

**SU TÜRBNİ TASARIMI AMAÇLI SAYISAL YÖNTEMLER
GELİŞTİRİLMESİ VE UYGULANMASI**

HASAN AKIN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

**TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

ARALIK 2014

ANKARA

Fen Bilimleri Enstitü onayı

Prof. Dr. Osman EROĞUL

Müdür

Bu tezin Yüksek Lisans derecesinin tüm gereksinimlerini sağladığını onaylarım.

Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ

Anabilim Dalı Başkanı

Hasan AKIN tarafından hazırlanan SU TÜRBİNİ TASARIMI AMAÇLI SAYISAL YÖNTEMLER GELİŞTİRİLMESİ VE UYGULANMASI adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Doç. Dr. Selin ARADAĞ

Tez Danışmanı

Dr. Kutay Çelebioğlu

Tez Danışmanı

Tez Jüri Üyeleri

Başkan: Prof. Dr. Sadık KAKAÇ

Üye : Doç. Dr. Selin ARADAĞ

Üye : Dr. Kutay ÇELEBİOĞLU

Üye : Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU

Üye : Prof. Dr. Kahraman ALBAYRAK

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada orijinal olmayan her türlü kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Hasan AKIN

Üniversitesi : TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi
Enstitüsü : Fen Bilimleri
Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği
Birinci Tez Danışmanı : Doç. Dr. Selin ARADAĞ
İkinci Tez Danışmanı : Dr. Kutay ÇELEBİOĞLU
Tez Türü ve Tarihi : Yüksek Lisans – Aralık 2014

Hasan AKIN

SU TÜRBİNİ TASARIMI AMAÇLI SAYISAL YÖNTEMLER GELİŞTİRİLMESİ VE UYGULANMASI

ÖZET

Yenilenebilir enerji kaynakları arasında en büyük paya sahip hidrolik güç elektrik üretiminde yüksek verimli ve temiz bir enerji kaynağıdır. Hidrolik türbinler hidrolik enerjiden elektrik enerjisi sağlayan turbo makinelerdir. Francis türbinleri ise günümüzde en yaygın kullanılan hidrolik türbin tipidir. Her türbinin kendine özgü düşü ve debi değeri olmasından dolayı türbin tasarımı terzi usulü olarak adlandırılır ve önemli bir mühendislik çalışmasını gerektirir. Francis türbinlerinde geleneksel tasarım yöntemi deneyler, ölçümler ve model testlerinden oluşur, fakat bu yöntem önemli ölçüde zaman ve para gerektirmektedir. Son yıllarda bilgisayarların artan hesaplama gücü ve gelişen sayısal yöntemler ile Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) türbin tasarımı sürecinde kullanılan önemli bir araç haline gelmiştir. Türbinde meydana gelen oldukça karmaşık, türbülanslı ve üç boyutlu akış HAD yardımıyla çözülebilmekte ve türbinin performans tahmini kolayca yapılabilmektedir. Bu çalışmada, literatürdeki mevcut teorik ve deneysel esaslar ile ticari HAD kodları birleştiren bir tasarım yöntemi ile bir Francis türbinin tasarımı gerçekleştirilmiştir. Tasarım süreci türbin bileşenlerinin ilk ölçülerinin belirlenmesiyle başlar. Türbin içerisindeki akış HAD araçları ile incelenerek istenilen hidrolik verim ve türbin isterleri karşılanıncaya kadar türbin üzerinde gerekli iyileştirmeler yapılır. Son tasarımda elde edilen sonuçlar türbin performansının HAD ile doğru tahmin edilebildiği ve oluşturulan HAD temelli tasarım yönteminin başarılı bir şekilde çalıştığı görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Francis türbini, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, Türbin tasarımı

University : TOBB Economics and Technology University
Institute : Institute of Natural and Applied Sciences
Science Programme : Mechanical Engineering
First Supervisor : Associate Professor Dr. Selin ARADAĞ
Second Supervisor : Dr. Kutay ÇELEBİOĞLU
Degree Awarded and Date : M.Sc. – December 2014

Hasan AKIN

**DEVELOPMENT AND APPLICATION OF NUMERICAL METHODS FOR
DESIGN OF HYDRAULIC TURBINES**

ABSTRACT

Hydropower, the largest source of renewable energy, is a clean and highly efficient way to generate electricity. Hydraulic turbines are turbo machines which produce electricity from hydraulic energy. Francis type turbines are the most common one in use today. The design of these turbines is called tailor-made due to their unique head and discharge, and it requires high engineering effort. Francis turbines are traditionally designed by means of experiments, measurements and model tests, but this process requires a great deal of time and money. Increasing computational power of computers and developing numerical methods during the last decades, Computational Fluid Dynamics (CFD) has become a very important tool at the design process of hydraulic machines. CFD is able to solve complex, three-dimensional and turbulent flows occurring in turbines and the performance of the turbine can be easily predicted. In this study, the design of a Francis turbine is accomplished by using a design methodology integrating theoretical and experimental fundamentals of hydraulic machines with commercial CFD codes. The design process begins with the selection of initial dimensions of turbine components. Required improvements on turbine are carried out to improve the overall hydraulic efficiency and obtain the final turbine specifications by solving the flow in the turbine with CFD tools. The results obtained at the final design show that the performance of a turbine can be predicted accurately and applied CFD-based design methodology is successful at turbine design.

Keywords: Francis turbine, Computational Fluid Dynamics, Turbine design

TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım boyunca değerli yardımları ve katkıları ile beni yönlendiren sayın hocalarım Doç. Dr. Selin ARADAĞ ve Dr. Kutay ÇELEBİOĞLU'na teşekkür ederim.

Tez jürisi üyeleri; Prof. Dr. Sadık KAKAÇ, Prof. Dr. Kahraman ALBAYRAK ve Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU'ya zaman ayırıp tezimi değerlendirdikleri ve jürimde buldukları için teşekkür ederim.

Yüksek lisans eğitimim boyunca aynı projede birlikte çalıőtığım arkadaşlarım Berat KAVURMACI, Zeynep AYTAÇ ve Fatma AYANCIK'a her türlü yardımları ve destekleriyle yanımda oldukları için teşekkür ederim.

Beni dünyaya getiren, hayatları boyunca hiçbir fedakârlıktan kaçınmayarak beni büyüten ve her zaman yanımda olan sevgili annem Ayőe AKIN ve babam Cemal AKIN'a sonsuz teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	iii
ABSTRACT.....	iv
TEŞEKKÜR.....	v
İÇİNDEKİLER	vi
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	viii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	ix
KISALTMALAR	xii
SEMBOL LİSTESİ.....	xiii
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Hidroelektrik Enerji.....	1
1.2. Tezin Amacı ve Kapsamı	2
1.3. Literatür Araştırması	3
1.3.1. Hidrolik Türbinler	3
1.3.2. Francis Türbini	6
1.4. Tez Planı.....	11
2. TASARIM YÖNTEMİ.....	13
2.1. Giriş parametreleri.....	15
2.1.1. Düşü	15
2.1.2. Debi.....	17
2.2. Temel Tasarım Parametreleri ve Tanımlar.....	17
2.2.1. Verim ve Güç	17
2.2.2. Hız.....	18
2.2.3. Hız Üçgenleri ve Türbinin Çalışma Prensibi	21
2.2.4. Aynı Tip Türbinlerin Çalışma Şekilleri için Benzerlik Kuralları	23
2.3. Ön Tasarım	25
2.3.1. Çark.....	25
2.3.2. Ayar Kanatları.....	28
2.3.3. Sabit Kanatlarla Birlikte Sarmal Yapı (Salyangoz).....	29
2.3.4. Emme Borusu.....	33
3. UYGULAMA	36
3.1. Projenin Tanımı.....	36
3.2. Türbinin Ön Tasarımı ve Geometrilerin Oluşturulması	36

4.	HAD YÖNTEMİ	43
4.1.	HAD Analizi.....	43
4.1.1.	Korunum Denklemleri	44
4.1.2.	Türbülans Modeli	46
4.1.3.	Ayrıklaştırma Yöntemi ve Adveksiyon Şemaları	48
4.1.4.	Sınır Koşulları	49
4.2.	Sayısal Çözüm Ağı.....	51
4.2.1.	Çözüm Ağı Üretimi.....	51
4.2.2.	Çözüm Ağı Bağlantısı	56
5.	SONUÇLAR.....	60
5.1.	Türbin Bileşenlerinin HAD Sonuçları.....	60
5.1.1.	Salyangoz	60
5.1.2.	Sabit Kanat	64
5.1.3.	Ayar Kanadı	68
5.1.4.	Çark.....	72
5.1.5.	Emme Borusu.....	78
6.	DEĞERLENDİRME	94
6.1.	Yapılan Tez Çalışmasının Özeti	94
6.2.	Yapılan Tez Çalışmasının Katkıları	96
6.3.	Gelecek Çalışmalar.....	96
	KAYNAKLAR	97
	ÖZGEÇMİŞ	102

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 1.1. Hidrolik türbinlerin çalışma aralıkları [12].....	5
Çizelge 2.1. Jeneratör senkronizasyon hızları [37]	19
Çizelge 2.2. Özgül hızın fonksiyonu olarak Francis türbin çarkı ampirik değerleri, $n_q = nQ^{1/2}H^{-3/4}$, n rpm, Q m ³ /s, H m [38].....	26
Çizelge 3.1. Temel tasarım parametreleri	37
Çizelge 3.2. Salyangoz ölçüleri.....	41
Çizelge 4.1. Türbin bileşenlerinin son tasarımları için ince çözüm ağı bilgileri	56
Çizelge 4.2. Tüm türbin için ince çözüm ağı bilgileri.....	59
Çizelge 5.1. Salyangoz hesap tablosu	61
Çizelge 5.2. Sabit kanat akış analizi sonuçları.....	65
Çizelge 5.3. Ayar kanadı akış analizi sonuçları	69
Çizelge 5.4. Çark performans sonuçları.....	73
Çizelge 5.5. Çark kanadı akış analizi sonuçları	73
Çizelge 5.6. Emme borusu hesap tablosu	78
Çizelge 5.6. Farklı düşü ve ayar kanadı açıklıklarında HAD sonuçları.....	88

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Hidroelektrik santralının şematik görünüşü [14]	4
Şekil 1.2. Pelton, Francis ve Kaplan türbinlerinin tipik tasarım noktası verimleri [12]	6
Şekil 1.3. Hidrolik türbin tiplerinin uygulama aralıkları [16]	7
Şekil 1.4. Francis türbininin ana bileşenleri	8
Şekil 2.1. Tasarım yöntemi şeması	13
Şekil 2.2. HES santral düşü değişimi	15
Şekil 2.3. Farklı özgül hızlardaki çark tasarımları [37]	20
Şekil 2.4. Çark kanadının girişinde ve çıkışında hızlar	21
Şekil 2.5. Çark ölçüleri [38]	25
Şekil 2.6. Özgül hıza bağlı olarak meridyonel profiller [38]	27
Şekil 2.7. Çark meridyonel profil gösterimi	27
Şekil 2.8. Ayar kanatları tasarım parametreleri	28
Şekil 2.9. Sabit kanatlarla birlikte sarmal yapı	30
Şekil 2.10. Belirlenen ayar kanadı giriş açısına göre salyangoz hesabı [13]	31
Şekil 2.11. Salyangoz giriş kesitinde düşüye bağlı ortalama hız [13]	32
Şekil 2.12. Düz-konik tip emme borusu	34
Şekil 2.13. Dirsek tipi emme borusu	34
Şekil 3.1. Çark geometrisi	39
Şekil 3.2. Sabit kanat (üstte) ve ayar kanadı (altta) geometrileri	40
Şekil 3.3. Salyangoz (sol) ve emme borusu (sağ) geometrileri	42
Şekil 4.1. HAD analiz şeması	44
Şekil 4.2. Kanat geometrilerinde ara yüz sınır koşulu	50

Şekil 4.3. Topoloji tanımları a) H-Ağ, b) J-Ağ, c) C-Ağ, d) L-Ağ [51]	51
Şekil 4.4. Stator ince çözüm ağı a) sabit kanat, b) ayar kanadı.....	52
Şekil 4.5. Çark kanadı (rotor) ince çözüm ağı	53
Şekil 4.6. Salyangoz ince çözüm ağı.....	54
Şekil 4.7. Emme borusu ince çözüm ağı	54
Şekil 4.8. Çözüm ağı bağımsızlığı	55
Şekil 4.9. Üç ana rotor-stator arayüz tipi [20].....	57
Şekil 4.10. Tüm türbin ince çözüm ağı	58
Şekil 5.1. Salyangozda içerisindeki akım çizgileri	61
Şekil 5.2. Salyangoz çıkış yüzeyinde kütleli debi dağılımı	62
Şekil 5.3. Salyangoz çıkışındaki akış dağılımı.....	62
Şekil 5.4. Salyangoz simetri düzleminde basınç dağılımı.....	63
Şekil 5.5. Salyangoz simetri düzleminde hız dağılımı ve vektörleri	64
Şekil 5.6. Sabit kanat etrafında akım çizgileri	65
Şekil 5.7. Simetri düzleminde ayar kanadı üzerindeki basınç yüklemesi	66
Şekil 5.8. Sabit kanat simetri düzleminde toplam basınç dağılımı	66
Şekil 5.9. Sabit kanat simetri düzleminde basınç dağılımı	67
Şekil 5.10. Sabit kanat simetri düzleminde hız dağılımı hız vektörleri	68
Şekil 5.11. Ayar kanadı etrafında akım çizgileri.....	69
Şekil 5.12. Simetri düzleminde sabit kanat üzerindeki basınç yüklemesi	70
Şekil 5.13. Ayar kanadı simetri düzleminde toplam basınç dağılımı	70
Şekil 5.14. Ayar kanadı simetri düzleminde basınç dağılımı.....	71
Şekil 5.15. Ayar kanadı simetri düzleminde hız dağılımı hız vektörleri	72
Şekil 5.16. Çark kanadı etrafında akım çizgileri.....	74
Şekil 5.17. Simetri düzleminde çark kanadı üzerindeki basınç yüklemesi	74

Şekil 5.18. Çark kanadı orta kesitinde hız dağılımı ve vektörleri.....	75
Şekil 5.19. Çark kanadı orta kesitinde statik basınç dağılımı	76
Şekil 5.20. Çark kanadının meridyonel kesitinde toplam basınç dağılımı.....	77
Şekil 5.21. Çark kanadı üzerinde basınç dağılımı; a) basınç tarafı, b) emme tarafı ..	78
Şekil 5.22. Emme borusu içerisinde akım çizgileri.....	79
Şekil 5.23. Emme borusu boyunca toplam basınç değişimi.....	80
Şekil 5.24. Emme borusu boyunca basınç değişimi.....	80
Şekil 5.25. Emme borusu simetri düzleminde basınç dağılımı	81
Şekil 5.26. Emme borusu simetri düzleminde hız dağılımı ve vektörleri.....	81
Şekil 5.27. Tüm türbin içerisinde akım çizgileri.....	82
Şekil 5.28. Türbin simetri düzleminde basınç dağılımı	83
Şekil 5.29. Türbin simetri düzleminde hız dağılımı ve hız vektörleri	83
Şekil 5.30. Sabit kanatlar ve ayar kanatları simetri düzleminde basınç dağılımı	84
Şekil 5.31. Sabit kanatlar ve ayar kanatları simetri düzleminde hız dağılımı ve vektörleri	85
Şekil 5.32. Ayar kanatları ve çark kanatları simetri düzleminde sabit koordinat sisteminde toplam basınç dağılımı	86
Şekil 5.33. Ayar kanatları ve çark kanatları simetri düzleminde basınç dağılımı.....	86
Şekil 5.34. Ayar kanatları ve çark kanatları simetri düzleminde hız dağılımı ve vektörleri	87
Şekil 5.35. Ayar kanadı açıklığına göre türbinden geçen debinin değişimi.....	89
Şekil 5.36. Türbinde üretilen gücün türbinden geçen debiye göre değişimi.....	90
Şekil 5.37. H=126.7 m tasarım düşüsünde türbinden geçen debiye göre hidrolik kayıp analizi	90
Şekil 5.38. H=126.7 m tasarım düşüsünde türbin bileşenlerinin verimlerinin türbinden geçen debiye göre değişimi.....	91
Şekil 5.39. Tasarlanan türbinin verimlilik Hill diyagramı	93
Şekil 5.40. H=126.7 m tasarım düşüsünde türbinin verim eğrisi.....	93

KISALTMALAR

Kısaltmalar	Açıklama
CAD	Computer Aided Design
GGI	General Grid Interface
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
HES	Hidroelektrik Santral
HK	Hücum Kenarı
KK	Kuyruk Kenarı
MFR	Multiple Frames of Reference
NACA	National Advisory Committee for Aeronautics
RANS	Reynolds-Averaged Navier Stokes
3B	Üç Boyutlu

SEMBOL LİSTESİ

Sembol	Açıklama
A	Alan
a_o	Ayar kanadı açıklığı
b	Salyangoz genişliği
b_0	Ayar kanadı yüksekliği
c_p	Basınç geri kazanım oranı
D	Çark giriş çapı
D_g	Ayar kanadı oturma çapı
D_s	Türbin mili çapı
$D_{st,out}$	Sabit kanat çıkış çapı
D_1	Çark çıkış çapı
D_2	Emme borusu konisi çıkış çapı
D_3	Emme borusu difüzörü giriş çapı
D_4	Emme borusu difüzörü çıkış çapı
e	Özgül enerji
f	Frekans
g	Yerçekimi ivmesi
H	Düşü
H_d	Tasarım düşüsü
H_o	Brüt düşü
H_1	Emme borusu koni yüksekliği
H_2	Emme borusu difüzör uzunluğu
$h_{kayıp}$	Düşü kaybı
K	Salyangoz sabiti
k	Türbülans kinetik enerjisi
L_g	Ayar kanadı uzunluğu

L_{suc}	Düz-konik eme borusu emme boyu
M	Moment
M_o	Dönme merkezi O etrafındaki moment
N_r	Çarkta üretilen güç
n	Çarkın dönme hızı
n_{sp}	Özgül hız
n_s	Çarkın özgül hızı (SI)
n_q	Çarkın özgül hızı (US)
$n_{senkron}$	Senkronize dönüş hızı
n_{11}	Birim hız
P	Basınç
P_{atm}	Atmosfer basıncı
P_d	Türbin şaftında üretilen güç
P_{in}	Emme borusu giriş basıncı
P_k	Türbülansa bağlı kayma gerilimi üretimi
$P_{tot,in}$	Giriş toplam basıncı
P_s	Statik basınç
P_t	Toplam basınç
$P_{t,dönel}$	Dönel koordinat sisteminde toplam basınç
P_{out}	Emme borusu çıkış basıncı
R	Salyangoz virol yarıçapı/Emme borusu dirsek yarıçapı
R_o	Virol-türbin merkezi uzaklığı
$R_{st,out}$	Sabit kanat çıkış yarıçapı
r	Yarıçap
Q	Debi
Q_d	Tasarım debisi
$Q_{sp,in}$	Salyangoz virolüne giren debi
t_g	Ayar kanatları merkezleri arasındaki yatay mesafe

u	Çark kanadının çevresel hızı
V	Akış hız vektörü
V_{in}	Emme borusu giriş hızı
$V_{sp,in}$	Salyangoz virolüne giren akışın hızı
V_r	Radyal hız vektörü
V_u	Çevresel hız vektörü
w	Dönel koordinat sisteminde akış hız vektörü
w_u	Dönel koordinat sisteminde akış çevresel hız vektörü
Z_{yh}	Yükleme havuz yüksekliği
Z_{ks}	Kuyruksuyu yüksekliği
α	Akış açısı
$\alpha_{st,out}$	Sabit kanat çıkışında akış açısı
α_0	Ayar kanadı dönüş açısı
β	Bağıl akış açısı
θ_1	Emme borusu koni açısı
θ_2	Emme borusu difüzör açısı
δ	Açı
ε	Türbülans enerji (eddy) yitimi
μ	Viskozite
μ_{eff}	Etkin viskozite
μ_t	Türbülans viskozitesi
η	Hidrolik verim
ρ	Su yoğunluğu
Γ_1	Çark girişindeki çevrinti
Γ_2	Çark çıkışındaki çevrinti
ω	Açısal hız
φ	Virol açısı
φ_{cov}	Toplam virol açısı

1. GİRİŞ

1.1. Hidroelektrik Enerji

İnsan hayatının kalitesinde önemli bir rol oynayan enerji dünya üzerindeki tüm ülkeler için yaşamın ekonomik ve sosyal gelişiminde vazgeçilmezdir. Gelişmekte olan ülkelerdeki ekonomik gelişmelerle birlikte dünyada elektrik enerjisi talebi gittikçe artmakta ve son yirmi yılda dünyadaki toplam elektrik üretimi neredeyse iki katına çıkmıştır. Bu nedenle hidrolik güç teknik, ekonomik ve çevresel faydaları da düşünüldüğünde dünyadaki enerji ihtiyacını karşılamada önemli bir paya sahiptir [1,2].

Hidrolik güç yüksek verimde elektrik üretimi sağlamanın yanında birçok avantaja sahiptir. Hidroelektrik santraller diğer güç santrallerinin birkaç katı kapasiteye sahip olabilmektedir ve ayrıca proje ölçeğinde ve tipinde geniş bir aralığa sahiptir. Hidroelektrik santrallerin ilk yatırım maliyetleri yüksek olmasına rağmen düşük işletme maliyetine sahip olduğundan uzun dönemde değerlendirildiğinde uygun bir seçenektir. Hidrolik gücün en büyük avantajı elektrik üretiminin planlanabilir olmasıdır. Elektrik gücü ihtiyacı gün içerisinde değişim gösterir. Ortalama elektrik gücü ihtiyacının altında kalan minimum elektrik talebi baz yük, ortalama gücün üzerindeki maksimum elektrik talebi ise puant yük olarak adlandırılır. Elektrik ihtiyacına göre depolamalı santraller devreye girip çıkabilmekte ve puant yükün karşılanmasında önemli bir görev üstlenmektedir. Ayrıca nehir tipi santraller de sürekli baz yükün sağlanmasında kullanılabilir. Hidrolik güç elektrik üretiminin yanında sulama, sel kontrolü ve içme suyu gibi diğer temel hizmetleri de sağlamaktadır. Hidroelektrik santrallerin çevreye etkileri ise diğer alternatif kaynaklarla kıyaslandığında çok düşük seviyelerdedir [1,2].

Bugün için hidroelektrik Dünya’da üretilen toplam elektrik enerjisinin yaklaşık %20’sini sağlamaktadır. Bazı ülkeler için hidroelektrik tek yerli enerji kaynağıdır. 2010 World Atlas & Industry Guide (Aqua-Media International Ltd.) adlı yayına göre, Dünya’nın; brüt, teorik hidroelektrik potansiyeli yaklaşık 39894 TWh/yıl, teknik yapılabilir hidroelektrik potansiyeli yaklaşık 14575 TWh/yıl ve ekonomik yapılabilir hidroelektrik potansiyeli ise yaklaşık 8711 TWh/yıl’dır. İşletmede olan

hidroelektrik santrallerin yıllık üretim kapasitesi dikkate alındığında, teknik yapılabilir potansiyelin %24.3'ü ve ekonomik yapılabilir potansiyelin ise %40.7'si değerlendirilmiştir. Kalan değerlendirilmemiş potansiyelin büyük kısmı Afrika ve Asya'da yer almaktadır [3].

Türkiye'nin coğrafik konumu, iklimi ve sahip olduğu su kaynakları düşünüldüğünde hidrolik güç enerji kaynakları arasında sürdürülebilir bir enerji kaynağı olarak öne çıkmaktadır. 2013 yılı verilerine göre hidrolik güç enerji üretiminde %24.8'lik bir paya sahiptir. Türkiye'nin; brüt, teorik hidroelektrik potansiyeli 433 TWh/yıl, teknik yapılabilir hidroelektrik potansiyeli 216 TWh/yıl ve ekonomik yapılabilir hidroelektrik potansiyeli ise 170 TWh/yıl'dır. Buna göre Türkiye'de teknik yapılabilir hidroelektrik potansiyelinin sadece %59'u ekonomik olarak yapılabilir durumdadır. Türkiye'de işletmede olan 458 adet hidroelektrik santrali mevcuttur ve bu santraller teknik potansiyelin %37.1'ine karşılık gelmektedir. 2002 ve 2003 yıllarında elektrik piyasasında yapılan düzenlemelerle birlikte hidroelektrik projeleri özel sektöre açılmıştır ve bununla birlikte hidroelektrik projelerinin sayısı hızla artmıştır. Mevcut olan kurulu güce (22804 MW) inşa halinde bulunan 256 adet ve inşa edilecek olan 956 adet hidroelektrik santralleriyle birlikte 24720 MW eklenecektir [3,4].

1.2. Tezin Amacı ve Kapsamı

Hidrolik türbinlerin hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile akış analizleri ve türbin test düzenekleri ile model testleri gerçekleştirilebilmektedir. Akademik çalışmalarda çoğunlukla, sayısal yöntemlerle elde edilen sonuçlar deneysel yöntemlerle elde edilen sonuçlarla doğrulanması yer almaktadır. Bu amaçla bir araya gelen birden fazla kuruluşun gerçekleştirdiği uluslararası projelerden en önemlileri GAMM çalışmayı [5,6], Hydrodyna [7] ve Flindt [8] projeleridir.

Ülkemizde baraj mühendisliği konusunda ileri derecede bilgi sahibi olunmasına rağmen hidroelektrik santralin en önemli elmanı olan hidrolik türbinlerin tasarımı ve üretimi konusunda yeterli bil-yap bulunmamaktadır. Bu alanda gerekli olan bil-

yap'ın oluşturulması, hidrolik türbinlerin yerli olarak tasarımı, model imalatı ve testlerinin gerçekleştirilmesi amacıyla TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Kalkınma Bakanlığı desteği ile Su Türbini Tasarım ve Testleri Merkezi'ni [9,10] kurmaktadır.

Bu tez çalışmasında; yukarıda bahsi geçen Su Türbini Tasarım ve Testleri Merkezi'nin misyonu doğrultusunda Francis tipi hidrolik türbinlerin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) araçları kullanılarak tasarımı ve türbinde meydana gelen akışın HAD analizleri için bir yöntem oluşturmaktır. Bu yöntem ile birlikte merkez, türbin tasarlama ve ayrıca ileride model testleri yapılacak türbinlerin sayısal yöntemlerle akış analizlerini gerçekleştirme yeteneğine ve altyapısına sahip olacaktır.

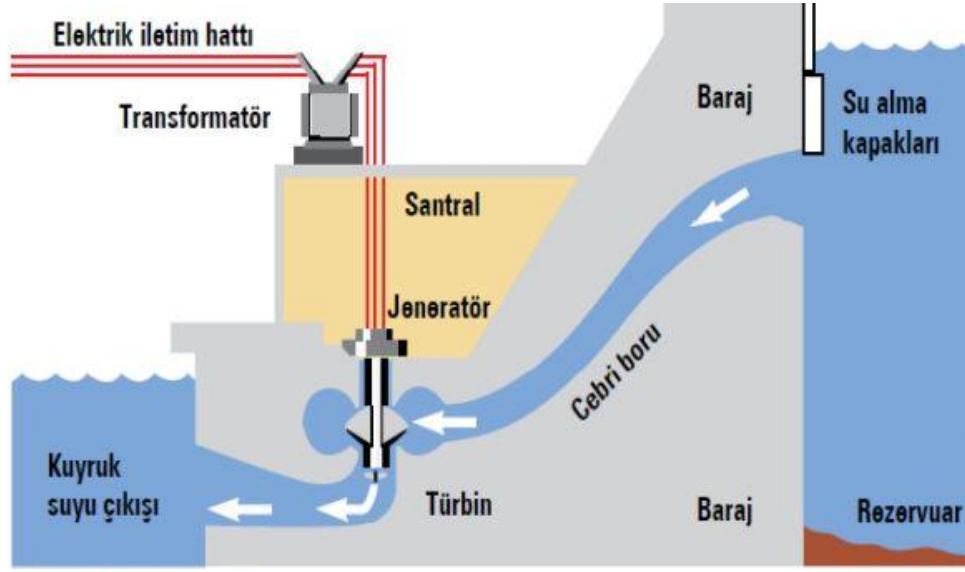
Tezin kapsamı, Türkiye'nin Trabzon ilinde kurulacak Köprübaşı HES projesi için yaklaşık 4.3 MW güce sahip bir Francis türbinin salyangoz, sabit kanatlar, ayar kanatları, çark ve emme borusu olmak üzere tüm bileşenlerinin hidrolik tasarımını HAD araçlarını kullanarak gerçekleştirmektir.

