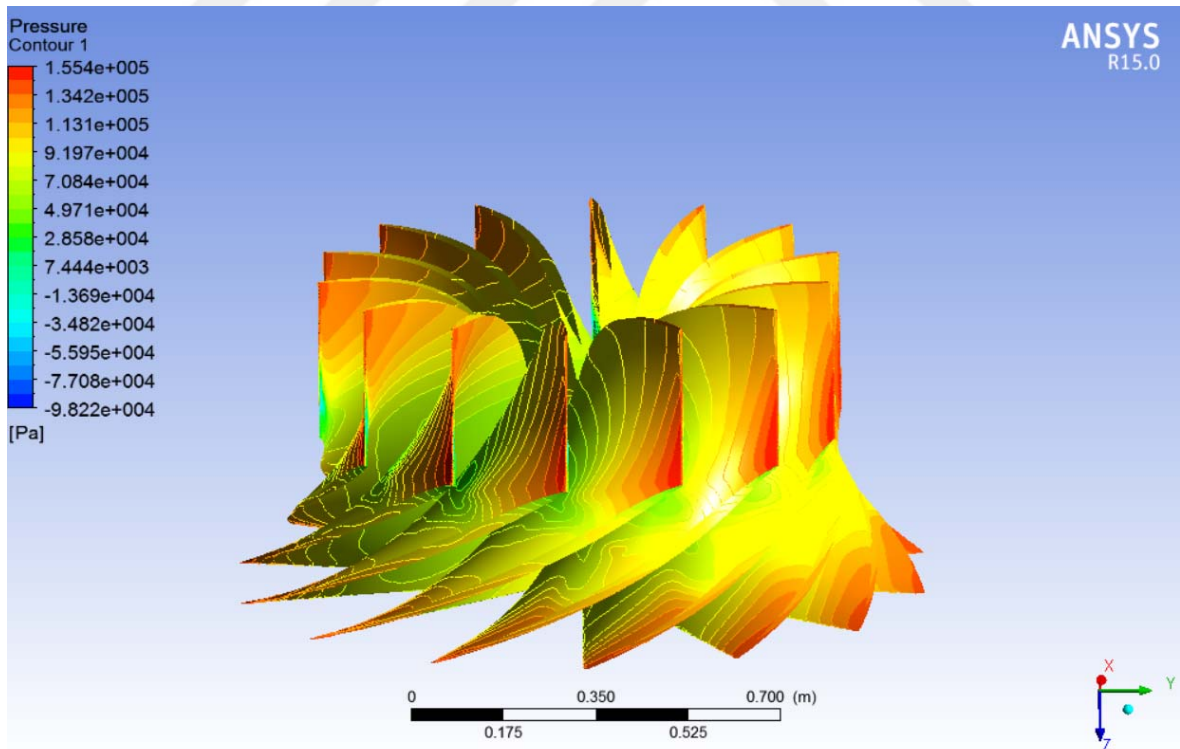
Ayar kanatlarının 15° 'lik hücum açısına sahip olduğu beşinci durum için Şekil 4.43'te salyangoz üzerindeki basınç dağılımı, Şekil 4.44'te ayar kanatları üzerindeki basınç dağılımı, Şekil 4.45'te rotor kanatçıkları üzerindeki basınç dağılımı ve Şekil 4.46'ta emme borusu üzerindeki basınç dağılımı gösterilmiştir.



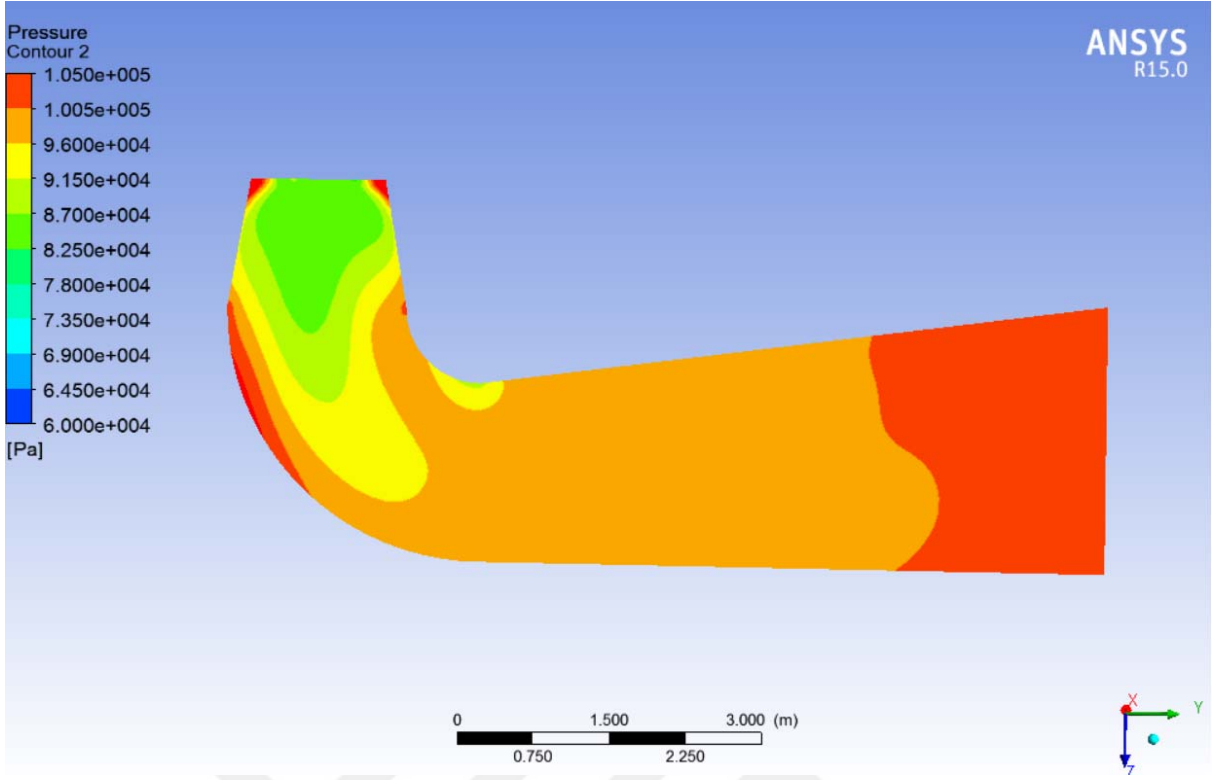
Şekil 4.43: Salyangoz Basınç Dağılımı ($\alpha=15$)