1.3. Literatür Araştırması

1.3.1. Hidrolik Türbinler

Hidrolik türbinlerin elektrik enerjisi üretmek amacıyla kullanılması uzun bir tarihsel sürece dayanmaktadır. 1850 yıllarında Lowell, Massachusetts'te James B. Francis ve arkadaşları tarafından ilk kez mükemmel sonuçlar veren ve geniş bir kesim tarafından kullanılan radyal-iç akışa sahip reaksiyon türbini geliştirilmiştir. Günümüzde modern Francis türbinleri orijinal tasarımından çok farklı formlarda geliştirilse de radyal-iç akış niteliğini korumaktadır. Modern impuls türbini de 1880 yıllarında ABD'de türbine ismini veren Lester A. Pelton tarafından geliştirilmiştir. Jet için çentik, nozul için iğne kontrol içeren çift eliptik çukur çanak şeklinde kanatlara sahip modern impuls (Pelton) türbini 1900 yıllarında kullanılmaya başlanmıştır. Ayarlanabilir çark kanatlarına sahip aksel akış türbini ise 1910 ile 1924 yılları arasında Avusturyalı mühendis Kaplan tarafından geliştirilmiştir [11,12].

Hidroelektrik güç santrallerinde (HES) hidrolik türbin ve jeneratör olmak üzere iki ana ekipman bulunur. Bir HES'in şematik diyagramı Şekil 1.1'de verilmiştir. Rezervuarda depolanan su cebri boru ile türbine doğru akar ve türbinden de kuyruksuyuna tahliye edilir. Suyun sahip olduğu potansiyel enerji türbinde şaftın dönmesiyle mekanik enerjiye dönüştürülür. Şaftın dönüşü elektrik jeneratörünün rotoruna aktararak burada mekanik enerji elektrik enerjisine dönüştürülür [13].



Şekil 1.1. Hidroelektrik santralinin şematik görünüşü [14]

Hidrolik türbinler çalışma prensiplerine göre itici güç (impuls) ve tepki (reaksiyon) türbinleri olmak üzere ikiye ayrılır.

- *İmpuls (İtici güç) türbinleri:* Rotor üzerinde çukur çanak şeklindeki kanatlar bulunur. Nozüllerden çıkan su jetleri açık ortamda kanatlara çarpar ve bu etki ile çarkın dönmesi sağlanır. İmpuls türbinlerinin en yaygın kullanılan tipi Pelton türbinidir. Pelton türbinini genellikle yüksek düşülerde kullanılan verimli bir makinedir. Diğer impuls türbin çeşitleri ise Turgo ve Banki (Crossflow) türbinleridir [15].
- *Reaksiyon (Tepki) türbinleri:* Reaksiyon türbininde rotor tamamen su içerisindedir ve bir basınç gövdesi ile örtülüdür. Türbin girişinde mevcut olan toplam düşünün sadece bir kısmı çarka gelmeden hız düşüşüne çevrilmektedir. Suyun statik (basınç) düşüşü çark boyunca giderek düşer ve

suyun çark çıkışında ivmelenmesi sonucu oluşan tepki kuvveti ile çarkın dönmesi sağlanmaktadır. Reaksiyon türbinin başlıca tipleri Kaplan ve Francis türbinleridir [15].

Yukarıda bahsedilen ve türbin tasarımcıları tarafından çoğunlukla tercih edilen başlıca üç hidrolik türbin için (Francis, Kaplan ve Pelton) Çizelge 1.1’de özgül hız, düşü, maksimum güç, optimum verim ve regülasyon yöntemi özetlenmiştir.

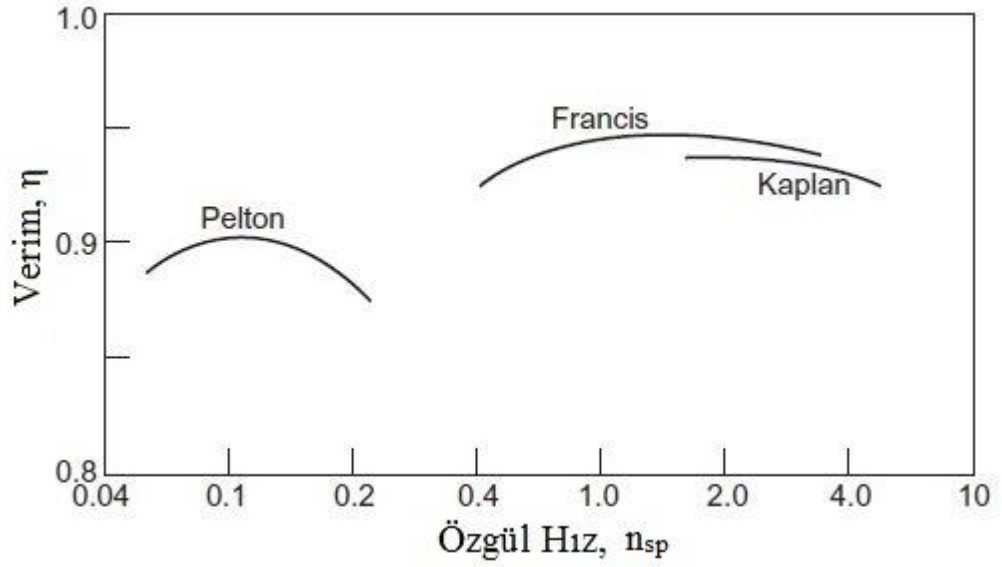
Çizelge 1.1. Hidrolik türbinlerin çalışma aralıkları [12]

	Pelton	Francis	Kaplan
Özgül Hız, n_{sp} (rad)	0.05 - 0.4	0.4 - 2.2	1.8 - 5.0
Düşü (m)	100 - 1770	20 - 900	6 - 70
Maksimum güç (MW)	500	800	300
Optimum verim, %	90	95	94
Regülasyon yöntemi	İğne vana ve saptırıcı levha	Ayar kanatlarının kanat açısı	Rotor kanatlarının kanat açısı

Özgül hız, hidrolik turbo makinelerde sıkça kullanılan önemli bir parametredir. Özgül hız; türbin shaftının dönüş hızı n , türbinde shaftında üretilen güç P_d , türbinin net düşüsü H_d , suyun yoğunluğu ρ , ve yerçekimi ivmesi g ile Denklem 1.1’de verilen formülle hesaplanır. Özgül hız n_{sp} ; dönüş hızı rpm cinsinden alındığında birimsiz, dönüş hızı rad/s cinsinden alındığında ise rad biriminde elde edilmektedir.

$$n_{sp} = n \frac{(P_d / \rho)^{0.5}}{(gH_d)^{1.25}} \quad (1.1)$$

Bir HES projesine en uygun türbin tipinin belirlenmesinde özgül hız önemlidir. Türbinin kurulacağı yerdeki mevcut debi ve düşü parametreleri türbinin özgül hızını belirler. Genellikle düşük özgül hıza sahip türbinler düşük debilere ve yüksek düşülere karşılık gelirken yüksek özgül hızdakiler ise yüksek debilere ve düşük düşülere karşılık gelmektedir [12]. Şekil 1.2’de üç ana türbin tipinin özgül hızın fonksiyonu olarak verim eğrileri gösterilmiştir.

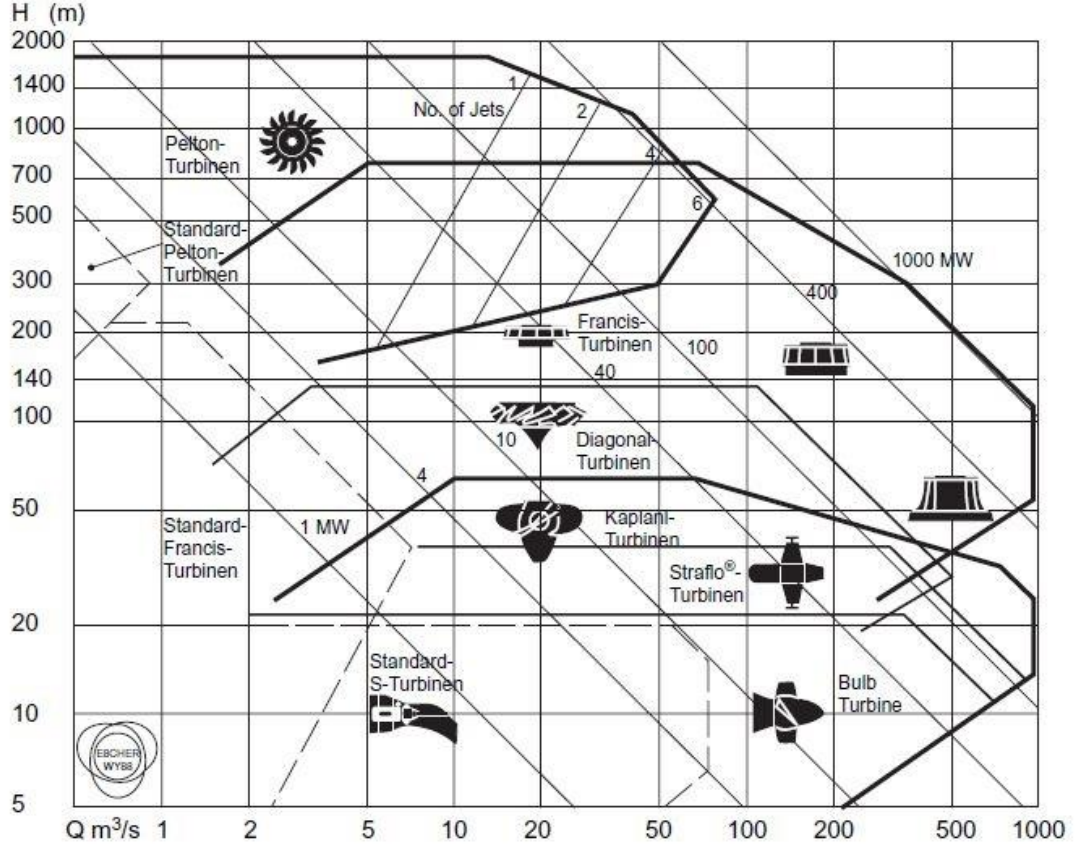


Şekil 1.2. Pelton, Francis ve Kaplan türbinlerinin tipik tasarım noktası verimleri [12]

Günümüzde türbin tasarımcıları tarafından kullanılan Sulzer Hydro'nun tecrübelerine dayanılarak elde ettiği, tüm türbin tiplerinin çalışma aralıkları gösteren bir diğer diyagram Şekil 1.3'de verilmiştir [16]. Bu diyagram farklı debi ve düşümlere karşılık hangi tip hidrolik türbinin kullanıldığını ve ayrıca her türbin tipi için üretilecek yaklaşık gücü de göstermektedir.

1.3.2. Francis Türbini

Reaksiyon türbinleri sınıfına ait Francis türbini Şekil 1.3'de görüldüğü gibi Kaplan ve Pelton türbinlerini de kapsayan geniş çalışma aralığına sahiptir. Bu geniş çalışma aralığında yüksek verimli bir makine olması, Francis türbinini diğer türbinlerden avantajlı kılmakta ve kullanıcılar tarafından daha çok tercih edilmesine neden olmaktadır.

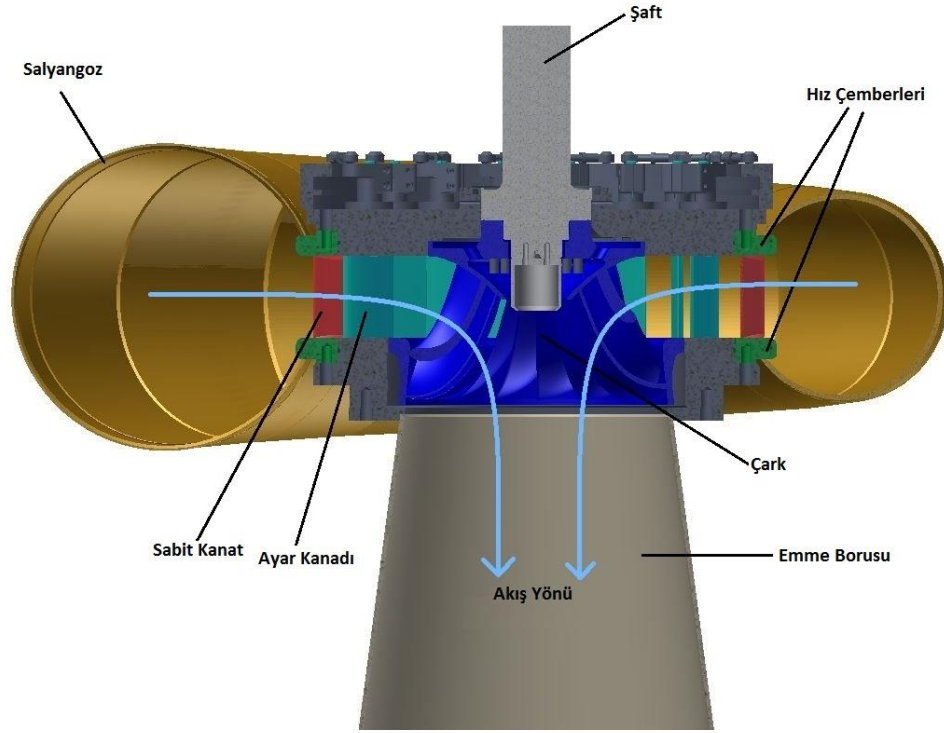


Şekil 1.3. Hidrolik türbin tiplerinin uygulama aralıkları [16]

Francis türbinleri çoğunlukla dikey eksenli olarak kullanılmaktadır, fakat bazı küçük makinelerde yatay eksen de tercih edilebilmektedir [12]. Şekil 1.4'de dikey eksenli bir Francis türbininin ana bileşenleri görülmektedir.

Bir Francis türbini temel olarak salyangoz, sabit kanatlar, ayar kanatları, çark ve emme borusundan oluşmaktadır. Cebri borudan gelen su salyangozdan türbine girer. Salyangoz çarkı tamamen çevreleyen bir yapıya sahiptir. Salyangoz akışı sabit kanatların girişinde çevresel yöndeki hız dağılımını aynı olacak şekilde tasarlanır. Bu nedenle salyangozun kesit alanı akış çizgisi boyunca azalmaktadır [11].

Salyangozdan çıkan su sabit kanatlara gelir. Sabit kanatların temel görevi salyangozda ve türbin kapaklarında oluşan basınç yüklerini taşımaktır [11]. Ayrıca sabit kanatlar akışa yön vererek akışın ayar kanatlarına optimum açıyla girmesini sağlar.



Şekil 1.4. Francis türbininin ana bileşenleri

Ayar kanatları eksenleri etrafında dönerek türbinde debiyi, dolayısıyla türbinin gücünü kontrol edebilmektedir. Ayrıca farklı debi koşullarında (ayar kanadı açıklıklarında) sabit kanatlardan gelen akışı çarka en uygun açıda yönlendirirler.

Ayar kanatlarından gelen akış radyal olarak çarka girer ve çarktan da aksel olarak çıkar. Bu nedenle Francis türbini radyal-aksel türbin olarak da adlandırabilmektedir [13]. Çark üç boyutlu ve oldukça kıvrımlı kanatları taşıyan taç ve bilezikten oluşur. Çarktan sızan akışı önlemek, azaltmak için taçta ve bilezikte labirent salmastra bulunur. Çarka gelen suyun açıl momentumu azaltılarak türbin şaftına iş sağlanır [12].

Emme borusu çarktan çıkan suyu kuyuksuyuna tahliye eder. Çarkta tüm enerjisini bırakan suyun basıncı emme borusu içerisinde kuyuksuyu basıncına kadar artırılır. Suyun çıkıştaki kinetik enerjisi azaltılarak emme borusunda maksimum enerji geri kazanımı sağlanabilir [12]. Bu nedenle emme borusunun kesit alanı akış çizgisi boyunca artacak şekilde tasarlanır.

1.3.3. Su Türbinlerinde Sayısal Akış Simülasyonlarının Uygulanması

Günümüzde enerji marketinde hızla artan enerji ihtiyacı sorununa hidrolik türbinler yenilenebilir enerji kaynakları arasında sıkça tercih edilen güvenilir bir çözümdür. Yüzyılı aşkın süredir kullanılan hidrolik türbinlerin gelişen teknolojiyle birlikte daha az maliyetle daha çok elektrik üretebilme yeteneğine sahip olma ihtiyacı duyulmuştur. Bu ihtiyacın karşılanabilmesinde hidrolik türbinlerin tasarımı önemli bir rol oynamaktadır. Hidrolik türbinler farklı çalışma koşullarına (farklı debi ve düşü) sahip olduklarından tasarımları terzi usulüdür. Her türbin tasarım projesi kendine özgüdür [17]. Çalışma koşullarına uygun olarak tasarlanmadan inşa edilen, kapasitesinden daha az elektrik üreten birçok elektrik santrali mevcuttur. Bu tip hidroelektrik santrallerin mevcut türbinleri uygun maliyetli rehabilitasyon projeleri ile optimize edilerek türbinin verimi, dolayısıyla enerji üremi 6-8 % oranında arttırılabilir [18].

Hidrolik türbinlerin geleneksel tasarım sürecini deneyler, ölçümler ve model testleri oluşturmaktadır. Fakat bu süreç kısıtlı tasarım değişikliklerine izin verirken araştırmacıların tecrübe ve yeteneklerine oldukça bağlıdır ve en önemlisi de çok fazla zaman ve yatırım gerektirir. Son yıllarda bilgisayarların artan hesaplama gücü ve gelişen sayısal yöntemler ile ise hesaplamalı yöntemler hidrolik türbin tasarımında önemli bir araç haline gelmiştir. Türbin içerisindeki oldukça karmaşık, türbülanslı ve üç boyutlu akış HAD yardımıyla çözülebilmekte ve türbinin performans tahmini kolayca yapılabilmektedir. Türbin tasarım sürecinde, türbin içerisindeki akışta vorteks, kavitasyon, akış ayrılması, kanatlarda yanlış durma noktaları gibi meydana gelen istenmeyen durumlar türbin geometrisinde gerekli değişiklikler yapılarak giderilebilmekte ve türbin istenilen güç ve verimde enerji üretebilecek tasarıma ulaşmaktadır. Dolayısıyla HAD türbin tasarımında ve ayrıca hâlihazırda çalışmakta olan türbinlerin rehabilitasyonlarında önemli bir araç olarak kullanılmaktadır [17-19].

Günümüzde kullanılan HAD araçları son 40 yıl içerisinde turbo makinelerin sayısal akış simülasyonları konusunda yapılan araştırmaların bir sonucudur [20]. 1970'lerde

HAD alanında önemli bilgiler ve çalışmalar mevcuttu [21,22], fakat HAD türbin tasarımcıları tarafından kabul görülen bir mühendislik aracı değildi.

Türbin içerisindeki akışın ilk defa HAD kullanılarak modellenmesi 1978 yılında çok karmaşık geometrilerin basit denklemler ile çözülerek doğru sonuçlar elde edilmesi ile mümkün olmuştur. Sonlu elemanlar yönteminin HAD'da kullanılması ile iki boyutlu (2B) ve üç boyutlu (3B) türbin problemlerinde potansiyel akış çözülebilmektedir ve elde edilen sonuçlar ölçümlerle doğrulanmıştır. Fakat viskoz olmayan HAD analizleri sadece en iyi verim noktasında doğruya yakın sonuçlar verebilmiştir ve radyal çark (Francis türbini) içerisindeki akışın iyi modellenemediği görülmüştür. Bu durum araştırmacıları yeni bir kod geliştirmeye yönlendirmiştir [20].

1983 yılında EPFL ile birlikte yürütülen araştırma projesinde Francis çarkları için 3B-Euler kodu geliştirilmeye başlanmış ve 1987 yılında da ilk başarılı 3B-Euler simülasyonu yayımlanmıştır. 3B-Euler kodları türbülans ve viskoz etkileri ise ihmal etme de turbo makinelerdeki akış alanını tüm vortisite etkileri ile birlikte çözebilmektedir [11,20]. Türbinlerin tasarım noktasından uzaktaki çalışma durumunda test düzeneklerinde sıkça gözlemlenen hücum kenarı vorteksi 3B-Euler kodu sayesinde ilk defa nümerik olarak modellenmiştir [23].

1990 yılından itibaren su türbinlerinin tasarımında ve akış analizinde sonlu hacimler yöntemi, Reynolds ortalamalı Navier-Stokes (RANS) denklemlerinin çözülmesinde önemli bir araç olmuştur. Euler denklemlerinin aksine Navier-Stokes denklemleri akıştaki viskoz ve türbülans etkileri hesaba katar [20]. 3B Navier-Stokes kodları türbin bileşenlerindeki kayıpları analiz etmede [24], salyangozdan emme borusuna kadar olan tüm türbindeki akışı hesaplayarak türbinin nümerik Hill diyagramlarının çıkarımında [25] ve pompa modunda çalışan pervane gibi ters basınç gradyanına sahip parçalarda kullanılmaktadır [26].

Artan hesaplama gücü ile birlikte HAD ile çözülecek problemler de gelişmiştir. 2000'den günümüze su türbinlerinde kavitasyon, zamana bağlı akış analizleri, Von Karman vorteksi yayılması, kısmi yükte emme borusu vorteksi gibi çok karmaşık akış fenomenleri HAD ile modelleyebilmek için yeni geliştirmeler yapılmıştır.

Günümüzde HAD yöntemleri üç boyutlu akışı, viskoz ve türbülans etkileri, rotor-stator etkileşimini, çok fazlı akışı ve hatta akıştaki türbülans yapılarının zamana bağlı detaylarını içermektedir [20,27].

Literatürde yer alan çalışmalarda [28-32], su türbinleri içerisindeki akışın HAD modellemeleri yapılarak elde edilen akış sonuçları ile model testlerinden ve deneysel ölçümlerden elde edilen veriler karşılaştırılarak HAD modellemeleri doğrulanmıştır. Bu durum da yüksek verime sahip bir su türbini tasarımı için HAD araçlarının tasarım sürecinde kullanılması gerekliliğini doğurmuştur.

1.4. Tez Planı

Bu tez çalışmasında; Francis tipi su türbinlerinin tasarımı üzerine temel hidrolik teori ve HAD uygulaması açıklanmıştır.

Tez altı bölümden oluşmaktadır. 1. Bölüm’de, hidrolik güç ve ağırlıklı olarak Francis türbinler olmak üzere hidrolik türbinlerle ilgili genel bilgiler ve tanımlar verilmiştir. Bölümün devamında Francis türbinleri ve HAD’ın su türbinlerinde uygulamaları hakkında kısa bir literatür özeti yer almaktadır.

2. Bölüm’de tez çalışmasında izlenen tasarım yönteminin basamakları açıklanmıştır. Tasarım yönteminde temel tasarım parametreleri, turbo makinelerin teorisi ve türbinin çalışma prensibi açıklanmıştır. Hidrolik makine literatüründeki teorik ve ampirik formüller, eğriler ve veriler kullanılarak türbin bileşenlerinin ilk boyutlarına nasıl karar verildiği ön tasarım sürecinde detaylı olarak anlatılmıştır.

Geliştirilen tasarım yönteminin uygulandığı proje 3. Bölüm’de tanımlanmıştır. Bölümün devamında türbin bileşenlerinin ön tasarımı ve oluşturulan türbin geometrileri yer almaktadır.

4. Bölüm’de HAD yöntemi detaylı olarak anlatılmıştır. HAD analizlerinde kullanılan denklemler, türbülans modeli, ayırıklaştırma yöntemi ve adveksiyon şemaları, sınır koşulları ve sayısal çözüm ağları açıklanmıştır.

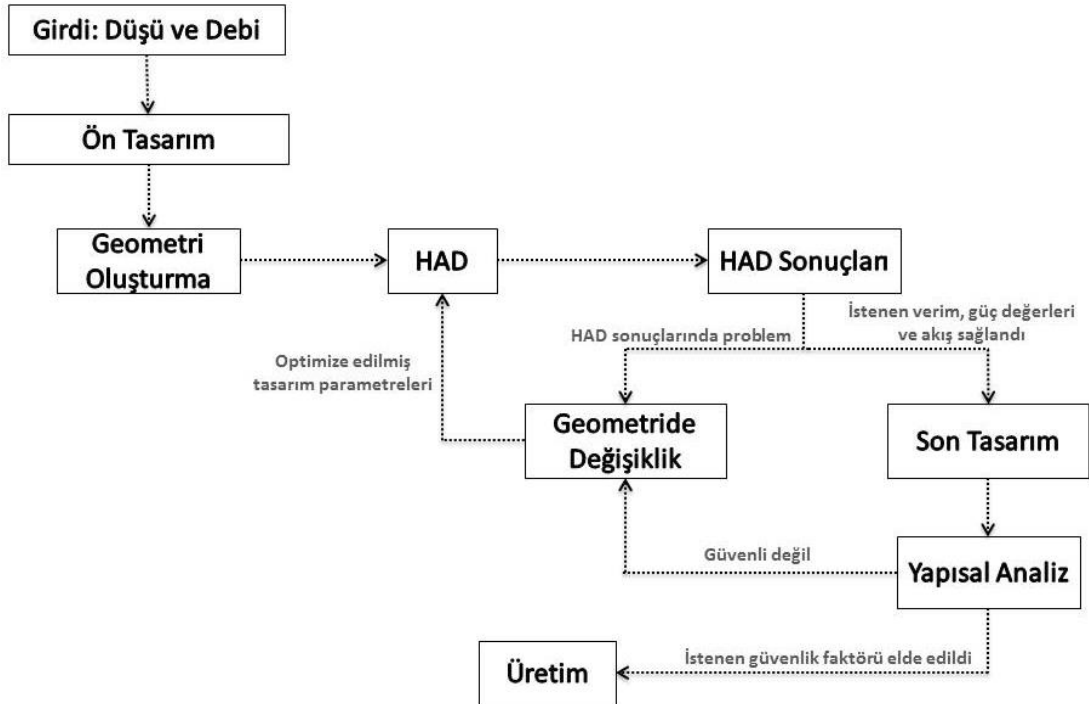
5. Bölüm’de tasarım yönteminin uygulandığı proje sonucunda tasarlanan Francis türbininin HAD analizi sonuçları açıklanmıştır. Sonuçlar iki ayrı kısımdan oluşmaktadır. Birinci kısım, her türbin bileşeninin tek başına HAD analizi sonuçları, sonuçların yorumu ve sonuçlarda incelenen tasarım kriterlerinden oluşmaktadır. İkinci kısımda ise tüm türbinin HAD analizi sonuçları ve tasarlanan türbinin performans ve verimliliğine ait bilgiler veren çeşitli performans eğrileri ve türbinin Hill diyagramı yer almaktadır.

Son olarak ise 6. Bölüm’de, tez çalışmasının kısa bir özeti yapılarak elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir. Ayrıca çalışmanın ne gibi katkılar sağladığı ve gelecekte yapılabilecek çalışmalar hakkında düşünceler belirtilmiştir.

2. TASARIM YÖNTEMİ

Hidrolik türbin tasarımında en önemli iki tasarım parametresi (girdiler) tasarım düşüsü, H_d , ve tasarım debisidir, Q_d . Bir hidroelektrik santrali kurulum projesinde yapılan fizibilite çalışmalarında elde edilen bölgedeki iklim koşulları, coğrafi koşullar ve yağış analizleri gibi veriler projeye uygun hidrolik türbin için tasarım parametrelerinin, yani türbinin çalışacağı düşü aralığı ve debi değişimini belirler. Projeye uygun türbin tipi tasarım düşüsü ve tasarım debisine uygun olarak seçilir ve türbinin tasarımı bu tasarım parametrelerine göre gerçekleştirilir.

Her türbin kendi projesine özgü debi ve düşüye sahip olduğundan farklı türbin tasarımları gerektirir. Bu nedenle; hidrolik makineler teorisi ve HAD araçlarının hidrolik makine uygulamaları üzerine yapılan literatür araştırması, üç boyutlu tasarım (CAD) programları ve ticari HAD kodları ışığında Şekil 2.1’de verilen bir tasarım yöntemi geliştirilmiştir. Bu tasarım yöntemi ile farklı projeler için farklı türbinlerin parametrik olarak hızlı ve kolay bir şekilde tasarlanabilmesi hedeflenmiştir.



Şekil 2.1. Tasarım yöntemi şeması

Tasarım yönteminin ilk basamağı türbinin ön tasarımıdır. Ön tasarım, mevcut net düşü ve debiye göre türbin parçalarının hidrolik makine literatüründe yer alan teorik ve ampirik formüllere, eğrilere ve verilere göre ilk ölçülerinin belirlenmesidir. Ölçülerin daha kolay ve hızlı şekilde belirlenmesi adına teorik ve ampirik formüllerin yer aldığı Matlab ve Mathcad kodları kullanılmıştır.

Tasarım yönteminin ikinci basamağında ön tasarımda belirlenen ölçülere göre türbin parçalarının HAD analizlerinde kullanılacak akış geometrileri oluşturulur. Salyangoz ve emme borusu geometrileri 3B CAD programı, *Autodesk Inventor* [33] kullanılarak parametrik Excel sayfası yardımıyla kolay ve hızlı bir şekilde oluşturulur. Kalan türbin parçaları (sabit kanat, ayar kanadı ve çark kanadı) ise turbo makinelerde kanat geometrisi oluşturma alanında özelleşmiş *ANSYS Bladegen* [34] modülü kullanılarak oluşturulur.

Tasarım yönteminin en önemli basamağı olan HAD sürecinde akış geometrileri oluşturulan türbin parçalarının ayrı ayrı HAD analizleri gerçekleştirilir. Akış ayrılması, kavitasyon, hidrolik kayıp, vorteks gibi akıştaki istenmeyen durumlar ön tasarımda teorik formüllere dayanılarak oluşturulan türbin parçalarında ihmal edilmektedir. Bu nedenle ön tasarım istenen türbin performansını ve akış davranışını her zaman sağlayamamaktadır. Türbin parçalarının HAD analizleri sonuçları değerlendirilerek türbin parçalarındaki problemler belirlenir. Belirlenen problemlerin çözümü için gerekli tasarım parametreleri iyileştirilerek akış geometrilerinde değişiklikler yapılır. Oluşturulan yeni akış geometrilerinin yeniden HAD analizleri yapılır ve sonuçlar incelenir. Bu döngü her türbin parçasında istenen akış davranışı ve performans elde edilene kadar devam eder. HAD sürecinde türbin parçalarının tek analizlerinden elde edilen sonuçları doğrulamak, HAD analizlerinin doğruluğunu artırmak amacıyla türbin parçalarının birlikte analizleri yapılarak HAD süreci sonlandırılır.

HAD analizleri sonucunda istenen güç, verimlilik değerleri ve akış özelliklerini sağlayan türbin geometrisinin gerekli güvenlik faktöründe yapısal analizleri de yapılarak türbin tasarım şemasındaki son basamak olan üretim sürecine aktarılır.

Türbinin yapısal analiz ve üretim aşamaları tez çalışmasının kapsamında olmadığı için yapısal analiz ve üretim süreçleri tezde yer almayacaktır.

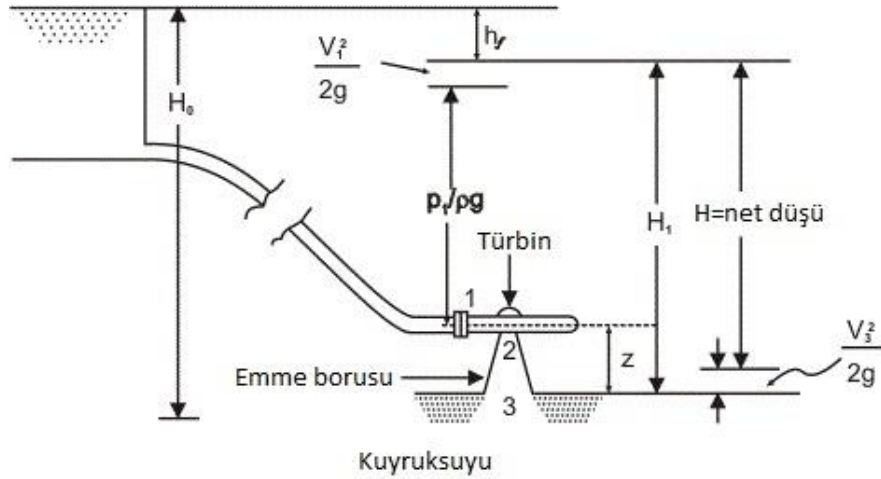
Tasarım yönteminde yer alan ön tasarımda izlenen yol ve teori ile HAD analizlerinin yöntem ve bilgisi detaylı olarak sonraki bölümlerde detaylı olarak anlatılacaktır.

2.1. Giriş parametreleri

Türbin tasarımına başlarken belirli olan temel parametreler hidroelektrik santralin çalışacağı tasarım düşüsü ve tasarım debisi değerleridir.

2.1.1. Düşü

Şekil 2.2'de gösterilen bir hidroelektrik santralde türbinin yükleme havuzundaki su seviyesi ile kuyruksuyu seviyesi arasındaki yükselti farkı santralin statik düşüsü, H_0 , olarak adlandırılır. H_0 aynı zamanda türbinin brüt düşüsünü ifade eder.



Şekil 2.2. HES santral düşü değişimi

$$H_0 = z_{yh} - z_{ks} \quad (2.1)$$

Türbinin net düşüsü ise türbinin giriş ve çıkışı arasındaki özgül enerji farkına eşittir.

$$H = e_1 - e_2 \quad (2.2)$$

Türbin girişindeki özgül enerji Denklem 2.3'deki gibi ifade edilmektedir.

$$e_1 = \frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \frac{V_1^2}{2g} \quad (2.3)$$

Kuyruksuyu seviyesi ile türbin girişi arasında Bernoulli denklemi yazılıp türbin girişindeki basınç düşüsü ($P_1/\rho g$) Denklem 2.4'deki gibi elde edilebilir.

$$\frac{P_0}{\rho g} + z_0 + \frac{V_0^2}{2g} - h_{kayıp} = \frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \frac{V_1^2}{2g} = H_1 \quad (2.4)$$

Denklem 2.4'de $P_0/\rho g$ ve z_0 ifadelerinin toplamı statik düşüye, H_0 'a eşittir. $P_1/\rho g$

$$\frac{P_1}{\rho g} = H_0 - z_1 + \frac{V_0^2}{2g} - \frac{V_1^2}{2g} - h_{kayıp} \quad (2.5)$$

Türbin çıkışındaki enerji de Denklem 2.6'daki gibi ifade edilebilir.

$$e_2 = \frac{V_2^2}{2g} \quad (2.6)$$

Son olarak elde edilen özgül enerji denklemleri Denklem 2.2'de yerine konulursa türbin net düşüsü Denklem 2.7'deki gibi elde edilir.

$$H = H_0 - h_{kayıp} + \frac{V_0^2}{2g} - \frac{V_2^2}{2g} \quad (2.7)$$

Denklem 2.7'deki net düşü denklemindeki yükleme havuzu ile kuyruksuyu arasındaki hız düşüsü farkı çok az olduğundan hız düşüsü terimleri ihmal edilebilmektedir. Sonuç olarak bir türbinin net düşüsü aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$H = H_0 - h_{kayıp} \quad (2.8)$$

Türbinin net düşüsü santralin brüt düşüsünden (H_0) yükleme havuzu ile türbin girişi arasındaki cebri borularda meydana gelen kayıpların ($h_{kayıp}$) farkıdır. Türbinde meydana gelen kayıplar ise türbinin verim teriminde η ifade edilmiştir. Net düşü

türbinde iş yapabilecek mevcut düşüdü ve aynı zamanda türbinin tasarım düşüsüdür, H_d . Türbin tasarımında türbinin net düşüsü dikkate alınarak türbin tasarımı gerçekleştirilir [13].

2.1.2. Debi

Bir türbinden geçecek debinin belirlenmesinde santralde kullanılacak türbinlerin ünite sayısı ve bu ünitelerin kapasiteleri önemli rol oynar. Santralde ünite sayısı arttıkça kilovat elektrik başına düşen yatırım maliyeti artarken, diğer taraftan çok üniteli santraller yüksek verimlerde geniş yük değişimlerini karşılayabilmektedir. Ünite kapasitesi arttıkça da jeneratör, türbin, regülatör ve trafo için kilovat elektrik başına düşen maliyet artmaktadır [35]. Bu yüzden HES fizibilite çalışmalarında optimum gücü en az maliyetle elde edebilmek için ünite sayısı ve kapasiteleri belirlenir. Ünite sayısı ve kapasitelerine karar verildikten sonra tasarlanacak türbinden geçecek debi değeri, yani tasarım debisi, Q_d belirlenmiş olur.

2.2. Temel Tasarım Parametreleri ve Tanımlar

2.2.1. Verim ve Güç

Türbin çarkının dönmesiyle suyun potansiyel enerjisinden elde edilen kinetik enerji bir şaft aracılığıyla jeneratöre aktarılarak burada elektrik enerjisi dönüştürülür. Suyun türbin girişinde sahip olduğu gücü şafta aktarabilme yeteneği türbinin genel verimi olarak ifade edilmektedir.

Mekanik verim, hacimsel verim, hidrolik verim ve genel verim olmak üzere farklı verim tanımları vardır. Çarkta üretilen güç şaft aracılığıyla jeneratöre aktarılırken mekanik kayıplar oluşur. Çarktaki gücün jeneratöre aktarılabilme oranı mekanik verim olarak adlandırılır. Çarkta meydana gelen sızdırmazlık (debi) kayıpları ise hacimsel verimle ifade edilmektedir. Hacimsel verim çark çıkışındaki debinin çark girişindeki debiye oranıdır. Hidrolik verim, şaft gücünün suyun mevcut hidrostatik

güce oranıdır. Hacimsel verim genellikle hidrolik verimin içinde ifade edilmektedir. Genel verim de mekanik ve hidrolik verimlerin çarpımına eşittir [36].

Bu tez çalışmasında hidrolik verim, türbin verimi η olarak dikkate alınmıştır. Mekanik kayıplar ve sızdırmazlık kayıpları hidrolik verime dahil edilmemiştir.

Türbinde mevcut toplam güç, N_r , Denklem 2.8'de elde edilen türbinin net düşüsünden aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$N_r = \rho g H_d Q_d \quad (2.9)$$

Denklem 2.9'da; ρ kg/m^3 biriminde suyun yoğunluğu, g m/s^2 biriminde yer çekimi ivmesi, Q_d m^3/s biriminde tasarım debisi ve H_d m biriminde tasarım düşüsüdür.

Türbin shaftında üretilen güç ise aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$P_d = \rho g H_d Q_d \eta \quad (2.10)$$

Denklem 2.10'da; η türbinin hidrolik verimini ve P_d ise Watt cinsinden türbinde üretilen gücü ifade edilir.

2.2.2. Hız

Türbin çarkının dönüş hızı, tasarım düşüsü ve tasarım noktasında üretilen güce bağlı olarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$n = n_s \frac{H_d^{1.25}}{P_d^{0.5}} \quad (2.11)$$

Denklem 2.11'de; n_s özgül hızı, H_d m cinsinden tasarım düşüsünü ve P_d kW cinsinden türbin gücünü ifade etmektedir.

Türbin dönüş hızının belirlenmesinde türbin shaftının bağlanacağı jeneratörün seçimi önemli rol oynar. Çark ve jeneratör dönüş hızları aynı olduklarında aynı shaft ile birbirlerine bağlanabilirler, fakat dönüş hızları farklı olduklarında ise çarkın dönüş hızı bir transmisyon yardımı ile jeneratör dönüş hızına yükseltilerek bağlanırlar. Her

iki durumda da çarkın dönüş hızı Çizelge 2.1’de verilen kutup sayısına ve şebeke frekansına bağlı jeneratör senkron hızlarına ulaşmalıdır.

Çizelge 2.1. Jeneratör senkronizasyon hızları [37]

Kutup sayısı	Frekans		Kutup sayısı	Frekans	
	50 Hz	60 Hz		50 Hz	60 Hz
2	3000	3600	16	375	450
4	1500	1800	18	333	400
6	1000	1200	20	300	360
8	750	900	22	272	327
10	600	720	24	250	300
12	500	600	26	231	377
14	428	540	28	214	257

Denklem 2.11’de hesaplanan dönüş hızı çarkın gerçek dönüş hızı değildir. Şebeke frekansına ve kutup sayısına bağlı olarak belirli dönüş hızlarına izin verilmektedir. Bu dönüş hızlarına senkron hızlar denmektedir ve aşağıdaki formül ile hesaplanmaktadır.

$$n_{senkron} = \frac{120 * f}{kutup\ sayısı} \quad (2.12)$$

Denklem 2.12’de f Herz cinsinden şebeke frekansıdır (50 ya da 60 Hertz).

Bir türbin dönüş hızı belirlenirken Denklem 2.11’den elde edilen dönüş hızı ile Denklem 2.12’den yaklaşık kutup sayısı hesaplanır. Hesaplanan kutup sayısına Çizelge 2.1’deki en yakın değer jeneratörün kutup sayısını ve ona karşılık gelen senkron hız da türbinin gerçek dönüş hızını vermektedir.

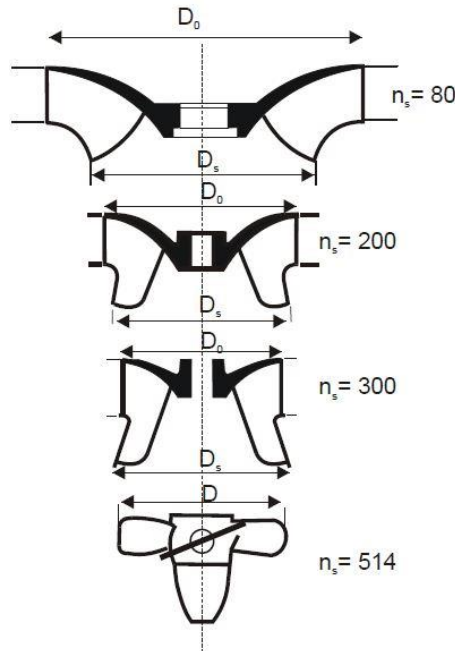
Özgül hız, n_s , bir türbinin 1 m düşü altında 1 birim güç (1 kW) üretebilmesi için gerekli çark hızı olarak tanımlanan birimsiz bir parametredir. Denklem 2.13’de n_s (SI) ve n_q (US) iki farklı özgül hız denklemi verilmiştir.

$$n_s = n_{senkron} \frac{P_d^{0.5}}{H_d^{1.25}} \quad (2.13)$$

$$n_q = n_{senkron} \frac{Q_d^{0.5}}{H_d^{0.75}}$$

Denklem 2.13’de $n_{senkron}$ çarkın rpm cinsinden senkron dönüş hızını, P_d kW cinsinden türbin gücünü, H_d ise m cinsinden türbin tasarım düşüsünü ve Q_d ise m³/s cinsinden türbin tasarım debisini ifade etmektedir.

Özgül hız, debi ve düşü değerleriyle birlikte türbin tipinin belirlenmesinde en önemli parametredir. Türbinler özgül hızlarına göre yüksek, orta ve düşük özgül hızlı olarak sınıflandırılabilir. Türbin tiplerinin özgül hız aralıkları Çizelge 1.1’de gösterilmiştir. Ayrıca Şekil 1.2’de görüldüğü üzere türbinlerin verimleri özgül hızın fonksiyonu olarak değişmektedir. Dolayısıyla özgül hız türbin tasarımını belirleyen önemli bir parametredir. Şekil 2.3’de dört farklı özgül hıza karşılık gelen çark tasarımları görülmektedir.



Şekil 2.3. Farklı özgül hızlardaki çark tasarımları [37]

2.2.3. Hız Üçgenleri ve Türbinin Çalışma Prensibi

Akış hızı V sabit koordinat sisteminde akışkan hızını ve u hızı ise açısal dönüşe bağlı kanat çevresel hızını ifade etmektedir. Akış hız vektörü V , radyal hız bileşeni V_r ve çevresel hız bileşeni V_u ile tanımlanmaktadır.

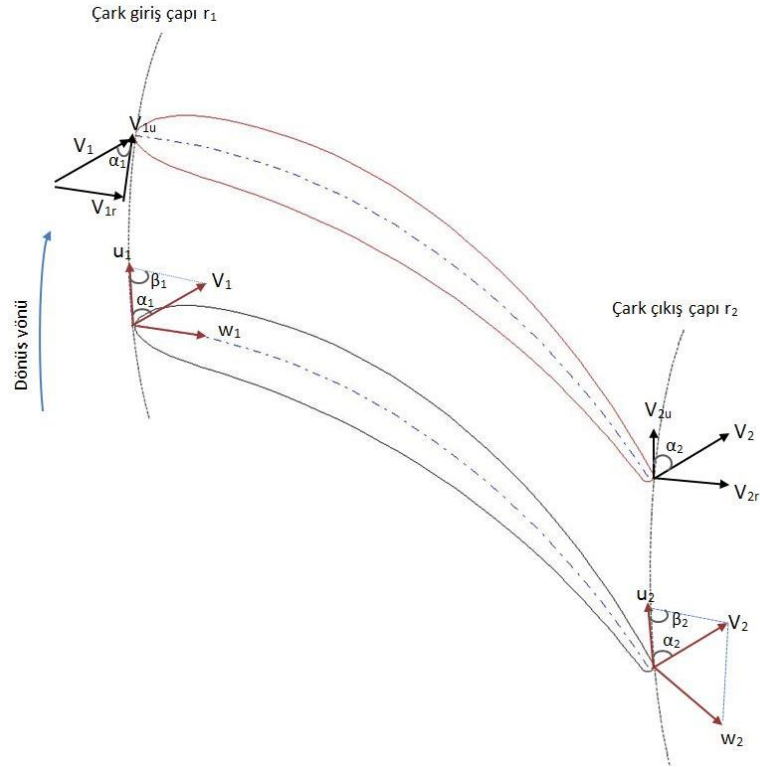
$$u = \omega r \quad (2.14)$$

$$\vec{V} = \vec{V}_u + \vec{V}_r \quad (2.15)$$

Denklem 2.14'de ω s^{-1} cinsinden açısal dönüş hızı ve r ise çarkın dönme merkezinden olan radyal uzaklıktır.

Dönel koordinat sistemindeki akış hız vektörü w , sabit koordinat sistemindeki akış hız vektörü v 'den kanat çevresel hız vektörü u 'nun çıkarılmasıyla elde edilir.

$$\vec{V} = \vec{u} + \vec{w} \quad (2.16)$$



Şekil 2.4. Çark kanadının girişinde ve çıkışında hızlar

Bir türbin çarkında akışın yarattığı güç momentumun korunumu kanunu kullanılarak belirlenebilir. Zamana bağlı olmayan (kararlı) akış koşulu altında türbinin dönme merkezinde oluşan momentum aşağıdaki denklemle ifade edilir.

$$\sum M_o = \rho Q(V_{2u}r_2 - V_{1u}r_1) \quad (2.17)$$

Dönme eksenini etrafında dış kuvvetlerin oluşturduğu momentlerin toplamı $\sum M_o$, çark kanatlarının yüzeylerinde akışkanın basınç ve sürtünme kuvvetlerinin yarattığı moment M' den oluşmaktadır. Ama çark kanatlarında akışkan tarafından yaratılan moment $-M'$ e eşit olacaktır. Denklem 2.17'de V_{1u} ve V_{2u} terimleri açılarak moment denklemi aşağıdaki gibi elde edilir.

$$M = \rho Q(0.5D_1V_1 \cos \alpha_1 - 0.5D_2V_2 \cos \alpha_2) \quad (2.18)$$

Çark girişinde ve çıkışında ortalama sirkülasyon terimleri aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\Gamma_1 = \pi D_1 V_1 \cos \alpha_1 \quad (2.19)$$

$$\Gamma_2 = \pi D_2 V_2 \cos \alpha_2 \quad (2.20)$$

Çarkın momentini giriş ve çıkıştaki ortalama sirkülasyon farkı olarak ifade etmek mümkündür.

$$M = \frac{\rho Q}{2\pi} (\Gamma_1 - \Gamma_2) \quad (2.21)$$

Moment ve açısal hız terimleri ile çarkta üretilen güç N_r aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$N_r = M \omega \quad (2.22)$$

Denklem 2.22'de M N.m, ω s^{-1} ve N_r W cinsinden ifade edilmiştir. Ancak türbin kapasitesi Denklem 2.9'daki formülle belirlidir. Bu durum aşağıdaki eşitliği mümkün kılar.

$$M \omega = \rho g Q H \eta \quad (2.23)$$

Bu denklemde Denklem 2.18'den M terimi yerine konulursa ve ayrıca $u_1 = \omega 0.5D_1$ ve $u_2 = \omega 0.5D_2$ eşitlikleri yazılırsa aşağıdaki denklem elde edilir.

$$H\eta = \frac{1}{g}(u_1 V_1 \cos \alpha_1 - u_2 V_2 \cos \alpha_2) \quad (2.24)$$

Denklem 2.21 kullanılarak Denklem 2.24 aşağıdaki formu alır.

$$H\eta = \frac{\omega}{g 2\pi}(\Gamma_1 - \Gamma_2) \quad (2.25)$$

Denklem 2.24 ve Denklem 2.25 türbinin ana enerji denklemini veya Euler denklemini temsil eder. Temel enerji denklemi kinematik ve güç-üretim parametreleri arasındaki ilişkiyi gösterir. Euler denkleminin temel sonuçları aşağıdaki gibidir [13]:

- i. Hidrolik verim düşünüldüğünde en çok istenen çalışma koşulu normal tasarım debisinde sirkülasyon $\Gamma_2=0$ veya çok küçük olduğu durumdur. Bu durum akışın çarktan (α_2) 90 dereceye yakın açıyla çıkmasıyla sağlanabilir.
- ii. Su türbin çarkı boyunca akarken ayar kanatları tarafından yaratılan akış sirkülasyonu giderek azalmalıdır.

Euler denkleminin bir diğer formu da bağıl hareket için yazılan Bernoulli denklemi ve özgül enerji terimleri kullanılarak Denklem 2.26'daki gibi elde edilebilir.

$$H\eta = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \quad (2.26)$$

Denklem 2.26, $H\eta$ teriminin türbin çarkının giriş ve çıkışındaki hız üçgenlerine doğrudan bağımlı olduğu göstermektedir [13].

2.2.4. Aynı Tip Türbinlerin Çalışma Şekilleri için Benzerlik Kuralları

Bir türbinin tipi akış alanının şekliyle belirlenir. Türbinin boyutu türbin tipini değiştirmez. Aynı tip türbinler benzer akış alanlarına sahip olurlar. Farklı boyutlarda

aynı tip iki türbinde; birbirine karşılık gelen açılar benzerdir ve birbirine karşılık gelen ölçülerin oranı sabittir [13].

$$\begin{aligned} \delta_{i1} &= \delta_{i1} \\ \frac{D_{11}}{D_{12}} &= \frac{D_{21}}{D_{22}} = \frac{b_{01}}{b_{02}} = \dots \end{aligned} \quad (2.27)$$

Aynı tip iki türbinin çalışma koşullarının benzer olması için akış alanında birbirine karşılık gelen hız üçgenlerinin benzer olması gereklidir; akış açılarının aynı olmalı ve tüm hız bileşelerinin oranları sabit olmalıdır [13].

$$\alpha_{i1} = \alpha_{i1} , \quad \beta_{i1} = \beta_{i1} \quad (2.28)$$

$$\frac{V_{i1}}{V_{i2}} = \frac{u_{i1}}{u_{i2}} = \frac{w_{i1}}{w_{i2}} \quad (2.29)$$

H_1 ve H_2 olmak üzere farklı düşülerde çalışan ve η_1 ve η_2 hidrolik verimlerine sahip iki türbin için Denklem 2.24 kullanılarak enerji denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$H_1 \eta_1 = \frac{1}{g} (u_{11} V_{11} \cos \alpha_{11} - u_{21} V_{21} \cos \alpha_{21}) \quad (2.30)$$

$$H_2 \eta_2 = \frac{1}{g} (u_{12} V_{12} \cos \alpha_{12} - u_{22} V_{22} \cos \alpha_{22}) \quad (2.31)$$

Denklem 2.28 ve 2.29'da verilen benzerlik eşitlikleri kullanılarak iki türbin arasındaki akış açıları ve hızlar birbirine cinsinde aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\begin{aligned} \cos \alpha_{11} &= \cos \alpha_{12} , \quad \cos \alpha_{21} = \cos \alpha_{22} \\ u_{12} &= u_{11} \frac{D_2 n_2}{D_1 n_1} , \quad V_{12} = V_{11} \frac{D_2 n_2}{D_1 n_1} \\ u_{22} &= u_{21} \frac{D_2 n_2}{D_1 n_1} , \quad V_{22} = V_{21} \frac{D_2 n_2}{D_1 n_1} \end{aligned} \quad (2.32)$$

Denklem 2.32'de elde edilen eşitlikler Denklem 2.31'de yerine konulduğunda aşağıdaki denklem elde edilir.

$$H_2\eta_2 = \frac{1}{g} \left(\frac{D_2 n_2}{D_1 n_1} \right)^2 (u_{11} V_{11} \cos \alpha_{11} - u_{21} V_{21} \cos \alpha_{21}) \quad (2.33)$$

Denklem 2.30 ve Denklem 2.33’de elde edilen enerji denklemleri birbirine bölündüğünde farklı düşü ve verime sahip aynı tip iki türbin arasındaki benzerlik eşitliği Denklem 2.34’deki gibi elde edilir.

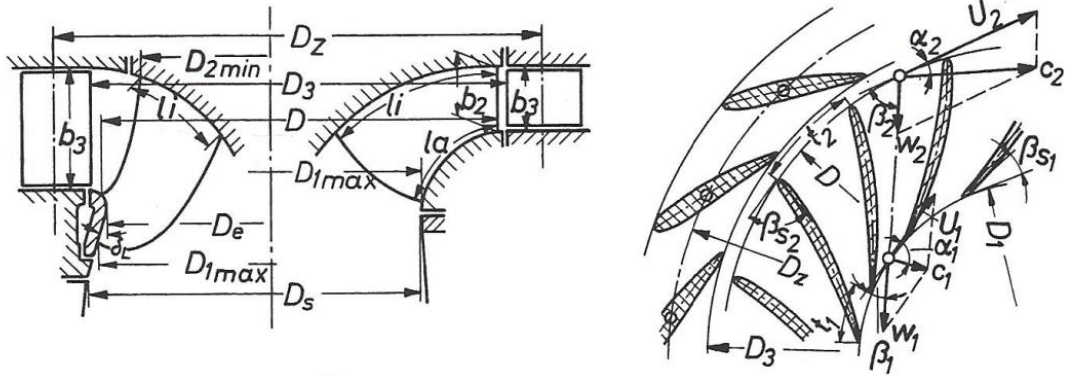
$$\frac{H_1\eta_1}{H_2\eta_2} = \left(\frac{D_1 n_1}{D_2 n_2} \right)^2 \quad (2.34)$$

2.3. Ön Tasarım

2.3.1. Çark

Francis türbin çarkının başlangıç geometrisi türbinin senkronize dönüş hızı, tasarım düşüsü ve tasarım debisi parametreleri ile belirlenir. Şekil 2.2’de verilen bir Francis türbin çarkının ölçüleri türbinin özgül hızına bağlı ampirik eğrilerden hesaplanır. Çizelge 2.2’de literatürde yer alan Francis türbin çarkının ampirik değerleri verilmiştir.