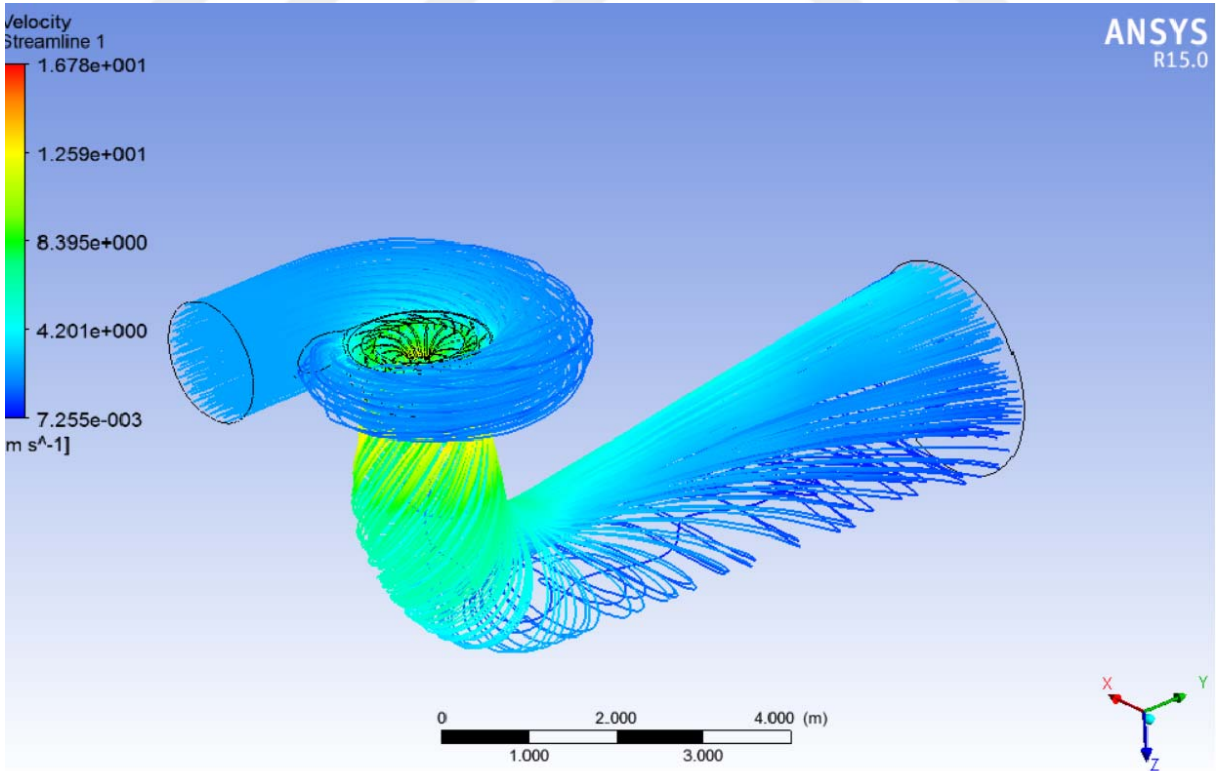
Şekil 4.44: Ayar Kanatları Basınç Dağılımı ($\alpha=15$)



Şekil 4.45: Rotor Basınç Dağılımı ($\alpha=15$)



Şekil 4.46: Emme Borusu Üzerindeki Basınç Dağılımı ($\alpha=15$)

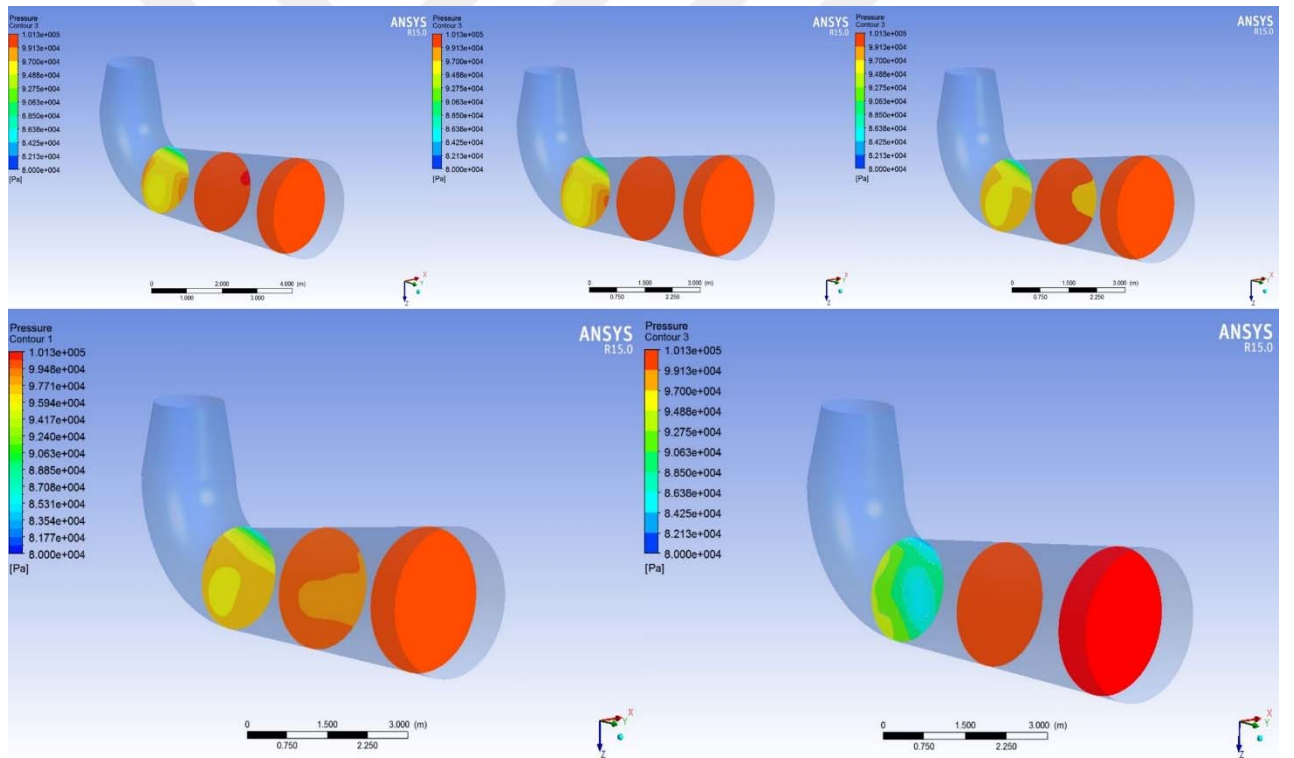


Şekil 4.47: Hız Dağılımı ve Akım Çizgileri ($\alpha=15$)