Türbin çarkının ön tasarımı türbin giriş çapı D , çarkın giriş (ayar kanadı) yüksekliği b_3 , çark çıkış çapı D_1 , shaft çapı D_s gibi çarkın ana ölçülerinin belirlenmesiyle gerçekleşir.



Şekil 2.5. Çark ölçüleri [38]

Özgül hızı hesaplanan bir türbin için Çizelge 2.2 kullanılarak özgül hızla karşılık gelen birim hız n_{11} değeri bulunur ve çark giriş çapı D aşağıdaki gibi hesaplanır [38].

$$D = n_{11} H^{1/2} / n \quad (2.35)$$

Türbin giriş çapı D bilinince; D_{2i}/D , D_3/D , b_3/D , l_a/D , l_i/D , D_s/D değerleri Çizelge 2.2'den elde edilerek çarkın diğer çapsal ölçüleri belirlenebilir Çarkın çıkış çapı ise yine özgül hızla bağlı olarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir [38].

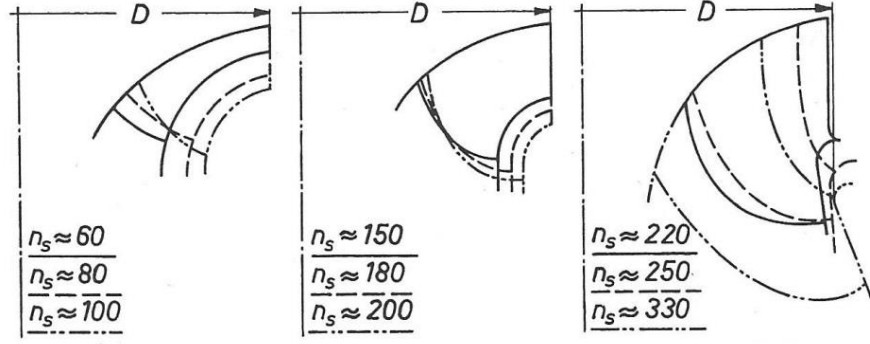
$$b_3 / D_1 = 0.188 + 0.5 \times 10^{-3} n_s \quad (2.36)$$

Çizelge 2.2. Özgül hızın fonksiyonu olarak Francis türbin çarkı ampirik değerleri, $n_q = n Q^{1/2} H^{3/4}$, n rpm, Q m³/s, H m [38]

n_q [rpm]	17	29	43	57	70	85	100
en fazla H [m]	700	520	300	180	120	80	64
$Q_{11 \ 1/1}$ [m ³ /s]	0,123	0,23	0,466	0,715	0,948	0,948	1,28
n_{11} [rpm]	61	62,5	65,3	70	75.5	82.5	92.2
en fazla n_{11} [rpm]	106	107	117	131	146	161	180
$Q_{11 \ \perp} / Q_{11 \ 1/1}$	0.81	0.81	0.82	0.84	0.87	0.88	0.88
$\eta_{i \ \perp}$	0.88	0.885	0.9	0.905	0.905	0.905	0.9
$\eta_{i \ 1/1}$	0.845	0.855	0.87	0.88	0.885	0.88	0.875
$c_{1 \ \perp}^2 / 2gh$	0.024	0.033	0.049	0.065	0.082	0.098	0.115
σ	0.045	0.055	0.075	0.1	0.14	0.195	0.27
D_{2i}/D	1	1	0.98	0.92	0.85	0.775	0.695
D_3/D	1.04	1.052	1.054	1.02	1.03	1.03	0.99
D_s/D	0.6	0.68	0.825	0.855	1.06	1.12	1.15
b_3/D	0.055	0.1	0.167	0.23	0.288	0.326	0.327
l_i/D	0.36	0.32	0.28	0.26	0.25	0.26	0.28
l_a/D	0.27	0.22	0.17	0.14	0.13	0.14	0.15

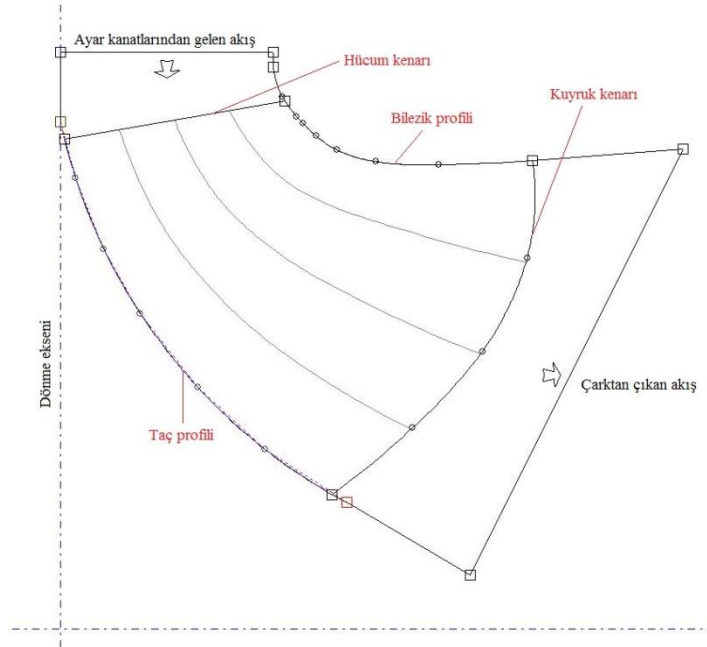
Türbin çarkının ön tasarımı çapsal boyutların hesaplanmasından sonra çarkın meridyonel profilinin belirlenmesiyle devam eder. Meridyonel profil, çark kanat profilinin radyal kesite izdüşümü olarak tanımlanır ve türbin performansını önemli derecede etkileyen bir tasarım parametresidir [29,39]. Şekil 2.6'da özgül hızla bağlı olarak çark meridyonel profillerinin değişimi görülmektedir. Özgül hız arttıkça tamamen radyal girişe sahip türbin eksenel akışa yakın karışık akışlı türbinlere

yaklaşmaktadır [11]. Türbin özgül hız değeri hesaplandıktan sonra çark meridyonel profiline Şekil 2.6’da yer alan bu deneysel veriler ışığında karar verilir.



Şekil 2.6. Özgül hızla ilişkili olarak meridyonel profiller [38]

Meridyonel profil tanımı, çarkın giriş ve çıkış yüzeyleri ile birlikte taç ve bilezik eğrilerinin tanımlanmasında ve gösteriminde kullanışlıdır. Şekil 2.7’de meridyonel profil üzerinde bir çarkın; giriş ve çıkış kenarları, hücum ve kuyruk kenarları, taç ve bilezik kısımları gösterilmiştir.



Şekil 2.7. Çark meridyonel profil gösterimi

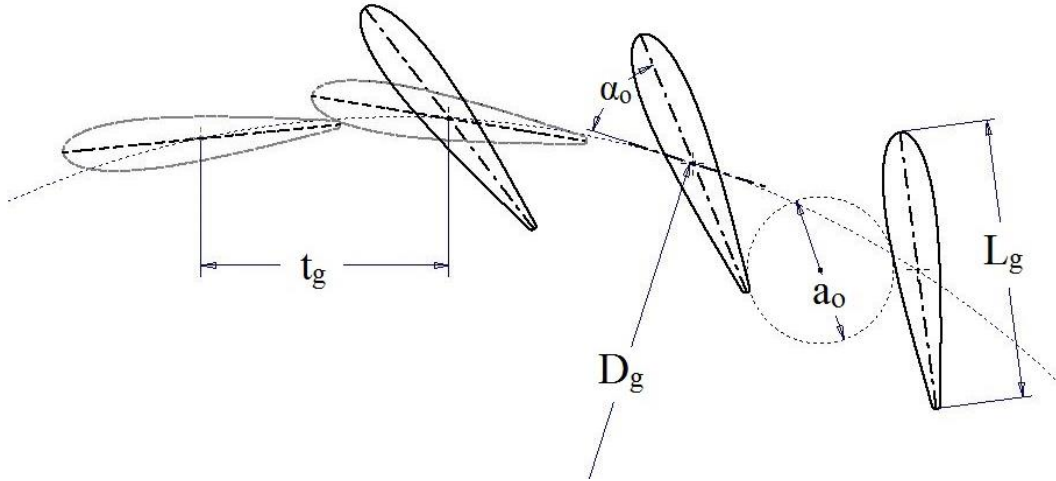
Şekil 2.7’de verilen meridyonel profil üzerinde taç profili ile bilezik profili arasında üç adet kontrol eğrileri oluşturulmuştur. Taç ve bilezik eğrileri ile birlikte bu beş

eğrinin hücum ve kuyruk kenarlarında kanat açıları tanımlanır. Çark girişi ve çıkışında çizilen hız üçgenleri yardımıyla kanat açıları belirlenir. Akışın hücum kenarına şok oluşturmadan girmesi için girişteki bağıl akış açısı β , kanat açısına eşit olmalıdır. Kuyruk kenarında ise herhangi bir akış ayrılması ve vorteks oluşmaması için ise çıkıştaki bağıl akış açısı β , kanat açısına eşit olmalıdır.

2.3.2. Ayar Kanatları

Ayar kanatları dönme eksenleri etrafında dönerek türbinde debiyi kontrol edebilen tek mekanizmadır. Ayar kanatları ayrıca salyangoz ve sabit kanatlardan gelen akışı çarka optimum açıyla eşit dağıtmakla görevlidir.

Şekil 2.8’de görüldüğü üzere ayar kanatlarının dönme merkezlerinin bulunduğu çemberin çapı D_g , kanat (kord) uzunluğu L_g , iki kanat dönme merkezleri arasındaki mesafe t_g ve optimum kanat açıklığı a_o veya α_o ayar kanadı ön tasarımında belirlenmesi gereken parametrelerdir.



Şekil 2.8. Ayar kanatları tasarım parametreleri

Ayar kanatları maksimum açıklıkta çarkı engellemeyecek etmeyecek şekilde konumlandırılmalıdır. Ayar kanatlarının dönme merkezlerinin bulunduğu çemberin çapı D_g , genellikle çark giriş çapının 1.16 katı olarak belirlenir. Toplam ayar kanadı sayısı ise çark büyüklüğüne göre genellikle 12, 16 ya da 24 olarak alınır [13].

L_g/t_g oranı kaskatın yoğunluğunu gösterir. Ayar kanatlarının türbinin tamamen kapanmasını sağlayabilmesi için bu oranın 1'den büyük olması gerekir. Ayar kanatlarının yeterli yoğunlukta bir kaskat olacak şekilde L_g/t_g oranı genellikle 1.1 olarak alınır [13].

$$\frac{L_g}{t_g} = 1.1 \quad (2.37)$$

Kapalı pozisyonda ayar kanatları %10 üst üste binecek şekilde, ayar kanadı (kord) uzunluğu Denklem 2.38'de verilen formülle hesaplanabilir.

$$L_g = \frac{\pi D_g}{\text{ayar kanadı sayısı} \times 0.9} \quad (2.38)$$

Ayar kanadının çapsal boyutları hesaplandıktan sonra kanadın kalınlık dağılımı simetrik NACA profilleri kullanılarak belirlenmektedir. Ayar kanadı yüksekliği ise çark kanadının giriş yüksekliğine, b_o 'a eşittir.

Tasarım noktasındaki optimum ayar kanadı açıklığı α_o , sabit kanattan gelen akışı minimum hidrolik kayıpla çarkta istenen verim ve gücü sağlayacak çıkış açısıyla yönlendirecek şekilde olmalıdır. Ayar kanadı dönüş açısı α_o , HAD sürecinde iteratif olarak optimize edilerek optimum açıklık değeri belirlenir.

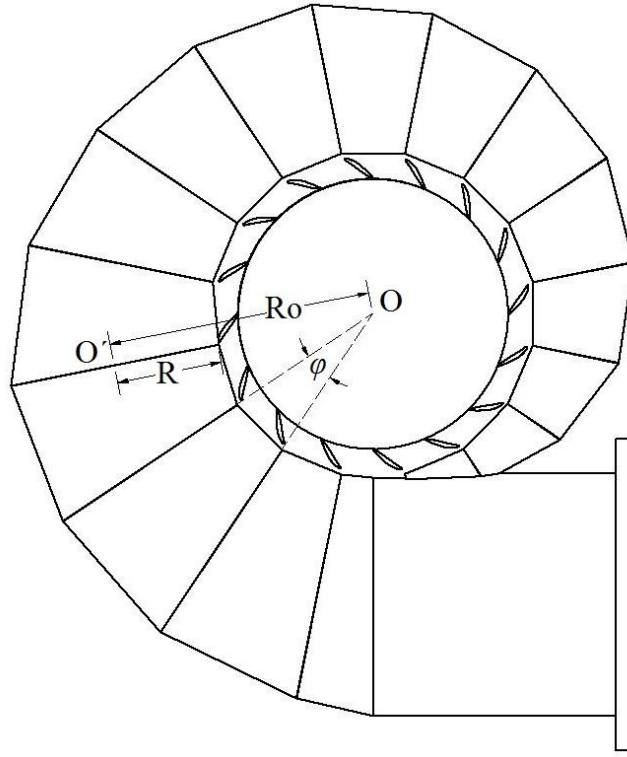
2.3.3. Sabit Kanatlarla Birlikte Sarmal Yapı (Salyangoz)

Salyangoz reaksiyon türbinlerinde ayar kanatlarına suyu sağlayan sarmal yapıdır. Bir türbinin salyangozu aşağıda verilen isterleri sağlamalıdır [13]:

- i. Ayar kanatlarına tüm çevresinde düzgün ve aynı olacak şekilde akış sağlamalıdır.
- ii. Sabit kanatlarla birlikte salyangoz içerisinde ve ayar kanatlarına girişte minimum hidrolik kayıp meydana gelmelidir.
- iii. Salyangozun şekli ve büyüklüğü hidroelektrik santralin yerleşim planına uygun olmalıdır.

Salyangozun hidrolik tasarımında temel koşul sabit kanatlara ve ayar kanatlarına çevresel olarak düzgün (eş) bir su akışıdır. Şekil 2.9’da görülen salyangoz geometrisi, virol açısı φ ile bölünmüş virol adı verilen parçalardan oluşur. Bir salyangoz $340-350^\circ$ toplam virol açısına φ_{cov} sahiptir. Her bir virole giren debi, $Q_{sp,in}$, aşağıdaki formülle ifade edilir.

$$Q_{sp,in} = Q_d \frac{\varphi}{360} \quad (2.39)$$



Şekil 2,9. Sabit kanatlarla birlikte sarmal yapı

Salyangoz virollerinin ölçüleri “ayar kanatları girişinde akış yönüne bağlı salyangoz tasarımı” hipotezine göre belirlenir [13]. Bu hipotezde virol kesitindeki hız dağılımı virol yarıçapı r 'ye bağlı hiperbolik düşünülmüştür. Şekil 2.10’da görüldüğü gibi salyangoza giren su türbin merkezi O noktasında hız momentine sahiptir. *Hız momentinin korunumu yasasına* göre salyangoz boyunca hız momenti sabit kalıp K faktörüne eşittir.

$$v_u = K / r \quad (2.40)$$

Denklem 2.40'da K sabit bir sayı ve v_u ise r 'nin bir fonksiyonu olarak çevresel hızdır. Denklem 2.39'da verilen $Q_{sp,in}$; K faktörü, genişlik $b(r)$ ve merkeze uzaklık r cinsinden aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$Q_{sp,in} = Q_d \frac{\varphi}{360} = \int_{R_{st,out}}^R v_u(r) b(r) dr = K \int_{R_{st,out}}^R \frac{b(r)}{r} dr \quad (2.41)$$

K faktörü ise Denklem 2.42'deki gibi elde edilir.

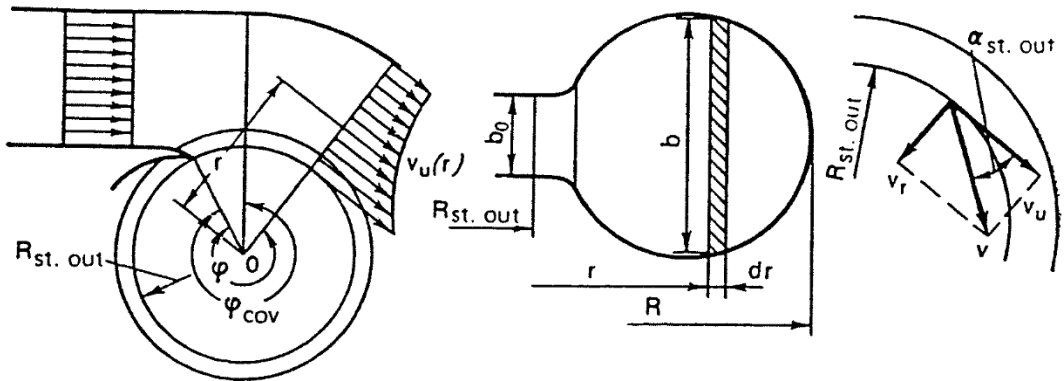
$$K = \frac{Q_d \frac{\varphi}{360}}{\int_{R_{st,out}}^R \frac{b(r)}{r}} \quad (2.42)$$

Sabit kanatlar çıkışındaki ortalama radyal hız bileşeni v_r ise aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$v_r = \frac{Q}{\pi D_{st,out} b_o} \quad (2.43)$$

Son olarak Şekil 2.10'da de gösterilen ayar kanatları girişindeki akışın yönü, $\alpha_{st,out}$ Denklem 2.40-2.43 kullanılarak aşağıdaki formülle ifade edilir.

$$\tan \alpha_{st,out} = \frac{v_r}{v_u} = \frac{QR_{st,out}}{\pi D_{st,out} b_o K} = \int_{R_{st,out}}^R \frac{b(r)}{r} dr / (2\pi b_o \frac{\varphi}{360}) \quad (2.44)$$



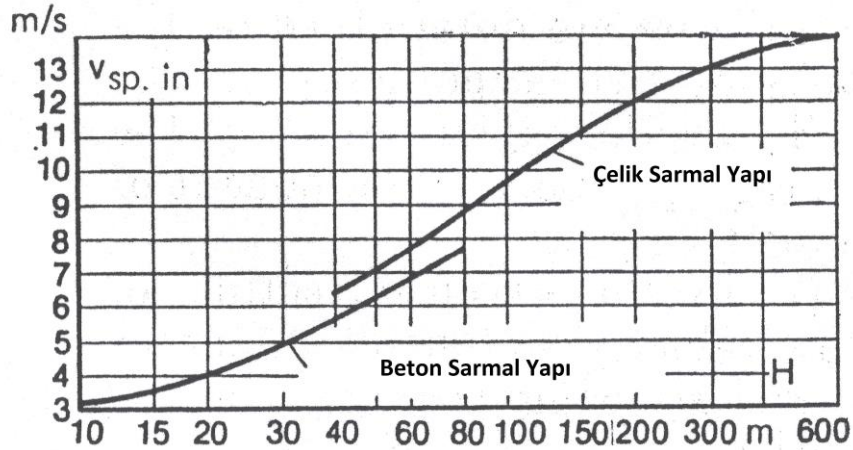
Şekil 2.10. Belirlenen ayar kanadı giriş açısına göre salyangoz hesabı [13]

Denklem 2.44;

- sabit kanat çıkışındaki açının ($\alpha_{st, out}$) debiden (Q) bağımsız olduğunu,
- Sabit K faktörüyle ayar kanatlarının tüm çevresinde sabit bir $\alpha_{st, out}$ değeri sağlanabileceğini,
- $\alpha_{st, out}$ açısının sadece salyangozun şekline ve büyüklüğüne bağlı olduğunu

göstermektedir.

Salyangoz tasarımı ayar kanatlarına uygun olarak seçilen sabit $\alpha_{st, out}$ açısında yapılır. Bir türbinin salyangozunun gerekli ölçüleri şu yolla belirlenir: Şekil 2.11'in yardımıyla türbin düşüsüne karşılık gelen $V_{sp, in}$ değeri tahmin edilir. Belirlenen kanat yüksekliği b_0 ve sabit kanat çıkış yarıçapı $R_{st, out}$ değerleri için giriş virolünün yarıçapı ve merkez uzaklığını bulmak için Denklem 2.42'de K faktörü hesaplanır ve Denklem 2.44'de ise istenen $\alpha_{st, out}$ açısının elde edilip edilemediği kontrol edilir. Ayar kanadıyla uyumlu $\alpha_{st, out}$ elde edilinceye kadar kesitin ölçüleri düzeltilir ve son K değeri belirlenir. Diğer virollerin ölçüleri de K faktörü sabit kalacak şekilde Denklem 2.42 ve Denklem 2.44 kullanılarak aynı şekilde hesaplanır.



Şekil 2.11. Salyangoz giriş kesitinde düşüye bağlı ortalama hız [13]

Sabit kanatların temel görevi alt ve üst hız çemberlerini birbirine bağlayarak yapısal dayanımı sağlamaktır. Sabit kanatlar salyangoz içerisinde oluşacak hidrostatik basınç yüklerini taşıyabilecek şekilde tasarlanmalıdırlar, bu yüzden sabit kanatların kesit alanları önemlidir. Sabit kanat sayısı salyangoz büyüklüğüne göre belirlenmektedir

ve genellikle 12, 16 ve 24 sabit kanat sayıları tercih edilmektedir. Hidrolik verim amacıyla sabit kanatlar akışa normal yönde nispeten daha ince (düzgün, doğrusal) olmaya eğilimlidirler [7]. Bu nedenle sabit kanat geometrisinde ayar kanatlarının aksine asimetrik profiller tercih edilmektedir. Hidrolik kayıpları minimize etmek için sabit kanatlar salyangozdan gelen akışa uygun açısal konumda olmalıdır. HAD sürecinde sabit kanatların açısal konumları iteratif olarak optimize edilerek minimum kayıpla akışın ayar kanatlarına uyumlu açıyla yönlendirilmesi sağlanır. Ayrıca sabit kanatların salyangoz ve hız çemberleriyle birlikte mekanik analizleri yapılarak sabit kanatların oluşan hidrostatik basınca dayanımı kontrol edilir. Gerekirse sabit kanatların profil kalınlığı ve/veya uzunluğu artırılarak bir sabit kanada düşen kuvvet azaltılarak tasarımın güvenli olması sağlanır.

2.3.4. Emme Borusu

Reaksiyon türbinlerinde çarktan ayrılan su kuyruksuyu havuzuna emme borusu aracılığıyla tahliye edilir. Emme borusunun birincil görevi tahliye edilen suyun hızını azaltarak çıkışta kinetik enerji kaybını minimuma indirmektir. Bu sayede emme borusu net düşüde herhangi bir kayıp olmadan çark çıkışında vakum oluşturarak türbin çarkının kuyruksuyu seviyesinin üzerinde olabildiğini sağlamaktadır [13, 15].

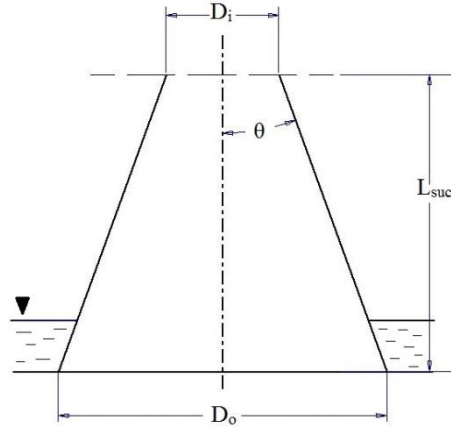
Emme borusunun performansı, Denklem 2.45 ile verilen basınç geri kazanım oranı, c_p , ile ifade edilir. Burada c_p geri kazanım oranını, P_{out} emme borusu çıkışındaki statik basıncı, P_{in} emme borusu girişindeki statik basıncı ve V_{in} emme borusu girişindeki hızı ifade etmektedir.

$$c_p = \frac{P_{out} - P_{in}}{\frac{1}{2} \rho V_{in}^2} \quad (2.45)$$

İyi tasarlanmış emme borularında basınç geri kazanım oranı % 80-85 değerlerine ulaşmaktadır. Çark çıkışındaki suyun kinetik enerjisinin mevcut toplam enerjiye oranı düşük-düşülü türbinlerde % 50-90'a eşitken 100 m'den fazla düşüye sahip türbinlerde ise % 10'dan küçüktür. Özellikle düşük düşülü türbinlerde, çarktan

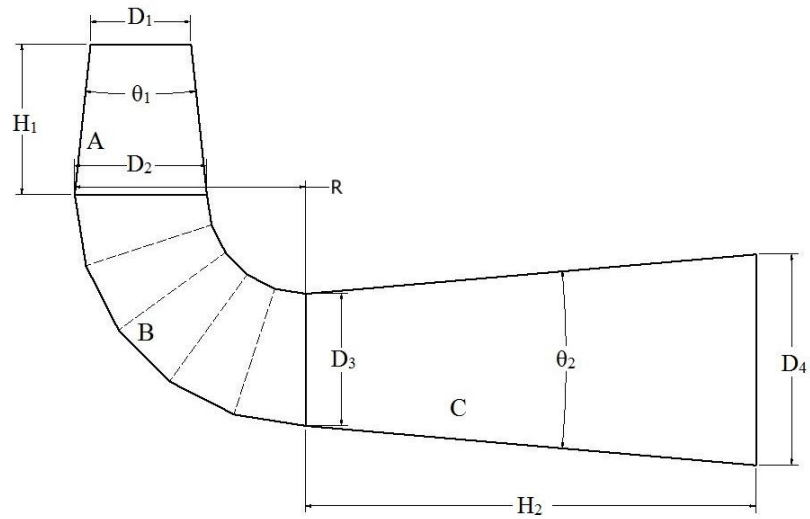
ayrılan sudaki mevcut kinetik enerjinin kullanılabilmesi türbin verimliliğini önemli ölçüde artırmakta ve bu durum emme borusunun önemini göstermektedir [13].

Emme boruları düz ve dirsek tipi olmak üzere iki gruba ayrılmaktadır. Şekil 2.12’de görülen düz-konik tipteki emme boruları oldukça uzun L_{suc} gerektirdiği için genellikle dikey eksenli küçük ölçekli türbinlerde tercih edilmektedir [13, 40].



Şekil 2.12. Düz-konik tip emme borusu

Dirsek tipi emme boruları ise hem dikey eksenli ve hem de yatay eksenli türbinlerde çoğunlukla tercih edilen emme borularıdır. Bu tez çalışmasında da dirsek tipi emme borusu tercih edilmiştir. Şekil 2.13’de gösterildiği gibi bir dirsek tipi emme borusu üç ana parçadan oluşmaktadır: A-koni, B-dirsek, C- tahliye difüzörü.



Şekil 2.13. Dirsek tipi emme borusu

Emme borusu giriş çapı D_1 , çark çıkış çapına eşittir. Emme borusu geliştirme sürecinde koni açısı θ_1 , koni yüksekliği H_1 , difüzör açısı θ_2 ve difüzör uzunluğu H_2 tasarım parametreleridir. Literatürde bu tasarım parametreleriyle ilgili olarak deneysel çalışmalardan elde edilen veriler ve tecrübe eğrileri yer almaktadır. Örneğin; verimli bir emme borusu için koni açısı θ_1 14-16°'yi aşmamalıdır ve koni yüksekliği H_1 ise giriş çapının 1.9 ile 3.5 katı arasında olmalıdır [13, 40].

Emme borusu ön tasarımında Şekil 2.13'de gösterilen emme borusu geometrisinin ölçüleri literatürde yer alan bu veriler doğrultusunda yapılır. Ayrıca santral planında emme borusu için ayrılan yer de tasarımda bir kısıt oluşturur. Koni yüksekliği H_1 , dirsek yarıçapı R , difüzör uzunluğu H_2 ve çıkış çapı D_4 bu kısıta uygun olarak belirlenir. HAD analizleri ile emme borusunun performansı (geri kazanım oranı) ve çark çıkışında az da olsa girdaba sahip olan akışın emme borusu içerisindeki davranışı incelenir. Emme borusu içerisinde meydana gelebilecek akış ayrılması koni açısı θ_1 'in ve difüzör açısı θ_2 'nin artırılması/azaltılması ile önlenir.

3. UYGULAMA

3.1. Projenin Tanımı

Geliştirilen tasarım yöntemi Türkiye’de kurulacak bir hidroelektrik santralin türbinlerinin tasarımında uygulanmıştır. Köprübaşı HES adındaki bu orta ölçekli hidrolik güç projesi Karadeniz bölgesinde, Trabzon ilinde Köprübaşı ilçesinde yer almaktadır. Proje sahibi tarafından iki adet birbiriyle aynı, yatay eksenli Francis tipi su türbinleri istenmektedir. Santralin toplam kurulu gücü yaklaşık 8.6 MW olacaktır.

Gerekli girdi değerleri türbindeki net düşü ve sistemin debisidir. Köprübaşı HES toplamda 7.5 m³/s debiye ve 126.7 m net düşüye sahip nehir tipi bir projedir. Aynı özelliklere sahip iki adet türbine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu nedenle iki türbin aynı anda çalıştığında, tasarım düşüsü H_d 126.7 m ve tasarım debisi Q_d 3.75 m³/s olmaktadır. Bu tasarım debisi ve tasarım düşüsü değerlerinde Şekil 1.3’de verilen türbin seçim eğrilerine bakıldığında yatay eksenli Francis türbinin uygun olduğu görülmektedir.

3.2. Türbinin Ön Tasarımı ve Geometrilerin Oluşturulması

1 MW’a kadar güç üreten HES’ler küçük ölçekli, 1MW-10 MW arasında güç üreten HES ise orta ölçekli proje olarak adlandırılmaktadır. Yüzlerce megavat güce sahip büyük ölçekli projelerde türbin verimleri %94’e çıkabilmektedir. Küçük ve orta ölçekli projelerde türbin içerisinde oluşan sürtünme kayıpları azalan türbin boyutlarıyla arttığı için büyük ölçekli projelere oranla daha fazla çıkmaktadır. Türbin verimi proje isterlerine göre belirlenmiştir. Bu projede maksimum %92 verim değeri hedeflenmiştir.

Çizelge 3.1’de tasarlanacak türbin için Bölüm 2.2’de verilen ilgili denklemler kullanılarak hesaplanan temel tasarım parametrelerin değerleri verilmiştir.

Çizelge 3.1. Temel tasarım parametreleri

Tasarım Düşüsü [m]	126.7
Tasarım Debisi [m ³ /s]	3.75
Verim	0.92
Güç [MW]	4.28
Sistem Frekansı [Hz]	50
Dönüş Hızı [rpm]	1000
Özgül Hız	51.3 (n_g)
	154 (n_s)

Çizelge 3.1’de verilen çarkın özgül hızı n_s Şekil 2.6’da verilen meridyonel profillerden orta özgül hızlı çarkların ilkinde denk gelmektedir. Çarkın boyutsal ölçüleri Çizelge 2.2’den yararlanılarak belirlenebilir. Fakat bu çalışmada daha hızlı ve daha kolay olması nedeniyle farklı bir yöntem izlenmiştir. Özgül hızı tasarlanacak çarka çok yakın ve daha önceki bir projede tasarlanmış (Gelinkaya HES) bir çark üzerinden benzerlik kuralları kullanılarak çark geometrisi belirlenmiştir. Buradaki düşünce; aynı özgül hızlarda çalışan farklı büyüklükteki iki türbinin birbirine benzer olması sağlanarak benzer meridyonel profil ve kanat açılarının kullanabilmektir.

İki benzer çark Denklem 2.1’de verilen eşitliği sağlar. 1 indisi önceden tasarlanmış olan çarkı, 2 indisi ise bu çalışmada tasarlanan çarkı belirtmektedir.

$$\frac{H_1 \eta_1}{H_2 \eta_2} = \left(\frac{D_1 n_1}{D_2 n_2} \right)^2 \quad (3.1)$$

Verim değerleri birbirine çok yakın oldukları için ihmal edilebilir. Denklem 3.1’de değişken değerleri yerine konulduğunda, çark giriş çapı 731 mm olarak hesaplanmıştır.

$$\frac{81.8}{123} = \left(\frac{D_1 750}{D_2 1000} \right)^2$$

$$\frac{D_1}{D_2} = 1.086$$

$$D_1 = 794 \text{ mm}; D_2 = 731 \text{ mm}$$

Benzerlik ilişkisinin kurulabilmesi için diğer bir kural ise iki çarkın kanat çevresel hız oranları ile radyal hız oranları eşit olmasıdır.

$$\frac{u_1}{u_2} = \frac{V_{1r}}{V_{2r}} \quad (3.2)$$

İki çarkın kanat çevresel hız oranı Denklem 3.3'de verilen denklemle hesaplanır.

$$\frac{u_1}{u_2} = \frac{D_1 n_1}{D_2 n_2} \quad (3.3)$$

$$\frac{u_1}{u_2} = \frac{0.794 \cdot 750}{0.731 \cdot 1000} = 0.8145$$

İki çarkın radyal hız oranları ise Denklem 3.4 ile hesaplanır.

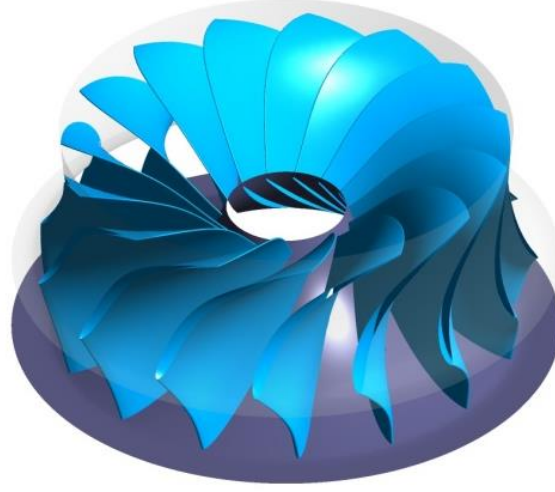
$$\frac{V_{1r}}{V_{2r}} = \frac{\frac{Q_1}{\pi \cdot D_1 \cdot b_{0,1}}}{\frac{Q_2}{\pi \cdot D_2 \cdot b_{0,2}}} \quad (3.4)$$

Denklem 3.4'de bilinen değerler yerine konulup Denklem 3.3 ile elde edilen çevresel hız oranına eşitlendiğinde, denklemdeki tek bilinmeyen çarkın kanat yüksekliği bulunur.

$$\frac{V_{1r}}{V_{2r}} = \frac{\frac{4.5}{\pi \cdot 0.794 \cdot 0.160}}{\frac{3.75}{\pi \cdot 0.731 \cdot b_{0,2}}} = 0.8145$$

$$b_{0,2} = 118 \text{ mm}$$

Benzerlik eşitlikleri sonucunda daha önceki çark, giriş çapı 731 mm olacak ve kanat yüksekliği de 118 mm olacak şekilde boyutsal olarak küçültülerek Şekil 3.1'de gösterilen çark geometrisi oluşturulmuştur. Çark 15 adet kanattan oluşmaktadır. Önceki tasarlanan çarkın kanat açıları korunmuştur. Çarkın HAD analizlerinin başlangıcında kullanılacak akış giriş açısı ise önceki çarktaki giriş açısıyla aynı, 23° olarak belirlenmiştir.

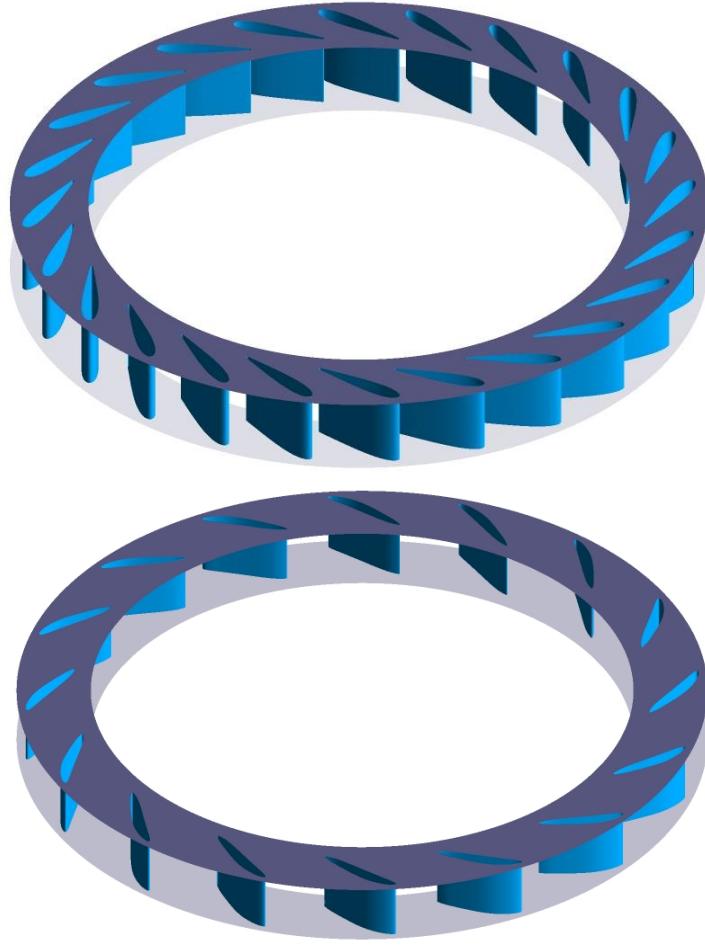


Şekil 3.1. Çark geometrisi

Çark geometri belirlendikten sonra içeriden dışarıya doğru türbinin diğer bileşenlerinin boyutsal ölçüleri belirlenir.

Ayar kanatlarının dönme eksenlerinin oturduğu çember çapı D_g , 950 mm olarak belirlenmiştir. Sistemde toplam 24 adet ayar kanadı kullanılması tercih edilmiştir. Ayar kanatlarının %15 örtüşecek şekilde kapanmaları için ise ayar kanadı uzunluğu L_g , 144 mm olarak hesaplanmıştır. Ayar kanadı yüksekliği çark kanadı yüksekliğine, 118 mm'ye eşittir. Kanadın kalınlık dağılımı ise NACA018 kanat profili kullanılarak belirlenmiştir.

Ayar kanatlarından sonra sabit kanat geometrisinin boyutsal ölçüleri belirlenmiştir. Simetrik olmayan bir kanat profili kullanılmıştır. Kanadın kesit alanı hidrostatik basınç yüklerini taşıyacak şekilde kanat profili büyütülmüştür. Belirlenen kanat profili ayar kanatlarının öncesine yerleştirilmiştir. Burada sabit kanatların ayar kanatlarının rahat açılıp kapanmasını engellememesine dikkat edilmiştir. Sonuç olarak; sabit kanadın giriş çapı 660 mm ve çıkış çapı ise 565 mm olarak bulunmuştur. Sabit kanat sayısı 16 olarak kararlaştırılmıştır. Şekil 3.2'de sabit kanatların ve ayar kanatlarının oluşturulan geometrileri gösterilmiştir.



Şekil 3.2. Sabit kanat (üstte) ve ayar kanadı (altta) geometrileri

Sabit kanat boyutları belirlendikten sonra salyangoz tasarımına geçilmiştir. Salyangoz tasarımında; her virolde aynı K sabiti sağlanacak şekilde virollerin yarıçapları, virollerin türbin merkezine uzaklıkları basit bir Mathcad kodu ile Bölüm 2.3.3’de verilen Denklem 2.31, Denklem 2.34 ve Denklem 2.36 çözdürülerek hesaplanmıştır. Çizelge 3.2’de teorik denklemlere göre hesaplanan ön tasarım ölçüleri ve ayrıca HAD sonunda iyileştirilen son tasarım ölçüleri verilmiştir. Ön tasarımda hesaplanan virol yarıçapları çok fazla olmasa da %85-90 oranda azalarak son tasarım halini almıştır. Şekil 3.2’de ön tasarım sonucunda oluşturulan örnek bir salyangoz geometrisi verilmiştir.

Çizelge 3.2. Salyangoz ölçüleri

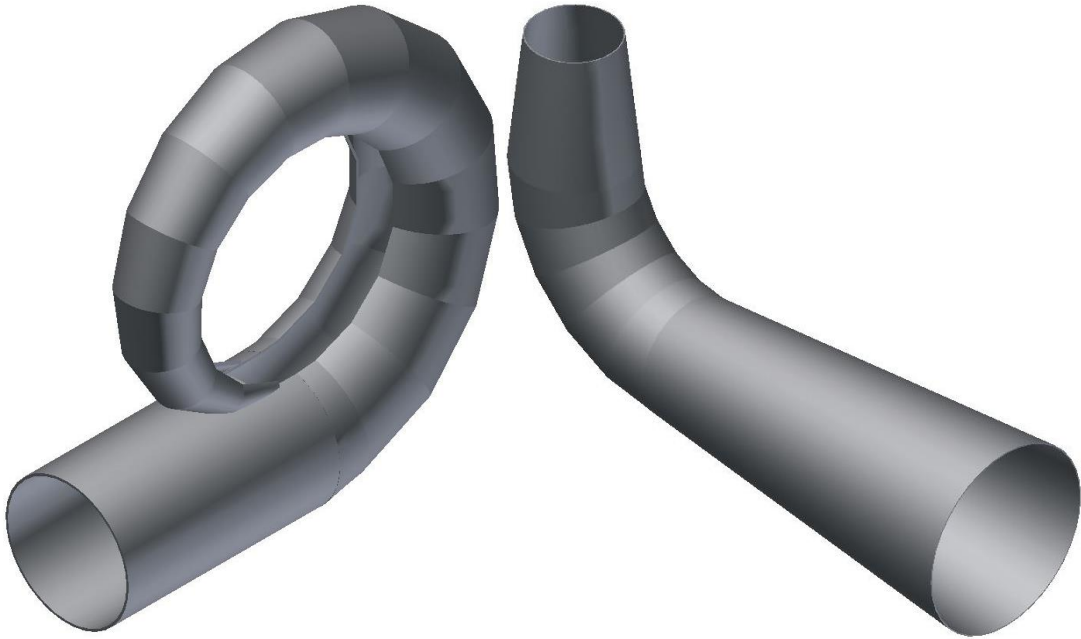
Virol Açısı, φ [°]	Ön Tasarım		Son Tasarım	
	Virol Yarıçapı, R [mm]	Virol-Merkez Uzaklığı, Ro [mm]	Virol Yarıçapı, R [mm]	Virol-Merkez Uzaklığı, Ro [mm]
0,00	459,20	1093,51	413,28	1045,78
11,25	446,50	1080,35	401,85	1033,83
33,75	428,90	1062,06	386,01	1017,21
56,25	410,70	1043,08	369,63	999,95
78,75	392,10	1023,61	333,29	961,32
101,25	373,20	1003,72	317,22	944,05
123,75	353,50	982,87	300,48	925,91
146,25	333,30	961,33	283,31	907,10
168,75	312,60	939,06	265,71	887,57
191,25	290,70	915,23	247,10	866,55
213,75	268,00	890,13	227,80	844,25
236,25	244,20	863,24	207,57	820,07
258,75	219,00	833,85	186,15	793,15
281,25	191,90	800,55	163,12	761,56
303,75	147,00	757,52	124,95	724,59
	174,50		148,33	
326,25	91,90	712,36	78,12	689,30
	162,00		137,70	
348,75	32,95	669,59	28,01	659,08
	148,00		125,80	

Son olarak ise emme borusu tasarımında Şekil 2.13’de verilen dirsek tipli emme borunun ölçüleri belirlenmiştir. Emme borusunun giriş çapı D_1 , çark çıkış çapına eşittir. Emme borusunun diğer ölçüleri Çizelge 3.3’de gösterilmiştir.

Çizelge 3.3. Emme borusu ölçüleri

D_1 [mm]	670
D_2 [mm]	880,21
D_3 [mm]	880,21
D_4 [mm]	1405,14
H_1 [mm]	1000
H_2 [mm]	3000
θ_1 [°]	12
θ_2 [°]	10
R [mm]	1100

Çizelge 3.3’de, koni açısı θ_1 ve difüzör açısı θ_2 literatürden seçilerek diğer çapsal ölçüler bu açılara bağlı hesaplanmıştır. Koni yüksekliği H_1 ve difüzör uzunluğu H_2 santral planının izin verdiği ölçülerde belirlenmiştir. Şekil 3.3’de ön tasarımda oluşturulan örnek emme borusu geometrisi gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Salyangoz (sol) ve emme borusu (sağ) geometrileri

4. HAD YÖNTEMİ

4.1. HAD Analizi

Francis türbini içerisindeki akış türbülanslı, zamana bağlı, yüksek basınç gradyanına sahip, eğiklik ve dönüş etkilerinin baskın olduğu üç boyutlu bir akış olması nedeniyle oldukça karmaşıktır. Özellikle optimum tasarım noktasından uzakta, kısmi yükte çalışma durumlarında türbin içerisindeki akış daha karmaşık ve zorlu hale gelmektedir. Türbinde kısmi yükte çalışırken rotor (çark) çıkışında vorteks ipi adı verilen çok güçlü vorteksler oluşabilmekte ve bu vorteksler emme borusu duvarlarında zamana bağlı basınç salınımları oluşturarak hidrodinamik kararsızlıklar meydana getirmektedir. Rotor-stator arasında oluşan bu dinamik etkileri hesaplayabilmek için bütün bileşenleriyle birlikte düşünülerek tüm türbinin zamana bağlı akış analizi yapılması gerekmektedir [19,41]. Böyle bir analiz çok yüksek hesaplama gücü gerektirmektedir ve ancak güçlü paralel bilgisayarlar ile mümkün olmaktadır. Bu nedenle literatürde, zamana bağlı akış analizlerinde bazı basitleştirmelere gidilmiştir.

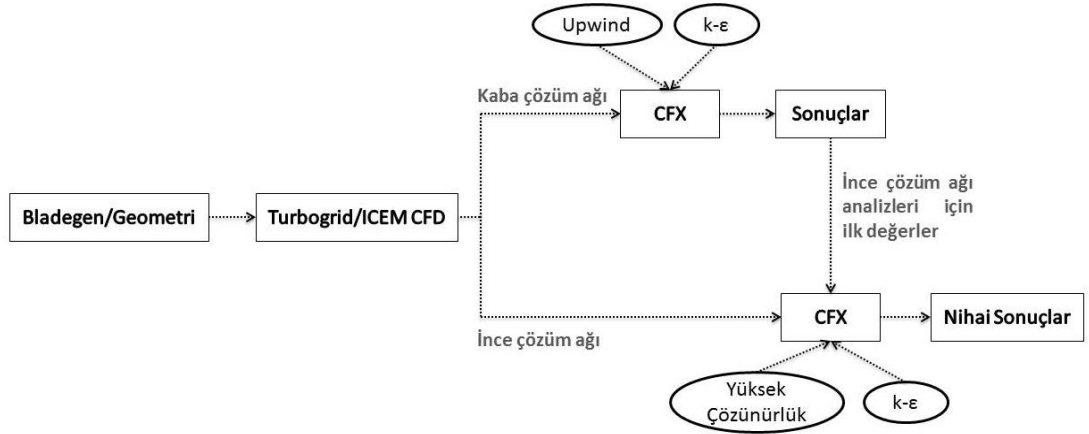
Türbinlerin tasarım ve optimizasyonlarında akış analizleri yaygın olarak “Çoklu Çerçeve Referans Sistemi (Multiple Frames of Reference – MFR)” yaklaşımı kullanılarak kararlı hal olarak gerçekleştirilmiştir. Tüm türbin salyangoz, sabit kanat, ayar kanadı, çark ve emme borusu olmak üzere beş bileşene ayrılmıştır ve her bileşenin akış analizleri ayrı olarak yapılmıştır.

Turbo makine alanında matematiksel optimizasyon araçlarının haricinde şekil optimizasyonu, Ruprecht’in ortaya koyduğu “Akış değerlendirme ile birlikte geometri manipülasyonu tasarımcının akışı interaktif olarak inceleyerek sezgisel olarak çalışabileceği ‘Sanal Gerçeklik’ ortamında yapılabilir [42].” yaklaşımı ile gerçekleştirilebilir. Her türbin bileşeni ön tasarımda belirlenen geometrilerin HAD analizleri gerçekleştirilir ve analiz sonuçlarına göre tespit edilen geometrik değişiklikler yapılarak düzeltilmiş geometrinin tekrar HAD analizi yapılır. İstenen akış koşulları ve performans elde edilinceye kadar bu süreç iteratif olarak devam eder.

Her türbin bileşeninin ayrı ayrı HAD ile tasarımlarının sonunda elde edilen akış analizi sonuçlarının doğruluğunu artırmak, tüm türbinde meydana gelen akışı incelemek ve türbinin performans eğrilerini çıkarmak amacıyla bütün türbin bileşenlerini içeren tüm türbinin HAD analizleri de gerçekleştirilmiştir.

Türbin tasarım ve rehabilitasyon çalışmalarında HAD analizleri için *CFX* yaygın olarak kullanılmaktadır [17,19,30,31,43]. Güvenilir ve sağlam bir kod olmasından dolayı HAD analizlerinde *ANSYS CFX 15.0* ticari kodu kullanılmıştır.

Şekil 4.1’de türbin tasarımında izlenen HAD süreci şematik olarak gösterilmiştir. Süreç akış geometrisiyle başlayıp çözüm ağı oluşturma ve akış analizleri ile devam eder. Ön tasarım geometrileri kaba çözüm ağı ve upwind adveksiyon şeması kullanılarak analiz edilirken ilerleyen tasarımlarda ince çözüm ağı ve yüksek çözünürlük adveksiyon şeması ile analizler yapılır.



Şekil 4.1. HAD analiz şeması

4.1.1. Korunum Denklemleri

Su türbinleri içerisinde meydana gelen üç boyutlu, türbülanslı, kararlı (zamandan bağımsız) ve sıkıştırılmaz akışı çözmek için kütle korunum ve Navier-Stokes momentum korunum denklemleri yeterlidir.

Kütle korunumu, boyutları dx, dy ve dz olan bir akışkan parçacığı içerisindeki kütle değişiminin kontrol hacminden geçen net kütle akısına eşitliği olarak Denklem 4.1'deki gibi ifade edilir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (4.1)$$

Akış sıkıştırılmaz ve zamandan bağımsız olduğu için kütle korunum denklemi Denklem 4.2'ye indirgenir.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4.2)$$

Akışkan içerisindeki bir kontrol hacmindeki momentum değişimi kontrol hacmine etki eden basınç gradyanlarının, viskoz kuvvetlerin ve dış kuvvetlerin toplamına eşittir. Navier-Stokes denklemleri aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\rho \frac{D(u_i)}{Dt} = \rho \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} + F_i \quad (4.3)$$

HAD analiz programlarında kullanılan Navier-Stokes denklemlerinin konservatif formu Kartezyen koordinatlarda aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial z} \\ &= \rho f_x - \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{2\mu}{3} \nabla \cdot \vec{V} + 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] \\ & \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial z} \\ &= \rho f_y - \frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{2\mu}{3} \nabla \cdot \vec{V} + 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] \\ & \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w^2)}{\partial z} \\ &= \rho f_z - \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{2\mu}{3} \nabla \cdot \vec{V} + 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right] \end{aligned} \quad (4.4)$$

Türbin içerisindeki türbülanslı akış Reynolds-Ortalama Navier-Stokes (RANS) denklemleri kullanılarak çözülmüştür. Momentum ve süreklilik denklemlerine Reynolds ayrıştırması uygulanarak değişkenler ortalama ve çalkantılı kısım olmak üzere bileşenlerine ayrılır ve sonra değişkenlerin zamana göre ortalamalarının alınmasıyla RANS denklemleri Denklem 4.5'deki gibi elde edilir. RANS denklemleri su türbinlerinin akış analizlerinde yaygın olarak kullanılmakta ve türbinlerin birçok çalışma noktasında hızlı analizler yapılabilmesini mümkün kılmaktadır [19,32,41,44].

$$\begin{aligned}
\rho \frac{D\bar{u}}{Dt} &= \rho g_x - \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} [\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} - \rho \overline{u'^2}] + \frac{\partial}{\partial y} [\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - \rho \overline{u'v'}] + \\
&\quad \frac{\partial}{\partial z} [\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} - \rho \overline{u'w'}] \\
\rho \frac{D\bar{v}}{Dt} &= \rho g_y - \frac{\partial \bar{P}}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} [\mu \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} - \rho \overline{u'v'}] + \frac{\partial}{\partial y} [\mu \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} - \rho \overline{v'^2}] + \\
&\quad \frac{\partial}{\partial z} [\mu \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} - \rho \overline{v'w'}] \\
\rho \frac{D\bar{w}}{Dt} &= \rho g_z - \frac{\partial \bar{P}}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} [\mu \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} - \rho \overline{u'w'}] + \frac{\partial}{\partial y} [\mu \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} - \rho \overline{v'w'}] + \\
&\quad \frac{\partial}{\partial z} [\mu \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} - \rho \overline{w'^2}]
\end{aligned} \tag{4.5}$$

4.1.2. Türbülans Modeli

Bir cismin içerisinde veya dışarısından akan bir viskoz akışkan, akışın hızına göre laminer veya türbülanslı davranış gösterir. Hinze [45], türbülansı “belirli niteliklerin zaman ve uzay koordinatlarında rastgele varyasyonlarından oluşan bir akış hareketi” olarak tanımlamıştır.

Türbülanslı akışı tahmin etmek için kullanılan Denklem 4.5'deki RANS denklemlerinde Reynolds türbülanslı kayma gerilmesi olarak adlandırılan ve türbülansa (çalkantılı hızlara) bağlı olarak ortaya çıkan $\overline{u'_i u'_j}$ terimleri

bilinmemektedir. Üç hız bileşeni, basınç ve altı kayma gerilmesiyle birlikte toplamda on bilinmeyen varken üç adet Navier-Stokes ve süreklilik olmak üzere toplamda dört adet denklem bulunmaktadır. Bu durum denklem sisteminin kapalı olmama problemini doğurur. Kayma gerilmelerini modelleyerek denklem sistemini kapalı hale getirmek için “türbülans modeli” olarak bilinen matematiksel yaklaşımlara ihtiyaç duyulur.

Hesaplama gücü ne karşılık doğruluk göz önüne alındığında, k-ε ve k-ω türbülans modelleri en yaygın kullanılan iki denklemlilik türbülans modelleridir [46,47]. Dönme ve eğiklik içeren problemlerde k-ε türbülans modelinin performansının her zaman yeterli olduğu düşünülmesine de türbin tasarımı ve optimizasyonunda kararlı türbülanslı akış hesaplamaları için pratik çözümler verir [29,32,47]. Bu çalışmada da RANS denklemleriyle birlikte k-ε türbülans modeli kullanılarak türbin içerisindeki türbülanslı akış modellenmiştir.

k-ε türbülans modeli iki denklemlilik bir türbülans modelidir. k türbülans kinetik enerjisidir ve hızdaki dalgalanmaların değişimi olarak tanımlanır. ε ise türbülans eddy yitimi, hız dalgalanmalarının yittiği orandır.

k-ε türbülans modeli Denklem 4.6’da verildiği gibi eddy viskozite konseptine dayanmaktadır.

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (4.6)$$

Burada μ_{eff} türbülansın hesaba katıldığı etkin viskozite ve μ_t türbülans viskozitesidir. k-ε türbülans modeli türbülans viskozitesinin türbülans kinetik enerjisine ve yitime Denklem 4.7’deki ilişkiyle bağlı olduğunu varsayar.

$$\mu_t = c_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.7)$$

Denklem 4.7’de c_μ 0.09 değerinde bir sabittir. k ve ε değerleri Denklem 4.8 ve Denklem 4.9’da türbülans kinetik enerjisi ve türbülans yitim oranı için verilen diferansiyel taşınım denklemlerinden gelmektedir.