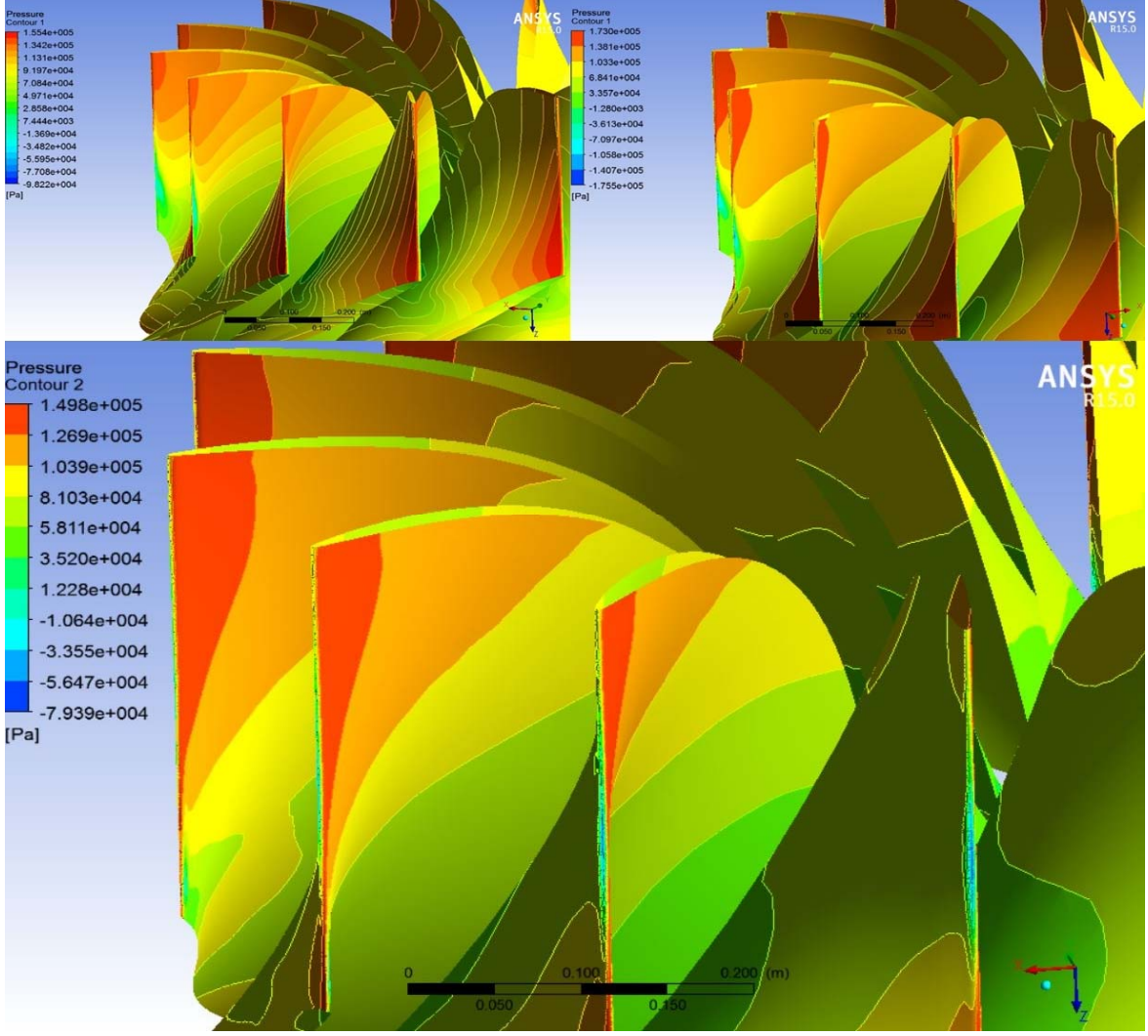
Şekil 4.47'de, dördüncü durum için Francis türbini bileşenleri içerisindeki hız dağılımı ve akım çizgileri gösterilmiştir. Şekil 4.41 incelendiğinde, türbin içerisindeki en yüksek hız değerinin 17 m/s değerinde ve en düşük hız değerinin ise 0,007 m/s olduğu görülmektedir. Analizler sonucunda elde edilen verim değeri %65'tir.

4.9.6 Kıyaslama

Her beş durum için emme borusundan alınan basınç dağılımları kıyaslama amaçlı olarak Şekil 4.48'de verilmiştir. Akışlar benzerlik gösterse de, diğer açılarda ani basınç artışları meydana gelirken, 22°'lik ayar kanadı açısında en düzgün dağılımın sergilendiği ve basıncın kesitlerde diğer açılara göre kademe kademe arttığı görülmüştür. 23 derecelik açıda meydana gelen düşük basınç bölgesi Şekil 4.48'de de görülmektedir.



Şekil 4.48: Emme Borusu Basınç Dağılımları Kıyaslaması (Sırasıyla; 15°,20°,21°,22°,23°)



Şekil 4.49: Rotor Kanatçıkları Üzerindeki Basınç Dağılımları(Sırasıyla 15°,23°,22°)

Şekil 4.49'a görüldüğü gibi, 15°, 23° ve 22°'lik ayar kanadı açılarındaki rotor basınç dağılımları karşılaştırılmıştır. Burada en düzgün dağılımların 22°'lik kanat açısında görülmektedir. Rotor kanatçıkları üzerindeki basınç dağılımı giriş kesidinden çıkışa doğru düzgün bir dağılım göstererek azalmaktadır. Bu durum, 22°'lik ayar kanat açısının doğru seçildiğini göstermektedir.

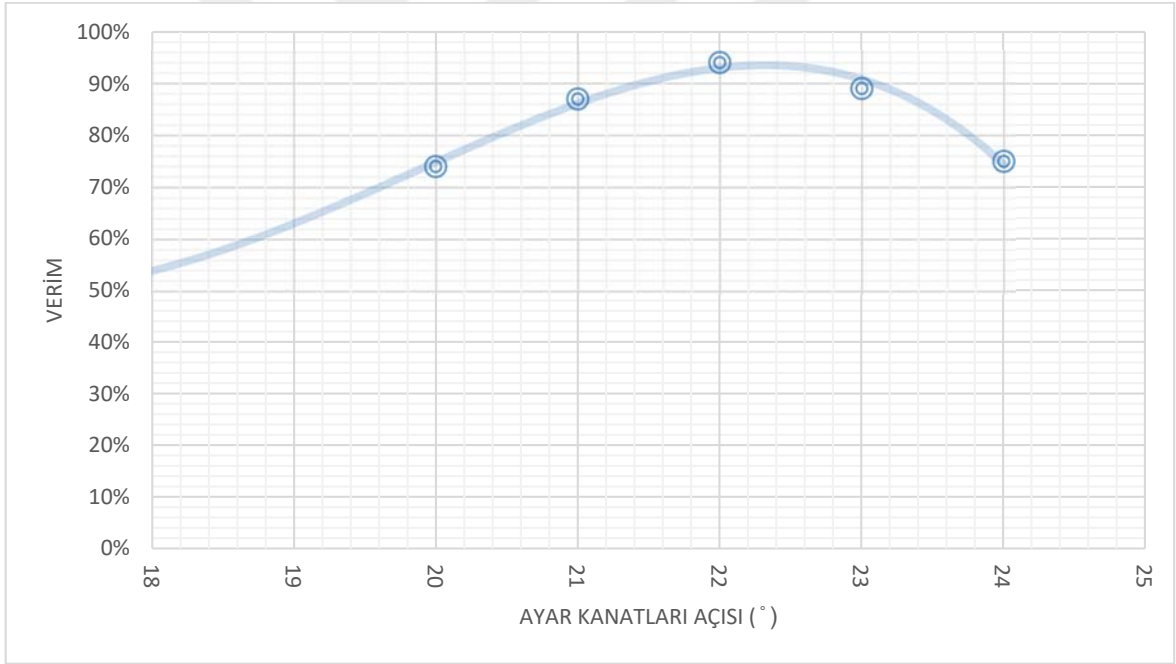
Ayar kanatlarının açılarına göre dört farklı durumda yapılan analizler sonucu, bu çalışmada tasarlanan Francis türbinin en verimli çalıştığı durumun ikinci durum olduğu sonucuna varılmıştır. Verim değerleri, ANSYS CFX'ten alınan tork değerlerine göre programa tanıtılmış olup bu aşamada Denklem 4.1 kullanılmıştır.

$$\eta_{turb.} = \frac{P_{shaft}}{\rho g Q H} = \frac{\rho Q (V_{t1} U_1)}{\rho g Q H} = \frac{T \cdot \omega}{\rho g Q H} \quad (4.1)$$

Tablo 4.3: Durumlara Göre Verim Değerleri

Durum	Verim
1.durum ($\alpha=23^\circ$)	%89
2.durum ($\alpha=22^\circ$)	%94
3.durum ($\alpha=21^\circ$)	%87
4.durum ($\alpha=20^\circ$)	%74
5.durum ($\alpha=15^\circ$)	%65

Tablo 4.3'te her dört durum için analizler sonucu elde edilen verim değerleri gösterilmektedir. Bu değerler aracılığıyla, ayar kanatları açıları ve verim ilişkisi Şekil 4.50'de gösterilmiştir.



Şekil 4.50: Ayar Kanatları Açısı-Verim İlişkisi

Buna göre 22° 'lik ayar kanadı açısına sahip ilk durum, %94'lük verim değeri ile, diğer durumlar arasında maksimum performansın elde edildiği durum olarak nitelendirilebilir.

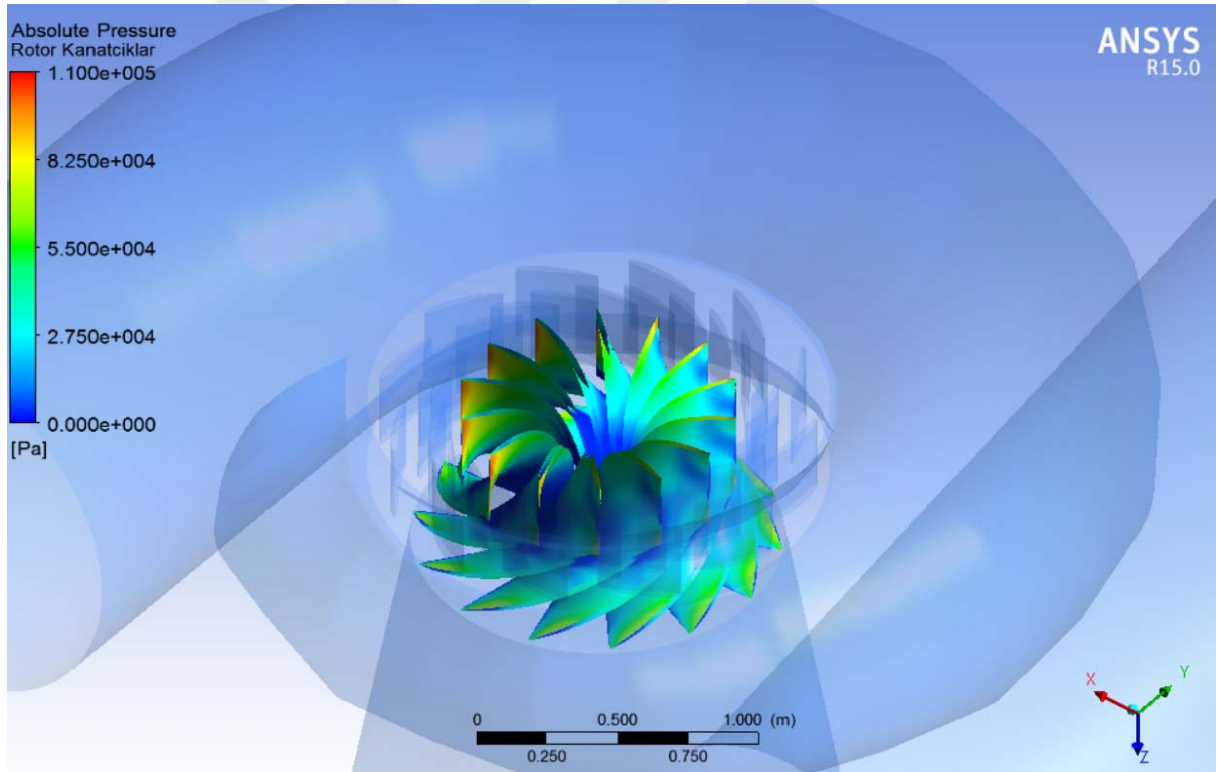
Tablo 4.4'te verilen Kesikköprü Hidroelektrik Santrali'nin mevcut verim değerleri göz önüne alındığında, mevcut ortalama verim olan %89 değerinin yaklaşık %5 değerinde artırıldığı gözlemlenmiştir.

Tablo 4.4: Kesikköprü Hidroelektrik Santrali'nin Mevcut Verim Değerleri

Yük	10/10	9/10	8/10	7/10	6/10	5/10
Verim(%)	89,9	91,8	91,7	90,5	88,8	86,4
Ortalama Verim	%89					

4.9.7 Kavitasyon analizi

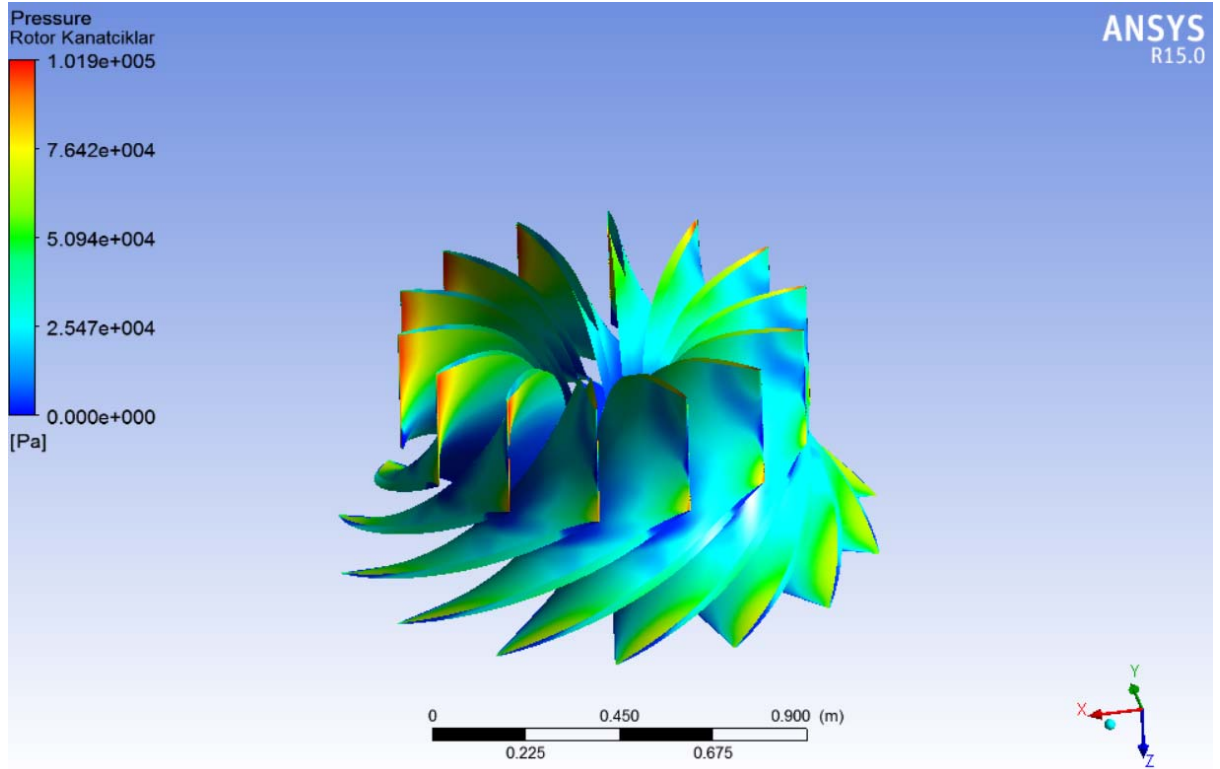
Tasarlanan Francis türbinin rotoru içerisinde meydana gelebilecek kavitasyon analizi ANSYS v15. programının CFX modülü aracılığıyla gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.51: Kavitasyon Olması Muhtemel Bölgeler

Şekil 4.51'de gerçekleştirilen kavitasyon analizi sonucunda karşılaşılan mutlak basınç değerleri görülmektedir.