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{U} k) - \nabla \cdot \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \nabla k \right) = P_k - \rho \varepsilon \quad (4.8)$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{U} \varepsilon) - \nabla \cdot \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right) = \frac{\varepsilon}{k} (c_{\varepsilon 1} P_k - c_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (3.9)$$

Burada sabitler: $c_{\varepsilon 1}=1.44$, $c_{\varepsilon 2}=1.92$, $\sigma_k=1$ ve $\sigma_\varepsilon=1.3$. P_k ise Denklem 4.10 ile verilen sıkıştırılmaz akışlar için türbülansa bağlı kayma gerilimi üretimidir.

$$P_k = \mu_t \nabla \vec{U} \cdot (\nabla \vec{U} + \nabla \vec{U}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{U} (\mu_t \nabla \cdot \vec{U} + \rho k) \quad (4.10)$$

4.1.3. Ayırıklaştırma Yöntemi ve Adveksiyon Şemaları

HAD analizlerinde kullanılan *ANSYS CFX* ticari kodu ayırıklaştırma için sonlu hacimler yöntemini kullanmaktadır [48]. Akış alanı sonlu sayıda birbirine komşu kontrol hacimlerine bölünerek her kontrol hacmine korunum denklemleri uygulanır. Her kontrol hacminin merkezinde değişken değerlerinin hesaplandığı bir sayısal düğüm bulunur. Kontrol hacminin yüzeyinde düğüm noktalarındaki değerler üzerinden değişken değerlerini ifade etmek için interpolasyon yapılır. Yüzey ve hacim integralleri uygun kuadratur formülü kullanılarak yaklaşık olarak hesaplanır. Sonuç olarak, her kontrol hacmi için bir cebirsel denklem elde edilir [49].

Denklemlerin ayırıklaştırılmasında upwind ve yüksek çözünürlük olmak üzere iki farklı adveksiyon şeması kullanılmıştır. Ön tasarım sürecinde belirlenen türbin geometrilerinin HAD ile optimizasyonu sürecinde çok sayıda analiz yapılması gerekir. Tasarım süresini azaltmak amacıyla bu ilk analizleri hızlı şekilde gerçekleştirebilmek adına kaba çözüm ağıyla birlikte upwind adveksiyon şeması kullanılmıştır. Türbin bileşenlerinin tasarımları istenen seviyeye yaklaştığında son analizler çözüm ağı iyileştirilerek yüksek çözünürlük adveksiyon şeması ile gerçekleştirilmiştir. Upwind adveksiyon şemasının hatalı olarak hesapladığı basınç alanına bağlı olarak türbin verimliliğinin %5'e kadar düşük çıkabildiği gözlemlenmiş

ve bundan dolayı yüksek çözünürlükte adveksiyon şeması kullanılması önem taşımaktadır [18].

4.1.4. Sınır Koşulları

Türbin bileşenlerinin akış analizlerinde girişte toplam basınç, çıkışta kütleli debi sınır koşulları kullanılmıştır. Katı sınırlar ise pürüzsüz (düzgün), kaymaz duvar sınır koşulu olarak tanımlanmıştır.

Salyangoz girişinde mevcut olan toplam basınç değeri $P_{tot,in}$ türbin girişindeki net düşü H yardımıyla aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$P_{tot,in} = \rho gH + P_{atm} \quad (4.11)$$

Akış alanının referans basıncı sıfır olarak alındığı için Giriş toplam basıncına atmosfer basıncı P_{atm} eklenmiştir.

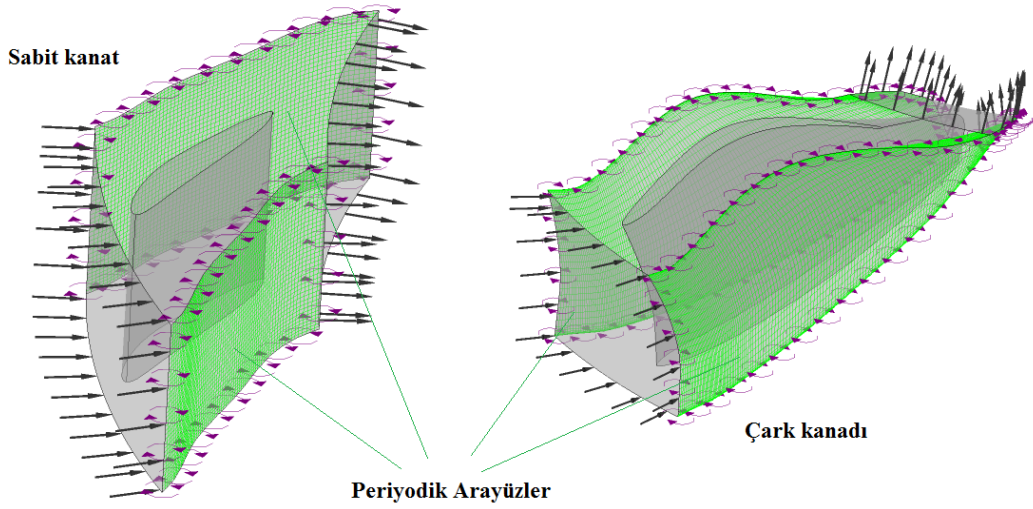
Salyangozun akış analizleri; Denklem 4.11'de hesaplanan bu toplam basınç giriş sınır koşulu ve türbinin tasarım debisi ise çıkış sınır koşulu verilerek gerçekleştirilmiştir. Cebri borudan gelen akış tam gelişmiş ve dik olarak salyangoza girdiği kabul edilerek giriş sınır koşulunda akış yönü sınıra dik olarak verilmiştir.

Sabit kanat, ayar kanadı ve çark kanadı analizlerinde ise giriş sınır koşulu olarak kullanılan toplam basınçta türbin bileşenlerin hidrolik verimleri dikkate alınmıştır. Örneğin; çark kanadı girişindeki toplam basınç değeri salyangoz, sabit kanat ve ayar kanadında meydana gelen hidrolik kayıplar türbin girişindeki net düşüden çıkarılarak hesaplanmıştır. Kanat geometrilerinde belirlenen giriş açısına karşılık gelen silindirik koordinatlar giriş sınır koşulunda girilerek kanada gelen akışın yönü tanımlanmıştır.

Sabit kanatları, ayar kanatlarını ve çark kanatlarını bütün olarak modellemek hesaplama gücünü ve analiz süresini arttıracığından her biri tek kanat olarak modellenmişlerdir. Kanat geometrilerinin yan yüzeyleri dairesel periyodik modelinde ve akışkan-akışkan tipinde ara yüz sınır koşulu olarak tanımlanmıştır. Şekil 4.2'de

örnek olarak sabit kanat ve çark kanat geometrilerinde tanımlanan ara yüzler verilmiştir.

Sabit kanat, ayar kanadı ve çark kanadı analizlerinde tek kanada düşen kütleli debi miktarı çıkış sınır koşulu olarak verilmiştir. Ayrıca diğer türbin bileşenlerinden farklı olarak çark kanadı için dönele koordinat sistemi kullanılarak çarkın dönüş hızı ve yönü tanımlanmıştır.



Şekil 4.2. Kanat geometrilerinde ara yüz sınır koşulu

Emme borusu analizlerinde diğer türbin bileşenlerden farklı olarak çıkış basıncı bilindiği için çıkış sınır koşulu atmosferik basınç kullanılmıştır. Girişte ise çarktan gelen akışın yönünde kütleli debi sınır koşulu verilmiştir.

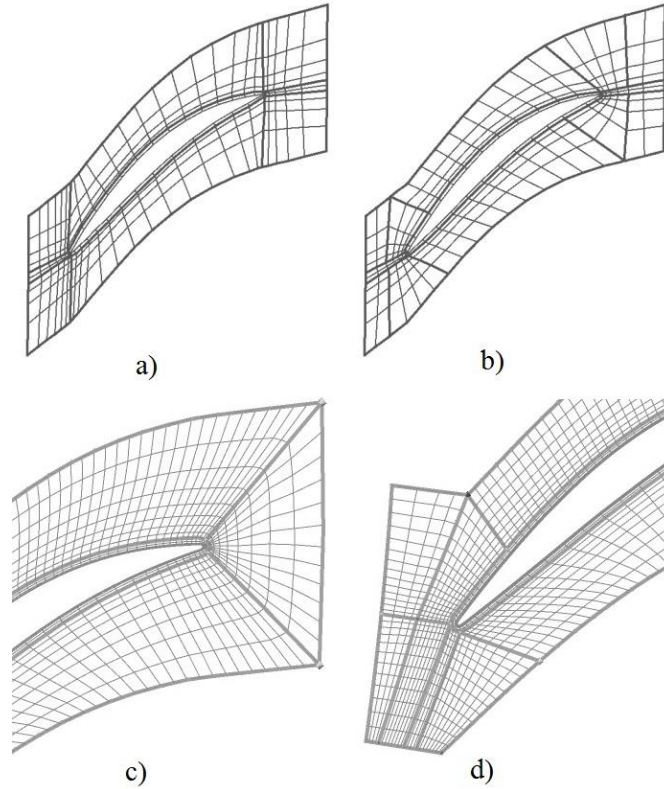
Son olarak, bütün bileşenlerin tamamını içeren tüm türbinin akış analizinde salyangozun giriş yüzeyine Denklem 4.11’de hesaplanan toplam basınç değeri sınır koşulu ve emme borusunun çıkış yüzeyine de atmosferik basınç sınır koşulu tanımlanmıştır. Böylelikle, farklı ayar kanadı açıklıklarında türbinden geçebilen debiler akış analizleri ile hesaplanarak türbinin performans eğrileri çizilebilmiştir.

4.2. Sayısal Çözüm Ağı

4.2.1. Çözüm Ağı Üretimi

Çözüm ağı seçimi turbo makinelerin tasarımı ve optimizasyonunda en önemli basamaklardan biridir. Hidrolik türbinlerde tipik olarak görülen karmaşık akış alanlarının doğru belirlenmesinde ağ kalitesi önemli rol oynar. Ayrıca kaliteli çözüm ağları akış analizlerinin daha hızlı yakınsamasına, sonuçların çözüm ağından bağımsız olmasına ve böylelikle hesaplama gücü ve zamanın azalmasına neden olur [50].

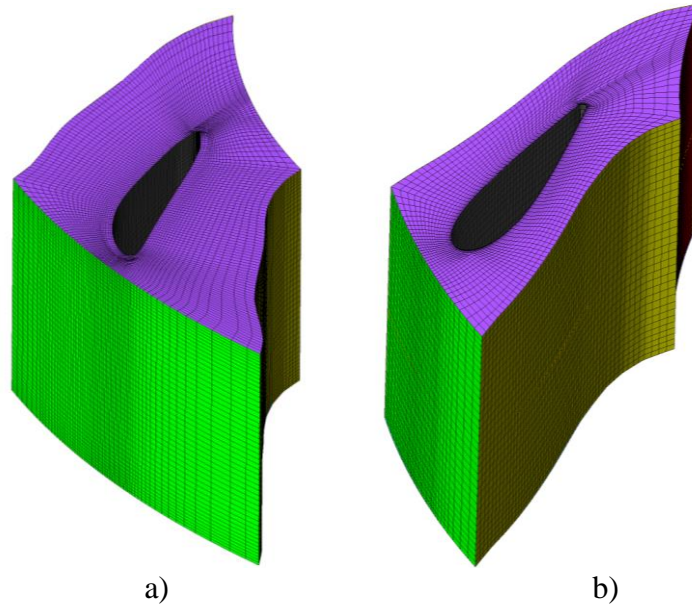
Turbo makinelerde kanat geometrilerinin akış analizleri için yüksek kalitede altı yüzlü çözüm ağlarına gerek duyulmaktadır. Böyle bir çözüm ağı H, J, C ve L ağ topolojileri kullanılarak oluşturulabilmektedir. Şekil 4.3'de bu ağ topolojilerinin örnekleri verilmiştir.



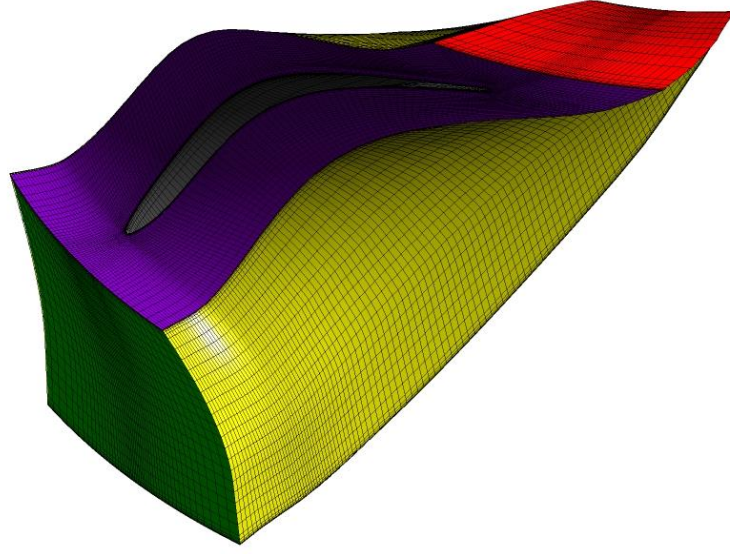
Şekil 4.3. Topoloji tanımları a) H-Ağ, b) J-Ağ, c) C-Ağ, d) L-Ağ [51]

Bu çalışmada sabit kanat, ayar kanadı ve çark kanadı geometrilerinin çözüm ağları *ANSYS Turbogrid* [51] aracı kullanılarak oluşturulmuştur. Kanat profillerinin topoloji tanımlamasında H/J/C/L ağ yöntemi kullanılmıştır. H/J/C/L ağ yöntemi Turbogrid aracını H-Ağ, J-Ağ, C-Ağ, L-Ağ topolojilerinden bir tanesini ya da bunların kombinasyonlarını sezgisel olarak seçer. Bu yöntem akışın girdiği uç kısımda J-Ağ topolojisi ve akışın çıktığı uç kısımda ise H-Ağ topolojisi kullanır. C-Ağ topolojisi ise hücum ve kuyruk kenarları için kullanılabilen diğer bir topoloji çeşididir. L-Ağ topolojisi birebir periyodik olmayan, sadece tek kanattan oluşan akış alanının giriş ve/veya çıkış kısımlarında kullanılır. L-Ağ topolojisi çoklu-kanat sistemleri için uygun değildir [51]. Ayrıca H/J/C/L ağ yöntemiyle birlikte kanat profilinin etrafını çevreleyen şekile sahip bir O-Ağ topolojisi de kullanılmıştır. Kanat etrafında O-Ağ yapısı kullanımı yüksek sınır tabaka çözünürlüğü ve kanat üzerinde ortogonale yakın elemanlar sağlar. O-Ağ kalınlığı ortalama kanat kalınlığının 0.2 katı olarak tanımlanmıştır.

H/J/C/L-O ağ yapısı kullanılarak sabit kanat ve ayar kanadı son tasarım geometrileri için oluşturulan üç boyutlu ince çözüm ağı Şekil 4.4'de, çark kanadı son tasarım geometrisi için oluşturulan üç boyutlu ince çözüm ağı ise Şekil 4.5'de gösterilmiştir.



Şekil 4.4. Stator ince çözüm ağı a) sabit kanat, b) ayar kanadı

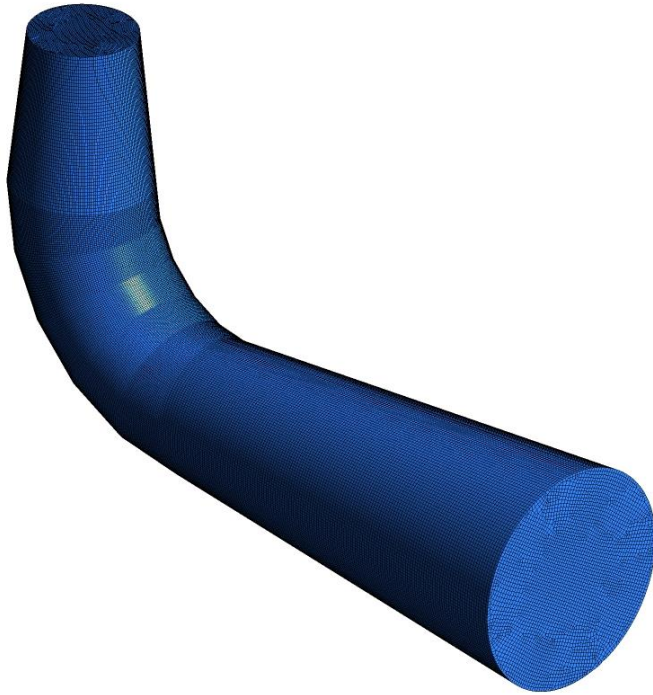


Şekil 4.5. Çark kanadı (rotor) ince çözüm ağı

Salyangoz çözüm ağı kanat geometrilerinden farklı bir yaklaşım ile yapılandırılmamış dört yüzlü elemanlar kullanılarak, emme borusu ise altı yüzlü elemanlar *ANSYS CFX-Mesh*'de oluşturulmuştur. Bu tip bir çözüm ağı kolay bir şekilde otomatik olarak oluşturulabilmekte ve tasarım sürecinde birçok salyangoz analizi için pratik bir çözüm ağı sağlamaktadır. Çözüm ağı inceltilecek akış özelliklerinin çoğu da yüksek doğrulukta elde edilebilmektedir [50]. Ayrıca salyangoz çıkış yüzeyine doğru çözüm ağı boyutu küçültülerek akışın kanatlara dağılımı sık bir çözüm ağı ile incelenmiştir. Ağ yapısının kalitesi en/boy oranı, çarpıklık ve eleman kalitesi ölçüleri değerlendirilerek sağlanmıştır. Şekil 4.6'da salyangoz ve Şekil 4.7'de emme borusu son tasarım geometrileri için oluşturulan üç boyutlu çözüm ağları gösterilmiştir.

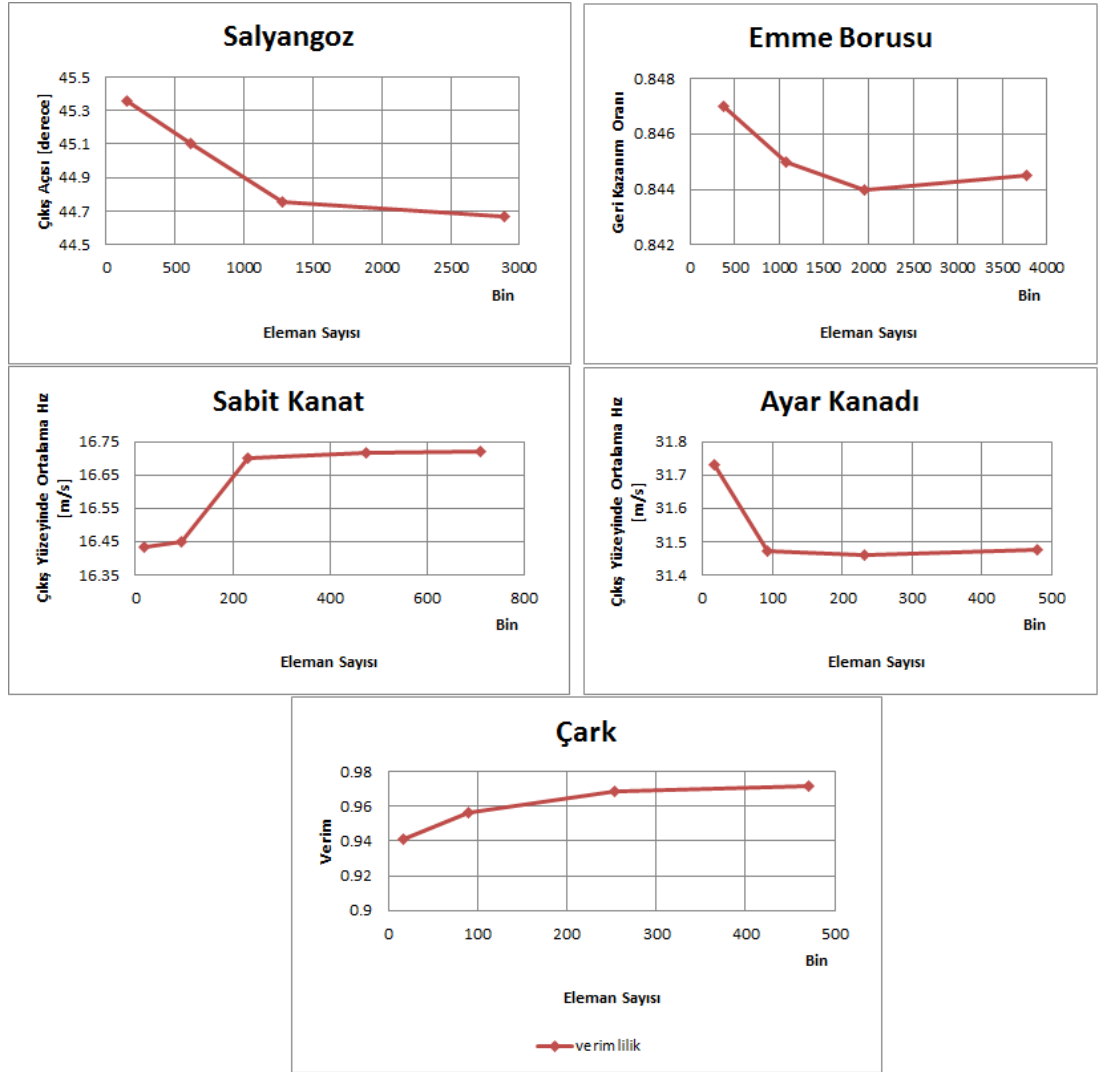


Şekil 4.6. Salyangoz ince çözüm ağı



Şekil 4.7. Emme borusu ince çözüm ağı

HAD analizi sonuçlarının çözüm ağının inceltilmesi (iyileştirilmesi) ile değişmediği durumda çözüm ağından bağımsız ve yakınsayan bir çözüm elde edilir. İstenen verim ve güç değerlerini sağlayan bir türbin tasarımı için türbin bileşenlerinin akış analizi sonuçlarının doğru olması önem taşır. Bu nedenle her türbin bileşeninin akış analizi sonuçları çözüm ağından bağımsız hale getirilmiştir. Sonucun çözüm ağından bağımsız ve neredeyse sabit kaldığı, fakat eleman sayısı arttıkça hesaplama gücünün arttığı sınır, akış analizi için yeterli çözüm ağı olarak kabul edilmiştir. Şekil 4.8’de türbin bileşenleri için eleman sayısına karşılık ilgili değişkenin grafikleri verilmiştir.



Şekil 4.8. Çözüm ağı bağımsızlığı

Çözüm ağı bağımsızlığı çalışmasında; salyangoz için çıkış yüzeyindeki ortalama akış açısı, emme borusu için geri kazanım oranı, sabit kanat ve ayar kanadı için çıkış yüzeylerindeki ortalama hızlar ve çark için ise hidrolik verim değeri incelenen değişkenlerdir. Şekil 4.8'deki grafikler incelendiğinde her türbin bileşeninde ilgili çözüm değişkeninin belirli bir eleman sayısında sonra değişmediği veya çok az değiştiği görülmektedir. Bu eleman sayıları salyangoz için 1280×10^3 , sabit kanat için 230×10^3 , bir ayar kanadı için 90×10^3 , bir çark kanadı için 250×10^3 ve emme borusu için 1000×10^3 civarındadır. Çözüm ağı bağımsızlığı çalışması sonucunda, hesaplama gücünü minimum tutacak ve analiz sonuçlarının değişmediği ince çözüm ağlarına karar verilmiştir. Çizelge 4.1'de türbin bileşenler için son tasarımda kullanılan ince çözüm ağı bilgileri verilmiştir.

Çizelge 4.1. Türbin bileşenlerinin son tasarımları için ince çözüm ağı bilgileri

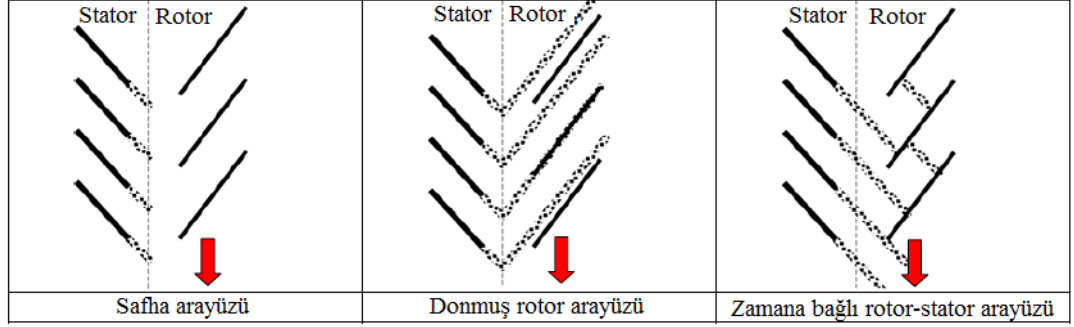
	Eleman Tipi	Eleman Sayısı [bin]	Düğüm Sayısı [bin]
Salyangoz	Dört yüzlü	1280	233
Sabit Kanat (1/16)	Altı yüzlü	232	247
Ayar Kanadı (1/24)	Altı yüzlü	92	101
Çark Kanadı (1/15)	Altı yüzlü	253	270
Emme Borusu	Altı yüzlü	1082	1119

4.2.2. Çözüm Ağı Bağlantısı

Rotor-stator etkileşimi viskoz ve viskoz olmayan akışın bir sonucudur. Viskoz etkilere bağlı olarak, ayar kanatlarındaki akış geliş açısı, kısmi yükte çalışmaya bağlı olarak blokaj, akış ayrılması ve çevrıntiler rotor-stator etkileşiminde önemli rol oynar. Potansiyel etkiler olarak da adlandırılan viskoz olmayan etkiler ise kanatların bağıl hareketiyle ilgilidir. Ayar kanatlarındaki akış dönen çark kanatları tarafından periyodik olarak rahatsız edilir ve bu etki tüm akış alanında basınç salınımları oluşturarak akışın yukarı ve aşağı yönünde yayılır [52].

Rotor-stator etkileşimini hesaplayabilmek için çeşitli matematiksel modeller geliştirilmiştir. Şekil 4.9'da günümüzde kullanılan rotor-stator etkileşim modelleri gösterilmiştir. Tüm bu modeller rotor ve stator arasındaki zamana bağlı etkileşimi

kararlı bir probleme indirger, fakat stator kanatlarında oluşan çevrinti gibi düzensizliklerin taşınma yöntemi bakımından farklılık gösterirler [20].