Şekilde görülen mavi alanlar, kavitasyonun oluşma ihtimalinin olduğu bölgelerdir. Bu bölgelerde mutlak basıncın, su basıncının altına düşmesi sonucunda su molekülleri buharlaşabilmekte ve baloncuklar oluşturmaya başlayabilmektedir. Bu baloncuklar dönme hareketi ve su hareketinin etkisiyle belirli bir süre zarfı sonunda rotor kanatçıklarına zarar verebilmektedir. Bu nedenle kavitasyonun önlenmesinin, hem türbin ömrü hem de türbin verimi yönünden önemli bir etken olduğundan önceki bölümlerde de bahsedilmiştir.



Şekil 4.52: Kavitasyon

Analiz aşamasında akışkan olarak bir su hacmi ve bir buhar hacmi oluşturulmuş ve mutlak basınç altında su-buhar oranına bakılmıştır. Buna göre kavitasyon olan bölgeler incelenmek istendiğinde, türbin rotorunda herhangi bir kavitasyona rastlanılmadığı gözlemlenmiştir.

Şekil 4.22'de de gösterildiği gibi rotor kanatçıkları üzerindeki mutlak basınç ile atmosferik basınç değerleri değerlendirildiğinde, yaklaşık 30 kPa'lık bir basınç farkı değeri olduğu görülmektedir. Bu değer herhangi bir akarsunun en sıcak değeri olan 20 derecenin karşıladığı buhar basıncı değerinin (2-3 kPa) çok çok üstünde

olup, kavitasyonun gerçekleşmeyeceği desteklenebilmektedir. Şekil 4.52 'de ise analizler sonucunda herhangi bir kavitasyon bölgesinin bulunmadığı görülmektedir.



5. BULGULAR VE ÖNERİLER

5.1 Bulgular

Bu çalışma kapsamında, Kesikköprü Hidroelektrik Santrali'nin düşü ve debi değerleri ve geometrik benzeşim metotları kullanılarak bir Francis türbini tasarımı gerçekleştirilmiş, akış hacimleri ve çözüm ağı oluşturularak Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği analizlerine tabi tutulmuştur. Yapılan analizlerin doğruluğu, literatürdeki bir çalışma sonuçları ile karşılaştırılarak kanıtlanmıştır. Yapılan bu çalışmada aşağıdaki bulgular elde edilmiştir.

- Analiz sonuçlarına göre, salyangoz ve emme borusundaki basınç dağılımlarına bakılarak dirsek ve kesişim noktalarındaki yüksek basınçlar dışında akışın düzgün bir basınç dağılımı sergilediği gözlemlenmiştir. Her bir salyangoz kesidinden kanatçıklara eşit basınçta su gönderilmektedir.
- Türbin rotoruna giden akışkanın debisini ayarlamaya yarayan ayar kanatlarının açıları değiştirilerek dört farklı durum için performans analizi gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak, bu dört durum karşılaştırılarak 22°'lik ayar kanadı açısının tasarlanan türbin için maksimum verimi vereceği bulunmuştur.
- Ön tasarım aşamasında, parametrelerin hesaplanabilmesi için belirlenen %91'lik verim değerinin, analizler sonucunda %94 değerlerinde seyrettiği görülmüştür.
- Türbinler belirli çalışma sürelerinden sonra çeşitli sebeplerle verimleri düşmeye başlayan makinelerdir. Bu nedenle yenilemesinin yapılması türbin performansı açısından önemli bir etkidir. Türbinlerin maksimum performansa göre tasarlanması ve halihazırda bulunan eski türbinlerin maksimum performansa göre tasarlanıp yenilenmesi, enerji üretiminin daha verimli hale getirilmesinde önemli bir rol teşkil etmektedir. Kesikköprü Hidroelektrik Santrali'nin çalıştığı ortalama verim olan %89'luk verim değerinin ise, analizler sonucunda teorik olarak %94'lere çekilebileceği gösterilmiştir. Bu durum, Kesikköprü Hidroelektrik Santrali'nde olası bir rehabilitasyon durumunda %5 değerinde bir ek verim elde edilebileceğini göstermektedir. Bu değer Enerji Bakanlığı'nın öngörmüş olduğu %5,2'lik değerle örtüşmektedir.

- Ayrıca tasarımı gerçekleştirilen türbin modeli, kavitasyon analizine tabi tutulup verimi etkileyen önemli bir parametre olan kavitasyonun gerçekleşme ihtimali olan bölgeler tespit edilmek istenmiştir. Mutlak basınç altında su ve su buharı hacimleri kontrol edilmiş, ancak yapılan analizde türbin rotoru içerisinde herhangi bir kavitasyon bulgusuna rastlanmamıştır. Rotor kanatçıkları üzerindeki mutlak basınç ile atmosferik basınç değerleri değerlendirildiğinde, yaklaşık 30 kPa'lık bir basınç farkı değeri olduğu görülmektedir. Bu değer herhangi bir akarsunun en sıcak değeri olan 20 derecenin karşıladığı buhar basıncı değerinin (2-3 kPa) çok çok üstünde olup, kavitasyonun gerçekleşmeyeceği desteklenebilmektedir.

Bu çalışma sonucuna göre yenileme ve rehabilitasyon işlemlerinin uygulamaya geçmesi halinde, hem ülkemizde yerli kaynaklar sonucu üretilen türbin bileşenlerine hem de yerli istihdama önemli katkı sağlayabilecek olması öngörülmektedir.

5.2 Öneriler

Çalışma sonucunda, Kesikköprü Hidroelektrik Santrali'nde bulunan Francis türbininin yaklaşık %5'lik ek verim elde edebileceği gösterilmiştir. Bu sonuca dayanarak bu santralin rehabilitasyon çalışması yapılabilir.

Bunun dışında, çalışmayı geliştirmek veya devamı olabilecek nitelikte çalışmalar yapılabilmesi için birkaç öneri aşağıda sıralanmıştır.

Ayar kanatlarının açısının değiştirilmesi türbin veriminde önemli rol oynamaktadır. Ancak türbin rotorunun kanatçıkları da bir o kadar önemlidir. Literatürde de karşılaşılan bir yöntem olan labirent yöntemi ile daha fazla verim elde etmek amacıyla bir çalışma gerçekleştirilebilir. Daha yüksek verimler elde edebilmek için rotor kanatçıklarının geometrisi ile ilgili çalışmalar yapılabilir.

Ayrıca çalışma kapsamında kavitasyon analizi yapılmış olup, herhangi bir kavitasyona rastlanmasa da, literatürde belirtilen kavitasyonun önlenmesi veya giderilmesi konusunda çalışmalar genişletilebilir.

Bu çalışma kapsamında kullanılan türbülans modelleri ve akış şemaları değiştirilerek alınan sonuçların karşılaştırılması ile, yöntemlerin HAD analizleri üzerindeki etkileri de bir başka araştırma konusu olabilir.

Bu alışma Kesikköprü Hidroelektrik Santrali'nin verileri kullanılarak yapılmıştır. Bunun dışında ölkemizdeki diğer hidroelektrik santrallerde kullanılan Francis türbinlerinin yenilenmesi ve rehabilitasyonu için çalışmalar yapılabilir.



KAYNAKLAR LİSTESİ

- [1] <http://www.euas.gov.tr/Sayfalar/Kurulu-Güç-ve-Üretim2.aspx?did=22>
- [2] Akin, H., Çelebioğlu, K., Aradağ S., A CFD-Based Design Metodology For Hydraulic Turbines Applied to A Case Study in Turkey, 10th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Orlando-Florida-USA, July 2014.
- [3] Ayancık F., Çelebioğlu K., Aradağ, S., Parametrical and Theoretical Design of a Francis Turbine Runner With The Help of Computational Fluid Dynamics, 10th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Orlando,Florida-USA, July 2014.
- [4] Choi, H.J., Zullah, M.A., Roh, H.W., Ha, P.S., Oh, S.Y., Lee, Y.H., CFD Validation of Performance Improvement of a 500 kW Francis Turbine, Renewable Energy,54, 2013, 111-123.
- [5] Kumar, P., Saini, R.P., Study of Cavitation in Hydro-turbines – A Review, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 14 (2010), 374-383.
- [6] Escaler, X., Egusquiza, E., Farhat, M., Avellan, F., Coussirat, M., Detection of Cavitation in Hydraulic Turbines, Mechanical Systems and Signal Processing, 20, 983-1007, 2006.
- [7] Bajic, B., Multidimensional Diagnostics of Turbine Cavitation, Journal of Fluids Engineering, vol. 124, December 2012, pp. 943-950.
- [8] Schweiger, F., Gregori, J., Developments in Francis Turbines, Water Power and Dam Cont., Aug. 1985, 17-21.
- [9] Siervo, J., Leva, F., Modern Trends in Selecting and Designing Francis Turbines, Water Power and Dam Cont., Aug., 1976, 28-35.
- [10] Nilsson, H., Davidson, L.A., Numerical Comparison of Four Operating Conditions in a Kaplan Water Turbine, Focusing on Tip Clearance Flow Published in the Proceedings of the 20th LAHK Symposium, Charlotte, North Caroline-USA, Aug. 2000.Round, G.F., Incompressible flow Turbomachines: Design, selection, applications and theory, USA, Gulf Professional Publishing, 2004, pp. 8-24.
- [11] Jameux, M., Regnier, V., Aguiard, P., Computer-aided Meshing for Finite Element Calculations, Neypric Bulletin, 1983, 2, 94-100.
- [12] Caillot, G., Bouhaniche, P., Bremond, J., Computer Aided Design For Large Water Components Neypric Rew, 5, 41,46.
- [13] Khan, M., Preventing Cavitation in Francis Runner, Water Power and Dam Cont., 1987, 15-21.
- [14] Fanelli, M., Vortex Rope in the Draft Tube of Francis Turbines Operating at Partial Load a Proposal For a Mathematical Model, Journal of Hydraulic Research, 1989, v.27,6, 769-807.
- [15] Basaran,M., Hidrolik Santrallerde Rehabilitasyon ve Modernizasyon İhtiyacı, EÜAŞ.
- [16] Varol, A., Hidrolik Makinaları: Su Türbinleri Çözümlü Problemler, 1984.
- [17] Başeşme, H., Hidroelektrik Santrallar ve Hidroelektrik Santral Tesisleri, EÜAŞ, 2003.
- [18] Okyay, G., Çelebioğlu, K., Aydın, İ., Ger, A.M., Francis Tipi Su Türbinlerinin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yöntemi ile Tasarlanması, Nuclear&Renewable Energy Resources Conference with International Participation, Ankara- Türkiye, 388-394,28-29, Eylül 2009.

- [19] <http://www.ivt.ntnu.no/ept/fag/tep4195/innhold/Forelesninger/forelesninger%202006/8%20%20Guide%20Vanes%20in%20Francisturbines.pdf>
- [20] Güner, E., Kesikköprü Hidroelektrik Santrali, Elektrik Mühendisliği, 157.
- [21] Rayan, M.A., Mostafa, N.H., Ohans, P., Textbook of Machines Hydraulic, Zagazig University.
- [22] Chembedu, G., Sunkara, A., Srivastava, M., Automizing the Design of Francis Turbine Spiral Case, International Journal of Advanced Mechanical Engineering, vol.4, 2015, pp. 463,472.
- [23] Patankar, V.S., Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, 1980.
- [24] Okyay, G., Utilization of CFD Tools in the Design Process of A Francis Turbine, Middle East Technical University, September 2010.
- [25] Lugaresi, A., Mass, A.A., Designing Francis Turbines, Trends in the Last Decade, Water Power and Dam Cont., 1987, 23-28.
- [26] Türkiye Elektrik Enerjisi 5 Yıllık Üretim Kapasite Projeksiyonu (2013-2017), Türkiye Elektrik İletim A.Ş. Genel Müdürlüğü, 2013.
- [27] http://www.eie.gov.tr/yenilenebilir/h_turkiye_potansiyel.aspx
- [28] Şekkeli, M., Keçecioglu, Ö.F., Hidroelektrik Santrallerin Türkiye'deki Gelişimi ve Kahramanmaraş Bölgesi Örnek Çalışması, KSU Journal of Engineering Science, 14(2), 2011.
- [29] Sözen, A., Keçel, S., Yavuzcan H.G., Francis Türbinlerinde Yönlendirme Kanat Açısının Çark Mukavemetine ve Türbin Verimine Etkisi, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 29, 2, 243-252, 2014.
- [30] Köse, F., Türbin Karakteristik Deneyleri ile Kanat Verimliliğinin İyileştirilmesi İçin Bir Francis Türbini Deney Setinin Kurulması ve Araştırılması, Selçuk Üniversitesi, Doktora Tezi, 1996.
- [31] http://www.eie.gov.tr/yenilenebilir/h_hidrolik_nedir.aspx
- [32] Resiga, R.S., Muntean, S., Anton, I., Bernad, S., Numerical Investigation of 3D Cavitating Flow In Francis Turbines, The 12th International Conference on Fluid Flow Technologies, Budapest, Hungary, 2003.
- [33] Wang, L., The Optimal Design Based on CFD Combined with CAD for Turbine Runner, Journal Software, Vol.7, No. 8, August 2012, 11-12.
- [34] Drtina, P., Krause, M., Numerical Prediction of Abrasion for Hydraulic Turbine Guide Vanes, In. Proceedings of IMACS-COST conference on computational fluid dynamics, Lausanne.
- [35] Senocak, I., and Shyy, W., 2002, Evaluation of Cavitation Models for Navier-Stokes Computations, Proceedings of the 2002 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, Paper FEDSM2002-31011.
- [36] Ruprecht, A., Unsteady Flow Simulation in Hydraulic Machinery, Task Quarterly, Scientific Bulletin Academic Computer Centre, vol.61, Gdansk, Poland, 2002, p.187-208.
- [37] Carija, Z., Mrsa, Z., Complete Francis Turbine Flow Simulation for the Whole Range of Discharges. 4th International Congress of Croatian Society of Mechanics, Bizovac, Croatia; 2003, p. 105-11.
- [38] Bouchet, D.P., Tribes, C., Trepanier J.Y., Vu, T.C., Hydrodynamic Optimization in Rehabilitation Project, Proceedings of the 22nd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Stockholm, Sweden, 2004.
- [39] Zangeneh, M.A., Compressible Three Dimensional Blade Design Method for Radial and Mixed Flow Turbomachinery Blades, International Journal for Numerical Methods in Fluids, 1991; 13; 599-624.