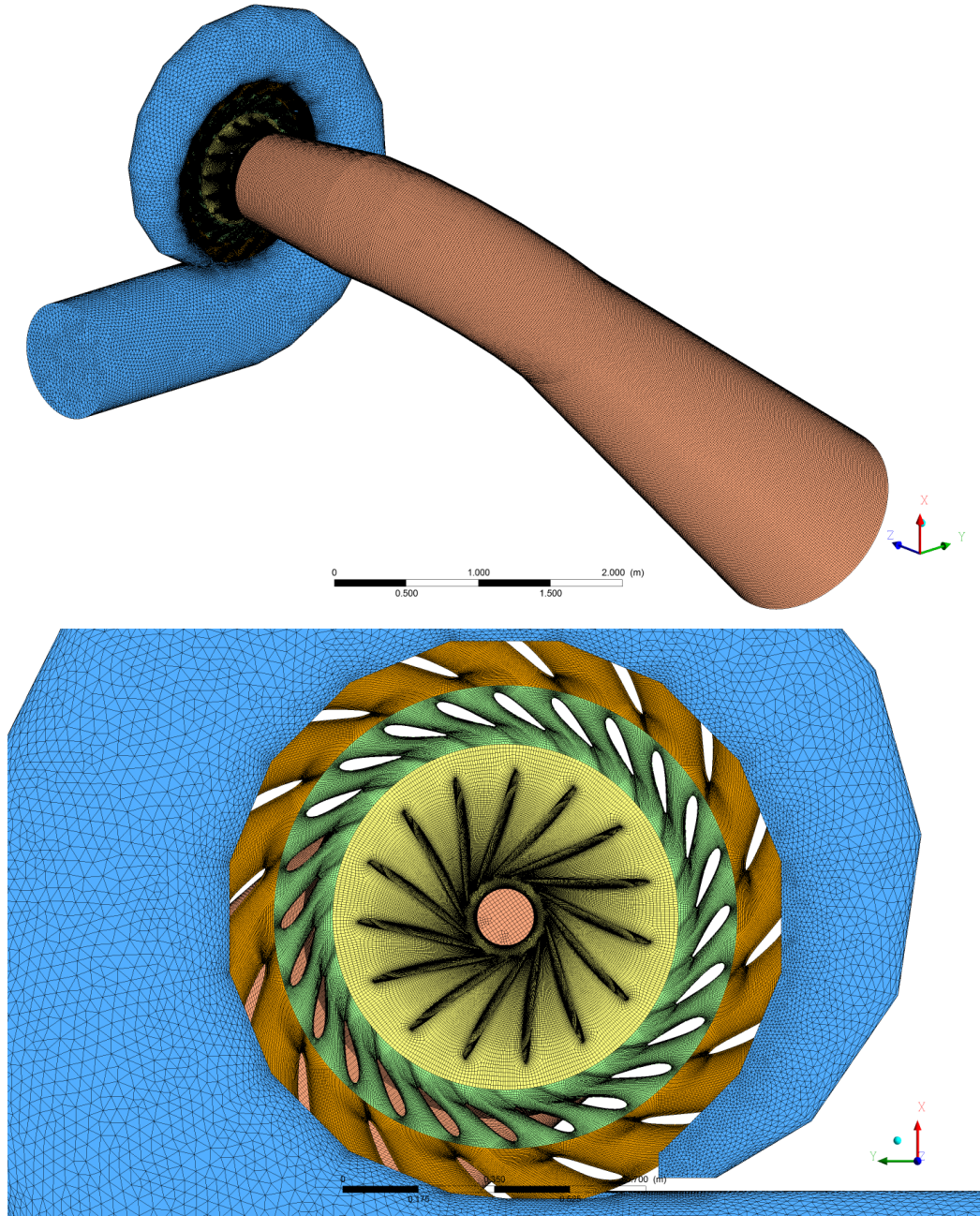
Şekil 4.9. Üç ana rotor-stator arayüz tipi [20]

Düzensizliklerin arayüzün karşısına tamamen taşındığı zamana bağlı rotor-stator arayüzü en gerçekçi modeldir. Safha arayüzünde ise bu düzensizlikler çevresel olarak birleşmektedir. Donmuş rotor algoritması ise düzensizliklerin bir referans çerçevesinden diğerine taşınmasını sağlar, fakat düzensizliğin etkisini gerçekçi olmayacak şekilde yanlış bir yönde fazla tahmin eder. Şekil 4.9’da görüldüğü üzere zamana bağlı arayüz modelinden farklı olarak donmuş rotor yaklaşımında statordaki çevrinti çark kanadına boyu boyunca çarpmaktadır [20].

Donmuş rotor yaklaşımı ara yüzün her iki tarafındaki yerel referans çerçevelerinde kararlı hal tahmini yapar. Rotorun statora göre bağıl pozisyonu zamanda dondurularak akışın anlık görüntüsü çözüm olarak elde edilir. Tüm denklemlerdeki akıllar eğer ara yüz de bir çap değişikliği varsa dikkate alınarak tam anlamıyla korunur. Donmuş rotor yaklaşımı zamana bağlı rotor-stator analizine göre çok daha az hesaplama gücü ve zaman gerektiren sağlam bir ara yüz modelidir [53].

ANSYS CFX kodu birbirine göre dönen akış alanları içeren durumların analizi Çoklu Çerçeve Referans Sistemi (Multiple Frames of Reference – MFR) ile sağlar. MFR, bağlanan iki yüzeydeki çözüm ağlarının aynı olmadığı çözüm ağı bağlantılarını mümkün kılan Genel Ağ Arayüzü (GGI) teknolojisine dayanmaktadır. Bu sayede her türbin bileşeni için en uygun çözüm ağı kullanılabilir [48].

Bu çalışmada, türbin bileşenlerinin önceden oluşturulan çözüm ağları MFR ile birbirlerine bağlanarak Şekil 4.10'da verilen tüm türbinin akış alanı oluşturulmuştur. Çark için döner referans sistemi ve diğer bileşenler için ise sabit referans sistemi tanımlanmıştır. Türbin bileşenlerinin çözüm ağı bağlantılarında ise yukarıda bahsedilen nedenlerden dolayı donmuş rotor ara yüz modeli tercih edilmiştir.



Şekil 4.10. Tüm türbin ince çözüm ağı

Şekil 4.10'da verilen tüm türbinin ince çözüm ağı toplam 12079×10^3 elemandan ve 11763×10^3 düğümden oluşmaktadır. Tüm türbinin bileşenlere ait çözüm ağı detayları Çizelge 4.2'de verilmiştir.

Çizelge 4.2. Tüm türbin için ince çözüm ağı bilgileri

	Eleman Tipi	Eleman Sayısı [bin]	Düğüm Sayısı [bin]
Salyangoz	Dört yüzlü	1280	233
Sabit Kanatlar (16/16)	Altı yüzlü	3706	3951
Ayar Kanatları (24/24)	Altı yüzlü	2220	2412
Çark Kanatları (15/15)	Altı yüzlü	3792	4048
Emme Borusu	Altı yüzlü	1082	1119
Toplam		12079	11763

5. SONUÇLAR

Geliştirilen tasarım yöntemi kullanılarak Köprübaşı HES için Francis türbininin tasarımı gerçekleştirilmiştir. Projede istenen güç ve verimlilik değerlerini sağlayacak akış koşulları elde edilinceye kadar çok sayıda HAD analizleri yapılmıştır ve ön tasarımda belirlenen türbin bileşenlerinin ilk geometrileri iteratif olarak iyileştirilerek son tasarıma ulaşılmıştır. Tasarım sürecinde her türbin bileşeninin HAD analizi tek başına gerçekleştirilmiştir. Türbin bileşenleri nihai tasarıma ulaştıktan sonra ise tüm türbinin çeşitli ayar kanadı açıklıklarındaki HAD analizleri gerçekleştirilmiştir.

Aşağıda ilk olarak tasarım sürecinin sonunda elde edilen türbin bileşenlerinin son tasarımlarına ait HAD analizi sonuçları ve daha sonra tüm türbinin HAD analizi sonuçları verilmiştir.

5.1. Türbin Bileşenlerinin HAD Sonuçları

5.1.1. Salyangoz

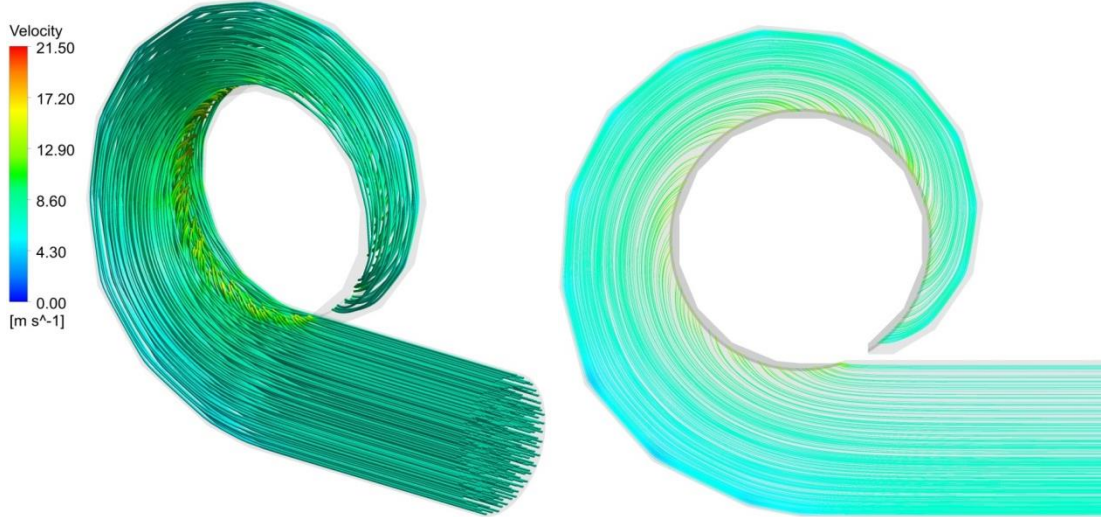
Türbinin dengeli şekilde çalışması için çark etrafında suyun eşit dağılımı önemlidir. Türbinde suyun çark etrafında çevresel olarak düzgün ve eşit olarak dağılımından salyangoz sorumludur. Dolayısıyla salyangozun tasarımında kriter salyangoz çıkışındaki eşit su dağılımıdır. HAD analizi sonuçları incelenerek salyangoz virollerinin çapları ve türbin merkezine uzaklıkları değiştirilerek salyangozun suyu sabit kanatlara ve dolayısıyla çarka eşit dağıtması sağlanmıştır.

Çizelge 5.1’de salyangoz giriş ve çıkış yüzeylerine ait basınç, hız, alan ve düşü değerleri verilmiştir. Girişte hesaplanan toplam basınç değeri atmosfer basıncı çıkarıldığında türbinin net düşüsüne, 126.7 m’ye karşılık gelmektedir. Hidrolik kayıplar incelendiğinde salyangoz içerisinde 1.45 m kayıp meydana geldiği hesaplanmıştır. Toplam basınç cinsinden hidrolik verim dikkate alındığında ise tasarlanan salyangozun %98.9 verime sahip olduğu görülmüştür.

Çizelge 5.1. Salyangoz hesap tablosu

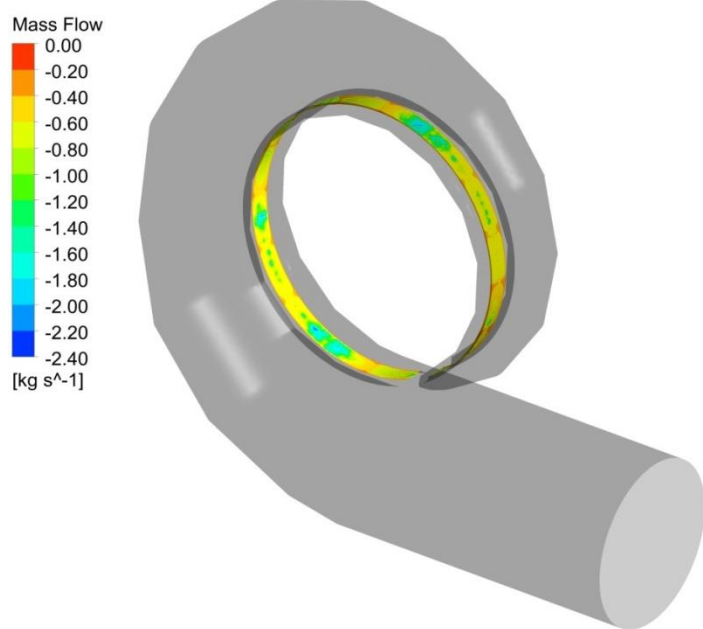
	Giriş	Çıkış
P_t [Pa]	1344240	1330060
P_s [Pa]	1319710	1254440
V [m/s]	7.02	12.23
A [m²]	0.54	0.48
Toplam Düşü [m]	137.49	136.04
Hız Düşüsü [m]	2.51	7.61
Düşü kaybı [m]	1.45	

Şekil 5.1’de salyangoz içerisinde meydana gelen üç boyutlu akış gösterilmiştir. Akım çizgileri incelendiğinde salyangoz giren suyun salyangozun tüm virollerine ulaştığı görülmektedir. Kötü tasarlanmış bir salyangozda ilk başlardaki virollerden suyun büyük bir kısmı girerek son virollere su ulaşmayabilmektedir, fakat Şekil 5.1 tasarlanan salyangozun suyu tüm virollere dağıtabildiğini göstermektedir.



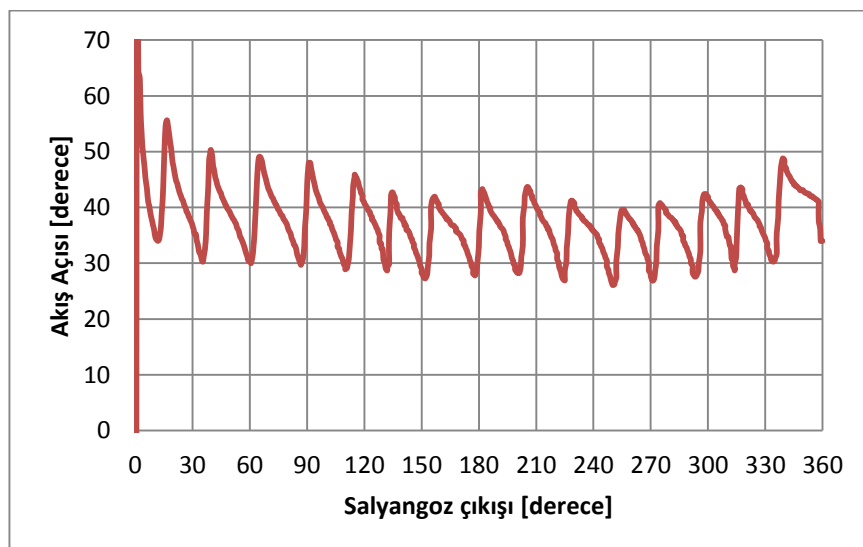
Şekil 5.1. Salyangozda içerisindeki akım çizgileri

Şekil 5.2’de salyangoz çıkış yüzeyinde kütleli debi konturu, salyangoz çıkış yüzeyinde kütleli olarak eşit bir su dağılımını göstermektedir. Şekil 5.1 ve Şekil 5.2 salyangozun suyu tüm virollerden aynı miktarda sabit kanatlara ulaşacak şekilde dağıtabildiğini ifade etmektedir.



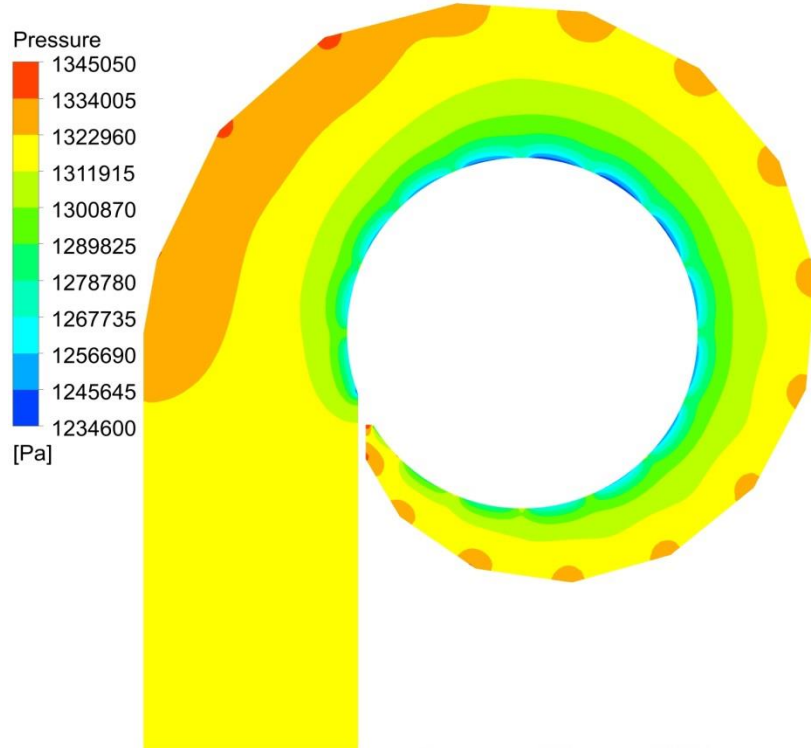
Şekil 5.2. Salyangoz çıkış yüzeyinde kütleli debi dağılımı

Şekil 5.3 verilen grafik salyangoz çıkış yüzeyindeki akış açılarını göstermektedir. Grafikteki her salınım bir sabit kanata karşılık gelmektedir. Sabit kanatlara salyangozdan gelen akış açılarının, yani çevresel ve radyal hızların aynı oldukları görülmektedir. Böyle bir akış dağılımı çarkın dengeli ve stabil çalışması için yeterli olmaktadır.

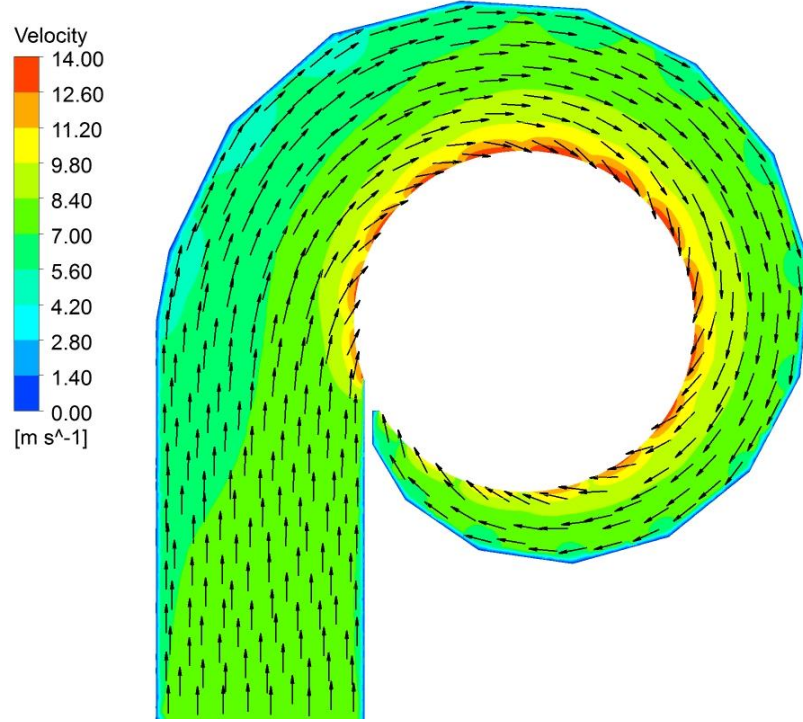


Şekil 5.3. Salyangoz çıkışındaki akış dağılımı

Salyangoz simetri düzleminde; Şekil 5.4’de basınç dağılımı, Şekil 5.5’de hız dağılımı ve vektörleri gösterilmiştir. Salyangoz içerisindeki statik basınç salyangoz dış duvarlarından akışın sabit kanatlara girdiği salyangoz çıkış yüzeyine doğru azalmakta ve dolayısıyla akış hızlanmaktadır. Salyangoz çıkışındaki eşit su dağılımı basınç ve hız konturlarından da anlaşılabilir. Dairesel çıkış yüzeyi etrafında eş basınç ve hız halkaları eşit su dağılımını ifade etmektedir.



Şekil 5.4. Salyangoz simetri düzleminde basınç dağılımı



Şekil 5.5. Salyangoz simetri düzleminde hız dağılımı ve vektörleri

5.1.2. Sabit Kanat

Türbinde sabit kanatların görevi daha çok mekanik olmakla beraber minimum düşü kaybıyla akışın ayar kanatlarına ve çarka akışın eşit dağıtılmasında salyangoza yardımcı olmaktır. Sabit kanat tasarımında, salyangozdan gelen akış açısına uygun ve ayar kanatlarına istenen açıda akış sağlayacak dönme açısına ve kanat profiline sahip sabit kanat amaçlanmıştır.

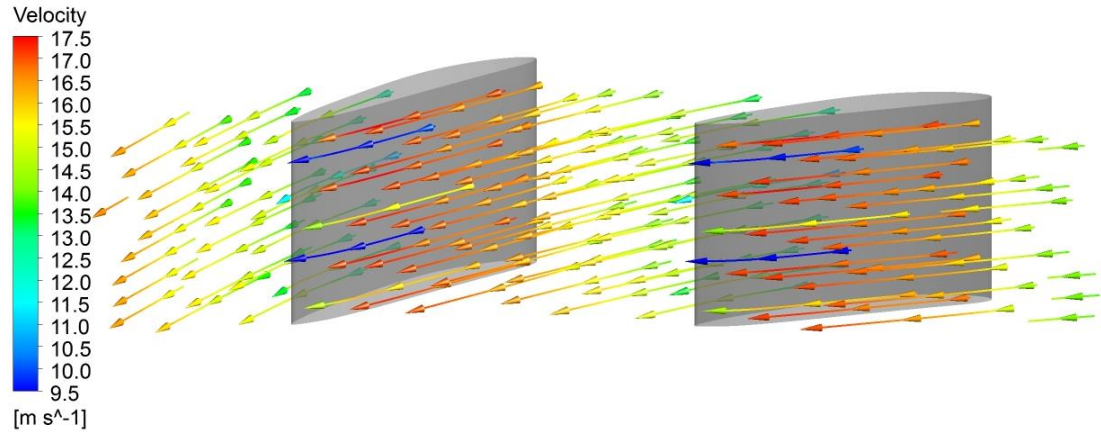
Çizelge 5.2’de giriş, hücum kenar kesiti (HK), kuyruk kenar kesiti (KK) ve çıkış olmak üzere kanadın farklı yerlerinde akış analizi sonuçları verilmiştir. Kanat girişindeki toplam basınç değeri salyangoz çıkışındaki toplam basınç değerine eşittir. Ayrıca salyangoz çıkışındaki ortalama akış açısı da sabit kanat girişindeki akış açısı olarak alınmıştır. Ayar kanatları girişinde istenen 35° akış açısı sabit kanat çıkışında elde edilmiştir. Çıkış ve giriş arasındaki toplam basınç farkı alındığında 0.32 m hidrolik kayıp hesaplanmaktadır. Toplam basınç cinsinden hidrolik verim dikkate

alındığında ise tasarlanan sabit kanat %99.8 verime sahiptir. Tasarlanan sabit kanatta minimum düzeyde düşü kaybı sağlanmıştır.

Çizelge 5.2. Sabit kanat akış analizi sonuçları

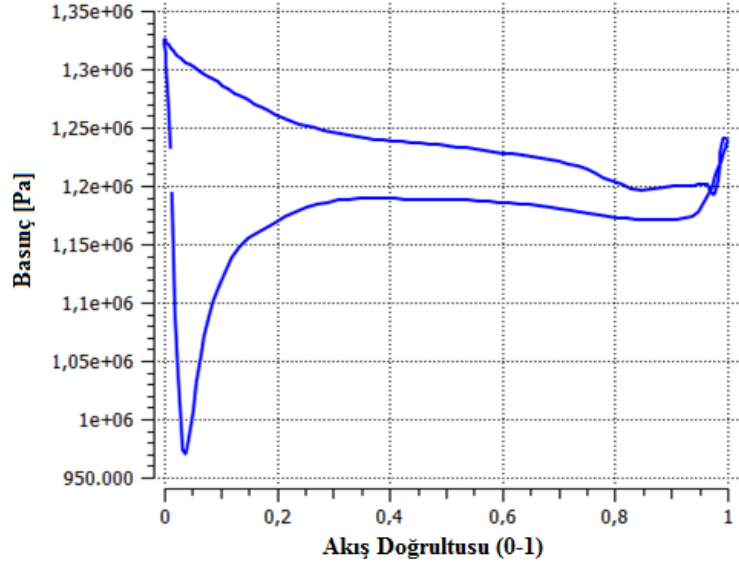
	Giriş	HK Kesiti	KK Kesiti	Çıkış
P_s [Pa]	1267690	1259450	1195210	1183010
P_t [Pa]	1326480	1326370	1323900	1323330
V_r [m/s]	7.52	7.85	9.08	9.57
V_u [m/s]	7.44	7.76	12.61	13.71
V [m/s]	10.58	11.33	15.63	16.73
Akış Açısı: α [derece]	45.30	-45.23	36.69	34.95

Sabit kanatlar arasında meydana gelen üç boyutlu akış Şekil 5.6'da gösterilmiştir. Akım çizgileri herhangi bir sapma veya kopma olmadan düzgün bir şekilde sabit kanat profilini takip ederek salyangoz çıkışından ayar kanadı girişine doğru ilerlemektedir.



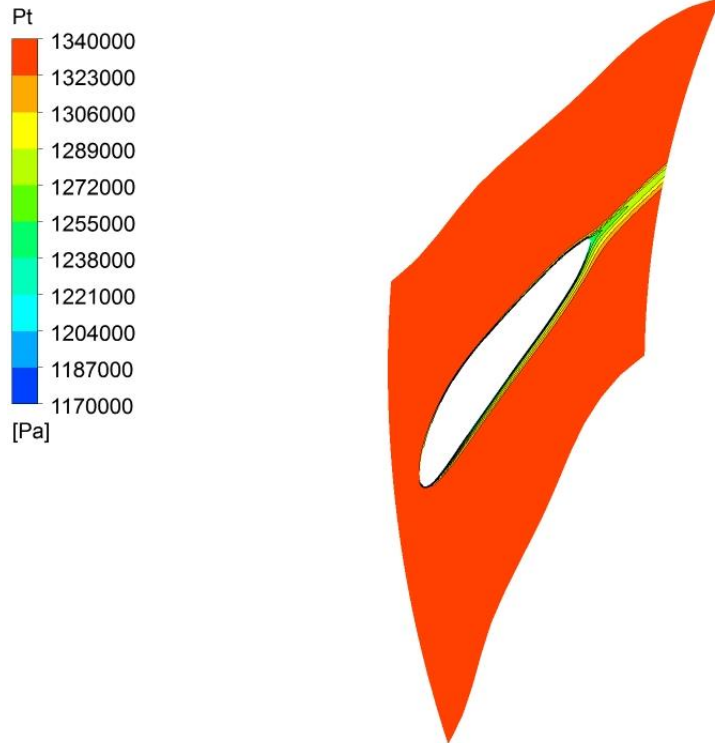
Şekil 5.6. Sabit kanat etrafında akım çizgileri

Şekil 5.7'de simetri düzleminde sabit kanat üzerindeki basınç yüklemesi grafiği verilmiştir. Kanadın giriş (0) ve çıkış (1) noktalarındaki basınç yüklemeleri sabit kanat profiliyle uyumlu giriş ve çıkış akış açlarına işaret etmektedir.



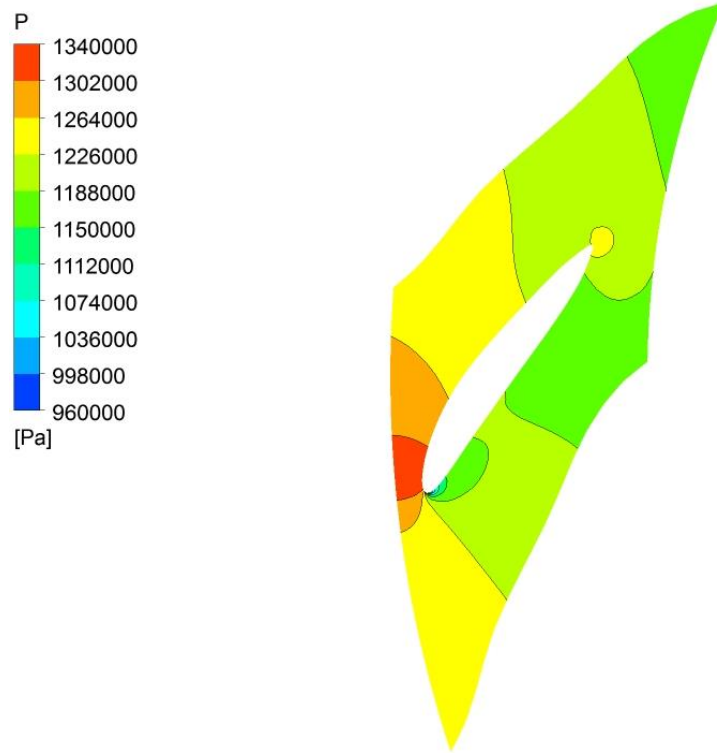
Şekil 5.7. Simetri düzleminde ayar kanadı üzerindeki basınç yüklemesi

Sabit kanat simetri düzleminde; Şekil 5.8’de toplam basınç dağılımı, Şekil 5.9’da basınç dağılımı, Şekil 5.10’da ise hız dağılımı ve hız vektörleri verilmiştir.