- [40] Dixon, S.L., Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery, 5th Edition in SI/Metric Units, 1998.
- [41] Çengel, Y., Cimbala, J.M., Fluid Mechanics Fundamentals and Applications, 2nd Edition in SI Units, 2006.
- [42] Gogstad, P.J., Hydraulic Design of Francis Turbine Exposed to Sediment Erosion, NTNU, Master Thesis, 2011.
- [43] Lain, S., Garcia, M., Quintero B., Orrego S., CFD Numerical Simulations of Francis Turbines, Rev. Fac. Ing. Univ. Antioquia N. 51 pp. 24-33. February, 2010.
- [44] Dönmez, A.H., Francis Türbini Yayıncısındaki Akışın Modellenmesi, İTÜ, 2012, Yüksek Lisans Tezi.
- [45] Saeed, R.A., Galybin, A.N., Popov, V., Modelling of Flow-Induced Stresses in a Francis Turbine Runner, Advances in Engineering Software, 41, 2010, 1245-1255.
- [46] Yılmaz, M., Türkiye'nin Enerji Potansiyeli ve Yenilenebilir Enerji Kaynaklarının Elektrik Enerjisi Üretimi Açısından Önemi, Ankara Üniversitesi Çevre Bilimleri Dergisi, 4(2), 33-54, 2012.

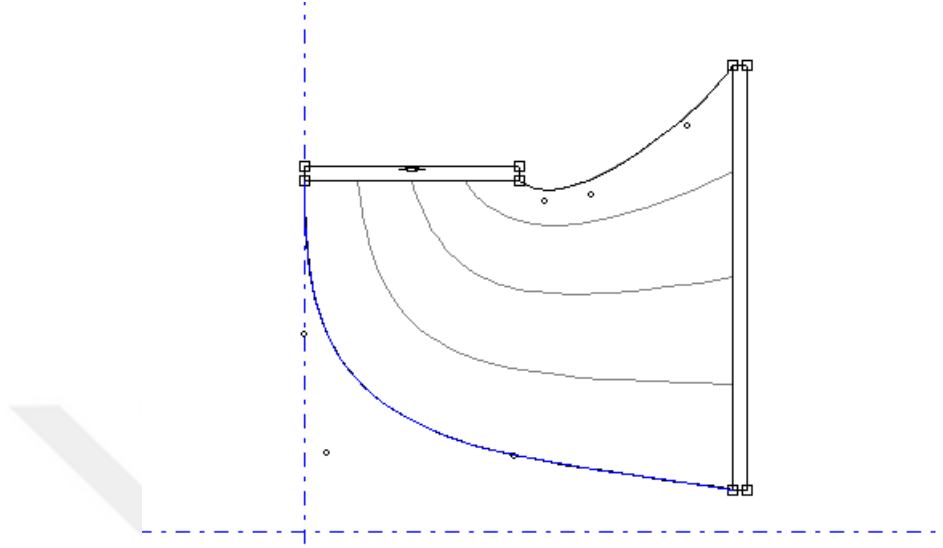
EKLER

EK-1: Rotor Kanatçıkları, Ayar Kanatları ve Sabit Kanatların Meridyonel Profilleri

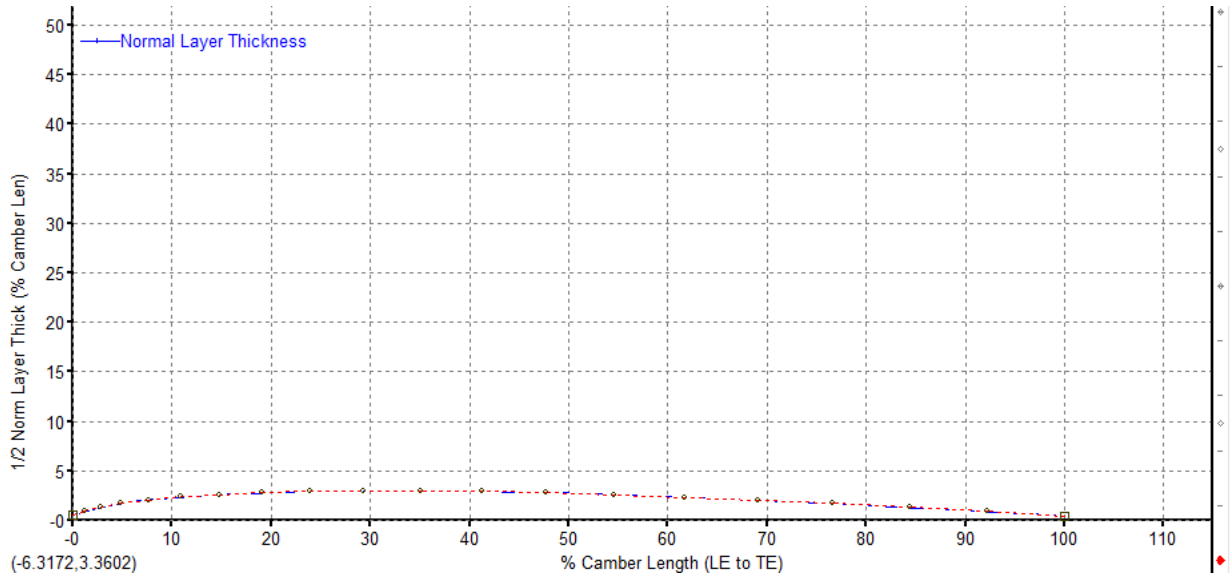
EK-2: Salyangoz Kesitlerinin Hesaplanması için Kullanılan MATLAB Kodu



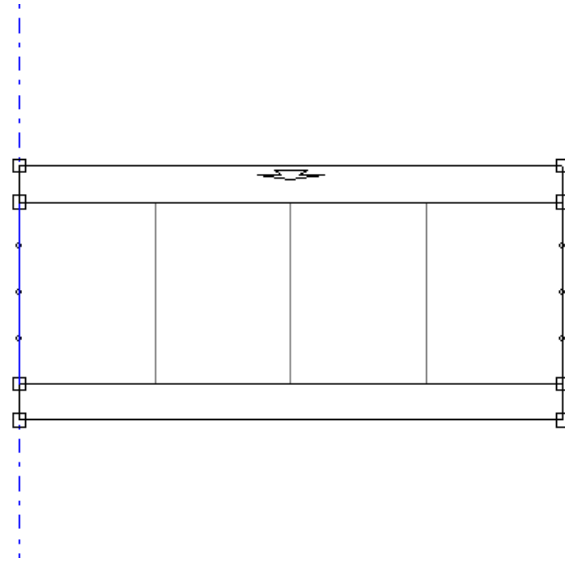
EK-1: Rotor Kanatçıkları, Ayar Kanatları ve Sabit Kanatların Meridyonel Profilleri



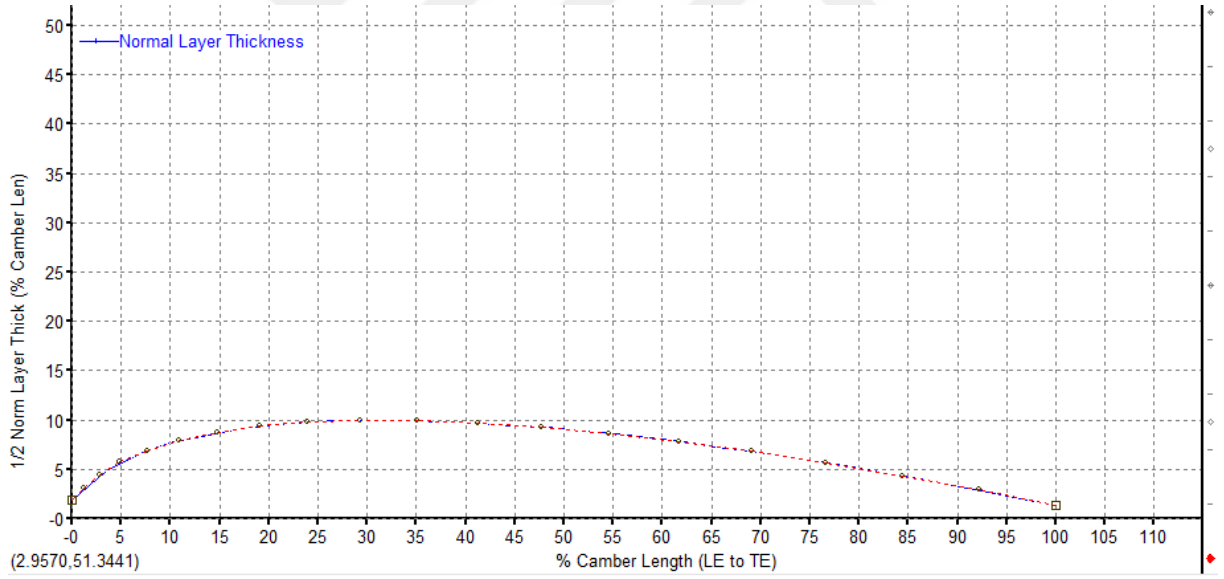
Şekil E.1: Rotor Kanatçıkları Meridyonel Profili



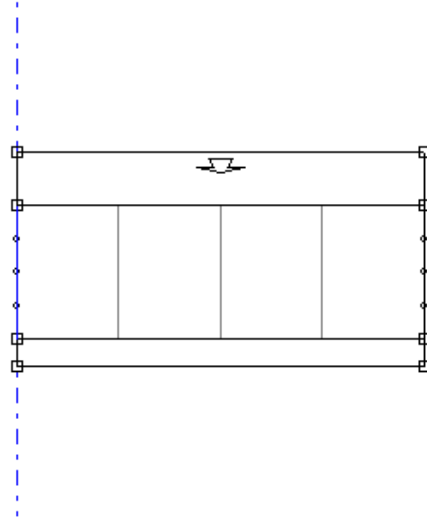
Şekil E.2: Rotor Kanatçıkları Kalınlık Grafiği



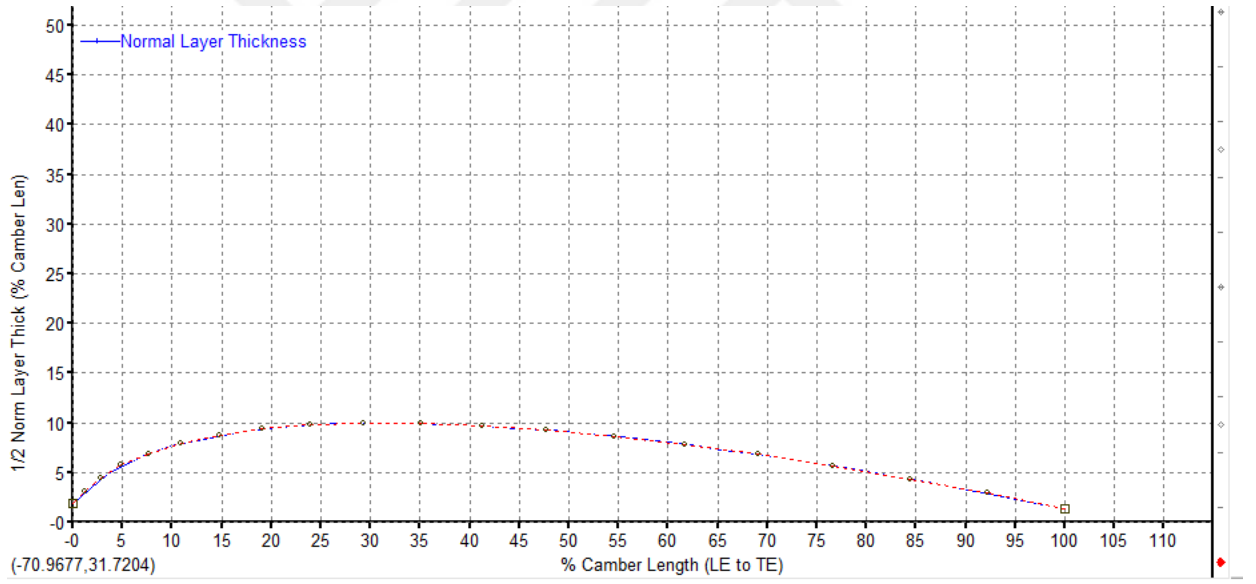
Şekil E.3: Ayar Kanatları Meridyonel Profili



Şekil E.4: Ayar Kanatları Kalınlık Grafiği



Şekil E.5: Sabit Kanatlar Meridyonel Profili



Şekil E.6: Sabit Kanatlar Kalınlık Grafiği

EK-2: Salyangoz Kesitlerinin Hesaplanması için Kullanılan MATLAB Kodu

```
Rc(1)=1.733;
Rs(1)=0.7465;
Rst(1)=0.831;
Hst(1)=0.305;
Alpha=15*pi/180;
Beta(1)=0;
Rcsst(1)=Rc(1)-Rst;
Rt(1)=Rc(1)-(sqrt((Rs(1)*Rs(1))-(Hst(1)*Hst(1))));
Rstt(1)=Rst(1)-Rt(1);
Theta(1)=2*(atan(sqrt((Rs(1)*Rs(1))-(Rcsst(1)*Rcsst(1)))/Rcsst(1)));
Area(1)=(0.5*(2*pi-Theta(1))*(Rs(1)*Rs(1)))+(0.5*(Rs(1)*Rs(1))*sin(Theta(1)));
for i=2:24
    Beta(i)=Alpha+Beta(i-1);
    Area(i)=Area(1)-(Area(1)*Beta(i)/(2*pi));
    Rs(i)=(Rs(i-1))*(sqrt(Area(i)/Area(i-1)));
    DRs(i)=abs(Rs(i-1)-Rs(i));
    Rc(i)=Rt(1)+(sqrt((Rs(i)*Rs(i))-(Hst(1)*Hst(1))));
    Rcsst(i)=Rc(i)-Rst(1);
    Theta(i)=2*(atan(sqrt((Rs(i)*Rs(i))-(Rcsst(i)*Rcsst(i)))/Rcsst(i)));
    A(i)=(pi*(Rs(i)*Rs(i))-(0.5*(Rs(i)*Rs(i))*(Theta(i)-sin(Theta(i)))));
    if(Area(i)>A(i))
        x=Rs(i);
        Rs(i)=Rs(i)+(0.5*DRs(i));
        DRs(i)=abs(x-Rs(i));
    else if(Area(i)<A(i))
        x=Rs(i);
        Rs(i)=Rs(i)-(0.5*DRs(i));
        DRs(i)=abs(x-Rs(i));
    end
end
end
```