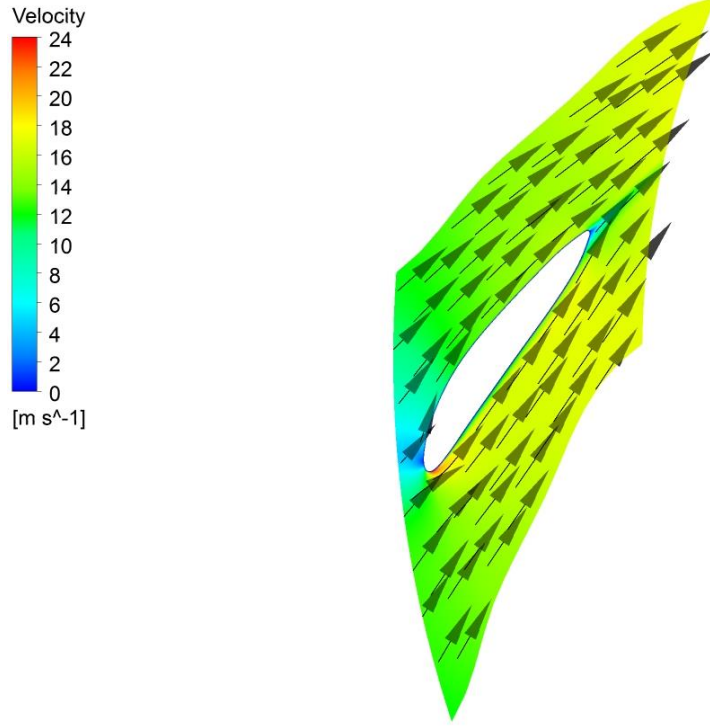
Şekil 5.8. Sabit kanat simetri düzleminde toplam basınç dağılımı

Toplam basınç değişimi düşü kaybını ifade eder. Şekil 5.8’de sabit kanat simetri düzleminde verilen toplam basınç dağılımı incelendiğinde, akış alanında kanadın kuyruk kenarında oluşan iz bölgesi hariç toplam basıncın aynı olduğu görülmektedir. Kuyruk kenarında oluşan iz bölgesi toplam basınçta düşmeye ve dolayısıyla hidrolik kayıplara neden olmaktadır. Sabit kanatta meydana gelen hidrolik kaybın büyük kısmı iz bölgesinden kaynaklanmaktadır.



Şekil 5.9. Sabit kanat simetri düzleminde basınç dağılımı

Şekil 5.9’da verilen basınç dağılımı ve Şekil 5.10’da verilen hız dağılımı akışın kanadın girişinden çıkışına doğru akışın hızlandığını ve dolayısıyla basıncın düştüğü göstermektedir. Salyangozdan gelen akış kanadın hücum kenarına dik olarak çarptığı durma noktasında maksimum basınç oluşmuştur. Hız vektörleri de akışın herhangi bir kopma veya geri dönme olmadan düzgün bir şekilde kanat profilini takip ederek ilerlediğini göstermektedir. Basınç ve hız vektörleri sabit kanadın salyangozdan gelen akış açısına uygun ve ayar kanadına istenen açıda akışı yönlendiren bir tasarıma sahip olduğunu kanıtlamaktadır.



Şekil 5.10. Sabit kanat simetri düzleminde hız dağılımı hız vektörleri

5.1.3. Ayar Kanadı

Ayar kanatları dönme eksenlerinde açılıp kapanarak türbinde debiyi kontrol edebilen mekanizmadır. Ayar kanadı çarkın istenen değerinde gücü yüksek verimde üretebilmesinde önemli bir role oynar. Çark girişindeki akış açısı türbin performansını belirleyen önemli bir tasarım parametresidir. Türbinin istenen güç ve verim değerlerini elde edebilmesi için gerekli ayar kanadının açıklığı optimum açıklık adı verilir. Ayar kanadı tasarımında çarka istenen akış açısını sağlayacak optimum açıklık değeri belirlenmiştir.

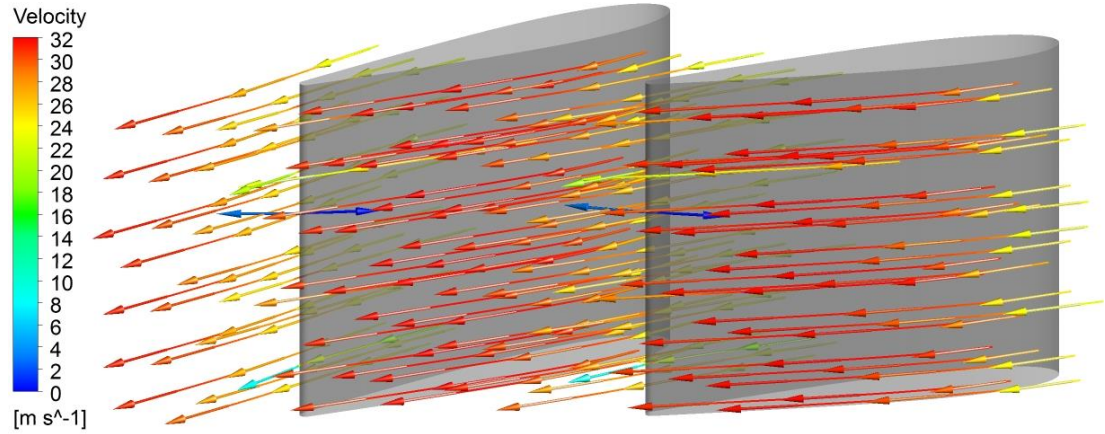
Çizelge 5.3'de giriş, hücum kenar kesiti (HK), kuyruk kenar kesiti (KK) ve çıkış olmak üzere kanadın farklı yerlerinde akış analizi sonuçları verilmiştir. Kanat girişindeki toplam basınç değeri sabit kanat çıkışındaki toplam basınç değerine eşittir. Sabit kanat tarafından yönlendirilen, ayar kanadı girişinde hücum kenarının simetri noktasyıla uyumlu akış açısı 35° olarak belirlenmiştir. Çark girişinde istenen 22.9° akış açısı ayar kanadı çıkışında elde edilmiştir. Çıkış ve giriş arasındaki toplam

basınç farkı alındığında 1.44 m hidrolik kayıp hesaplanmaktadır. Ayar kanadı akış alanında hızların sabit kanada oranla daha yüksek olması nedeniyle hidrolik kayıp sabit kanattan daha yüksek çıkmıştır. Toplam basınç cinsinden hidrolik verim dikkate alındığında ise tasarlanan sabit kanat %98.9 verime sahiptir.

Çizelge 5.3. Ayar kanadı akış analizi sonuçları

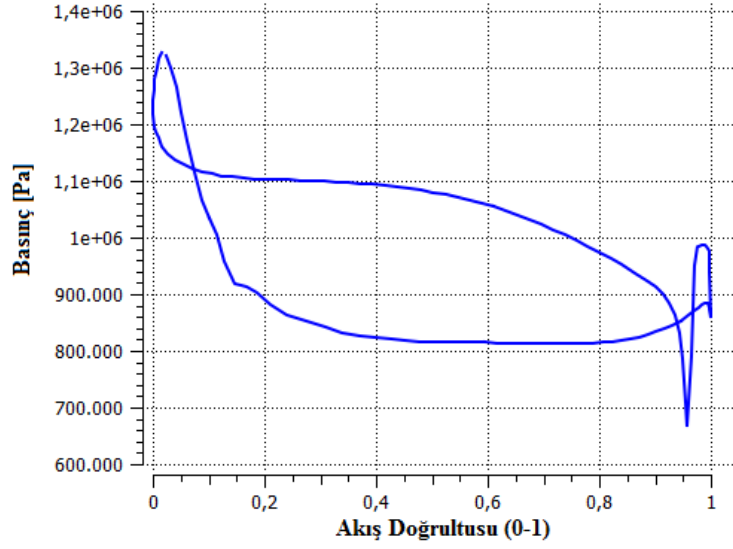
	Giriş	HK	KK	Çıkış
P_s [Pa]	1184240	1164910	864064	817330
P_t [Pa]	1323440	1323120	1312470	1309290
V_r [m/s]	9.50	10.13	11.69	12.24
V_u [m/s]	13.57	13.98	26.40	28.89
V [m/s]	16.57	17.50	28.96	31.38
Akış Açısı: α [derece]	35	42.71	27.72	22.98

Ayar kanatları arasında meydana gelen üç boyutlu akış Şekil 5.11’de gösterilmiştir. Akım çizgilerini herhangi bir sapma veya kopma olmadan düzgün bir şekilde ayar kanadı profilini takip ederek çarka ulaşmaktadır.



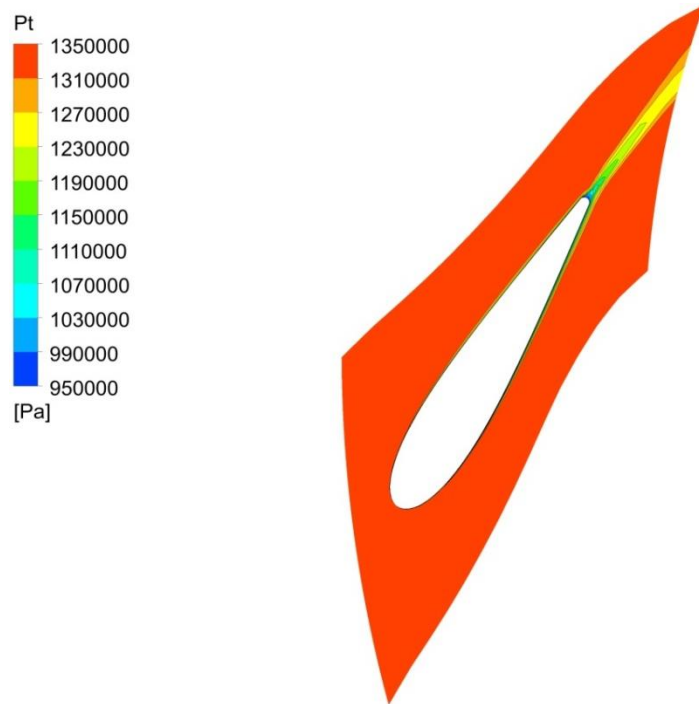
Şekil 5.11. Ayar kanadı etrafında akım çizgileri

Şekil 5.12’de simetri düzleminde ayar kanadı üzerindeki basınç yüklemesi grafiği verilmiştir. Basınç dağılımında maksimum basınç yüklemesi kanadın hücum kenarında durma noktasına karşılık gelmektedir. Kanat üzerindeki basınç dağılımı ayar kanadı tasarımına uygun doğru giriş ve çıkış açlarına işaret etmektedir.



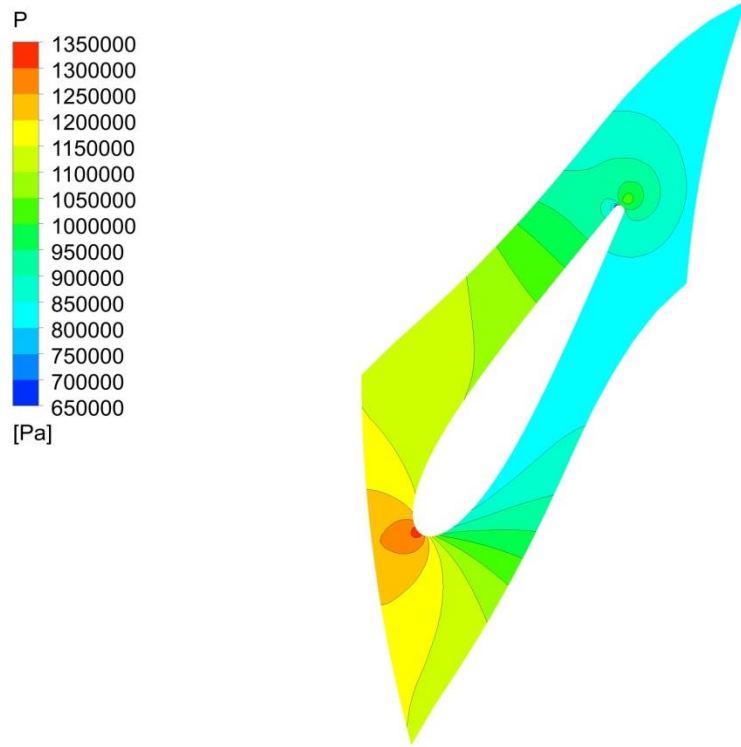
Şekil 5.12. Simetri düzleminde sabit kanat üzerindeki basınç yüklemesi

Şekil 5.13’de ayar kanadı simetri düzleminde toplam basınç dağılımı verilmiştir. Sabit kanadın toplam basınç dağılımına benzer şekilde, akış alanında kanadın kuyruk kenarında oluşan iz bölgesi hariç toplam basıncın aynı olduğu görülmektedir ve kuyruk kenarında oluşan iz bölgesi toplam basınçta düşmeye ve dolayısıyla hidrolik kayıplara neden olmaktadır.

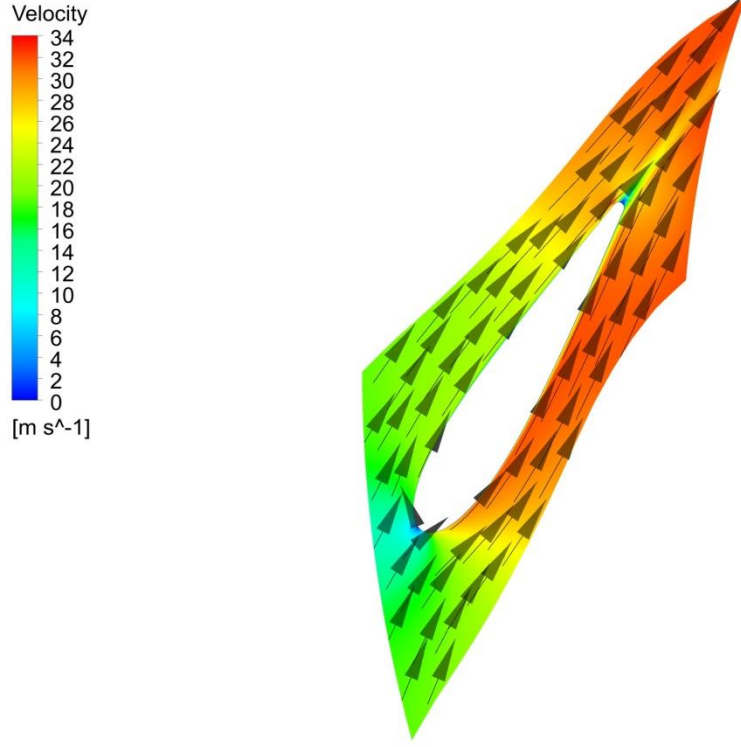


Şekil 5.13. Ayar kanadı simetri düzleminde toplam basınç dağılımı

Şekil 5.14’de verilen basınç dağılımı ve Şekil 5.15’de verilen hız dağılımı incelendiğinde, kanadın girişinden çıkışına doğru akışın hızlandığını ve dolayısıyla basıncın düştüğü görülmektedir. Durma noktası hücum kenarının simetri noktasında oluşması doğru giriş açısının göstergesidir. Hız vektörleri de akışın herhangi bir kopma, geri dönme veya akış ayrılması olmadan düzgün bir şekilde kanat profilini takip ederek ilerlemektedir.



Şekil 5.14. Ayar kanadı simetri düzleminde basınç dağılımı



Şekil 5.15. Ayar kanadı simetri düzleminde hız dağılımı hız vektörleri

Sonuç olarak çark kanadı girişinde istenen akış açısını sağlayan optimum kanat açıklığı $\alpha_0=31.4^\circ$ olarak belirlenmiştir ve bu açılkıta hücum kenarına uyan akış giriş açısı sağlanarak doğru akış açılarıyla düzgün bir akış elde edilmiştir.

5.1.4. Çark

Çark kanadı tasarımında çapsal boyutlara karar verildikten sonra istenen güç ve verimi elde edecek kanat açıları ve akış giriş açısı HAD analizleri sonucunda belirlenmiştir. Çizelge 5.4'de son çark tasarımında elde edilen performans sonuçları verilmiştir. Çarkın girişi ve çıkışı arasındaki 118.93 m düşü farkı ve çarktan geçen $3.75 \text{ m}^3/\text{s}$ debi ile 4.302 MW şaft gücü üretebilmektedir. Çarkın hidrolik verimi ise %98.4 olarak elde edilmiştir. Bu performans değerleri proje isterlerini karşılamaktadır.

Çizelge 5.4. Çark performans sonuçları

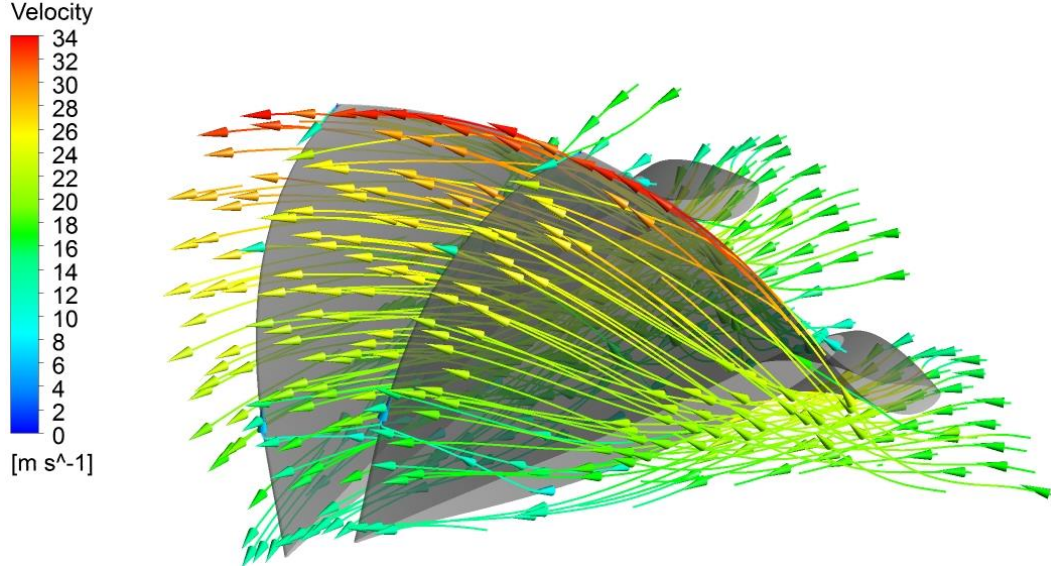
Dönüş Hızı [rad/s]	104.72
Referans Çap [m]	0.448
Hacimsel Debi [m³/s]	3.76
Düşü (HK-KK) [m]	118.18
Düşü (Giriş-Çıkış) [m]	118.93
Akış Katsayısı	0.4
Düşü Katsayısı (Giriş-Çıkış)	0.53
Şaft Gücü [MW]	4.304
Güç Katsayısı	0.21
Toplam Verim (Giriş-Çıkış) [%]	98.4

Çizelge 5.5’de giriş, hücum kenar kesiti (HK), kuyruk kenar kesiti (KK) ve çıkış olmak üzere kanadın farklı yerlerinde akış analizi sonuçları verilmiştir. Kanat girişindeki toplam basınç değeri ayar kanadı çıkışındaki toplam basınç değerine eşittir. Ayrıca istenen performansı sağlayan, ayar kanatları tarafından yönlendirilen, kanat profiline uygun akış giriş açısı $\alpha=22.9^\circ$ olarak bulunmuştur. Çark çıkışında ise akış $\alpha=70.45^\circ$ ile çarktan ayrılmaktadır. Çark çıkışında akışın dike yakın bir açıya sahip olması çıkış sirkülasyonunun neredeyse sıfır olduğunu göstermektedir.

Çizelge 5.5. Çark kanadı akış analizi sonuçları

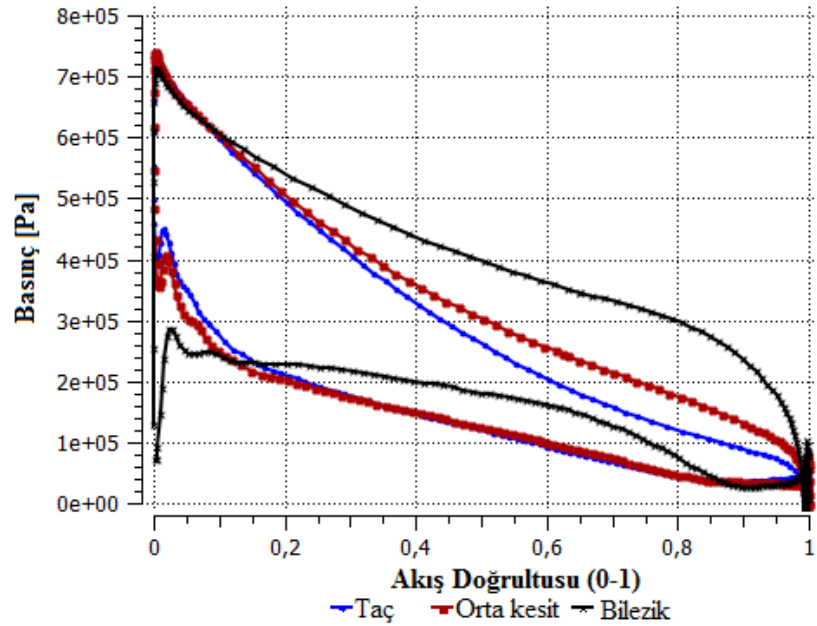
	Giriş	HK	KK	Çıkış
P_s [Pa]	777557	617797	58382.6	65627.4
P_t [Pa]	1309370	1304170	148751	146534
P_{t, dönel} [Pa]	54595.4	54477.7	41794.5	39641.2
U [m/s]	41.81	36.87	23.45	23.65
V_r [m/s]	12.71	14.06	11.99	11.52
V_u [m/s]	30.06	33.76	4.64	4.38
V [m/s]	32.64	36.75	13.16	12.47
Akış Açısı: α [derece]	22.9	24.45	70.45	69.13
W_u [m/s]	-11.75	-3.11	-18.81	-19.26
W [m/s]	17.34	14.80	22.67	22.78
Akış Açısı: β [derece]	47.34	75.5	34.32	33.03

Çark kanatları arasında meydana gelen üç boyutlu akış Şekil 5.16'da gösterilmiştir. Akım çizgilerinin yüksek eğrilik derecesine sahip karmaşık üç boyutlu kanat profilini takip ederek herhangi bir kopma veya geri dönüş olmadan ilerlediği görülmektedir.



Şekil 5.16. Çark kanadı etrafında akım çizgileri

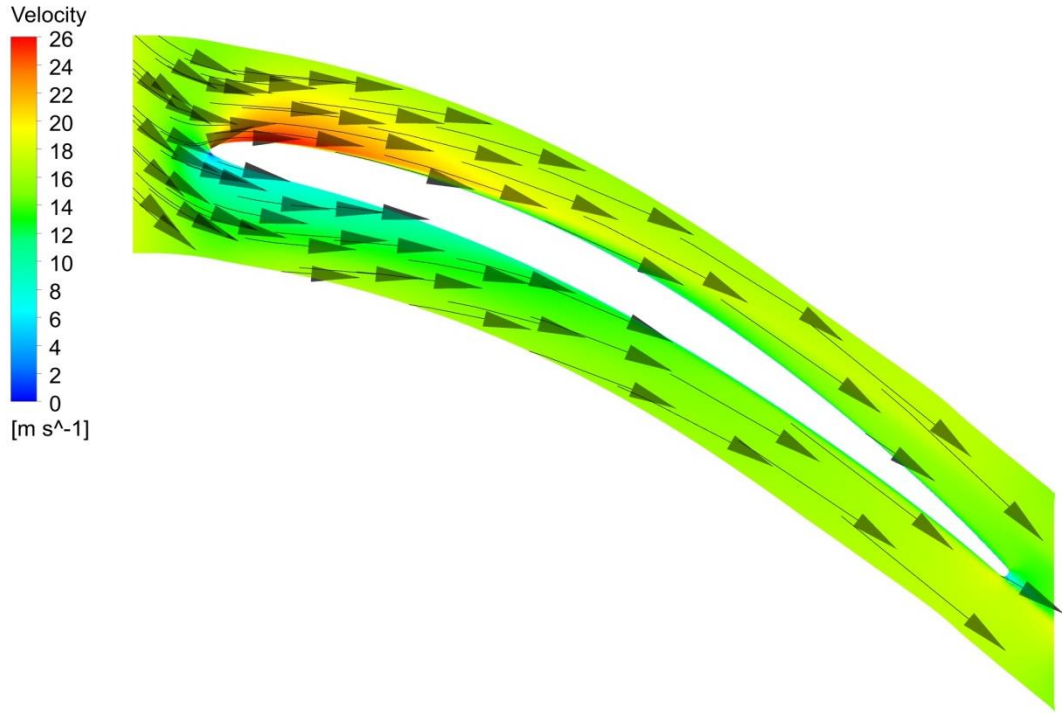
Şekil 5.17'de çark kanadın üzerindeki basınç yüklemeleri taç, orta kesit (simetri düzlemi) ve bilezik olmak üzere kanadın üç farklı kesiti üzerinde gösterilmiştir.



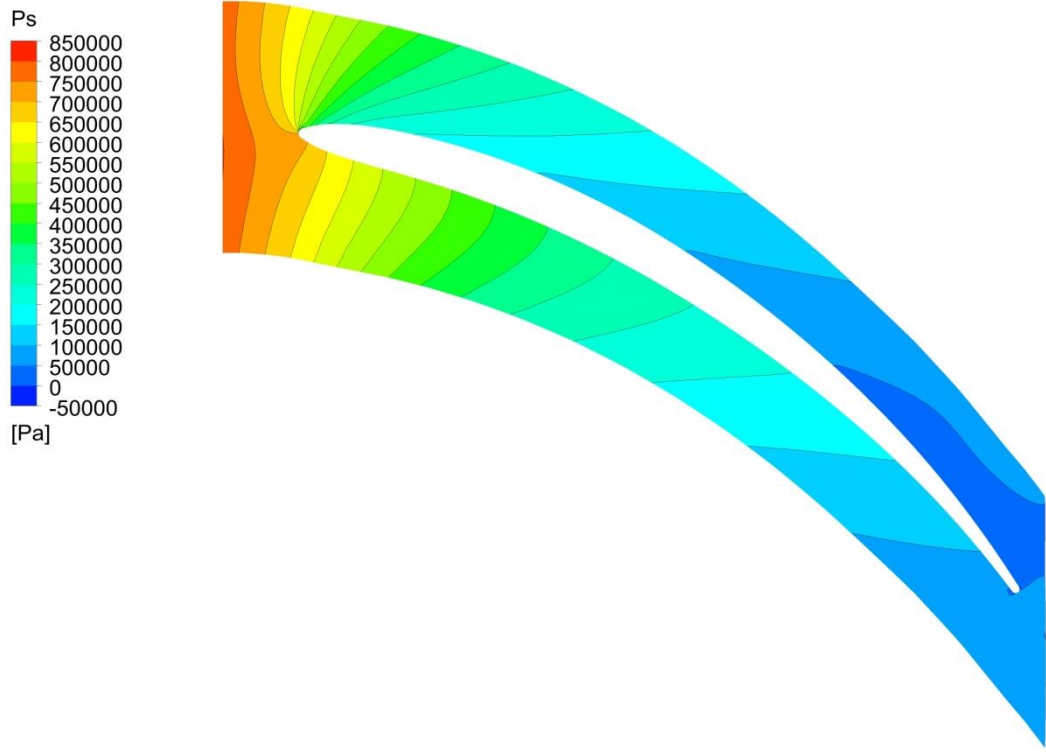
Şekil 5.17. Simetri düzleminde çark kanadı üzerindeki basınç yüklemesi

Kanat üzerinde minimum basıncın sıfırın üzerinde olduğu düzgün bir basınç dağılımı görülmektedir. Hücüm kenarında bilezik kesiti haricinde düşük bir basınç farkı vardır. Bilezikte kanadın hücüm kenarında görülen pik basınç farkı kanat açılarını düzeltilerek daha fazla azaltılamamıştır. Yine de doğru kanat ve akış açıları ile kanat üzerinde yeterli düzgünlükte bir basınç dağılımı elde edilmiştir.

Şekil 5.18 çark kanadının orta kesitinde hız dağılımı ve vektörlerini göstermektedir. Hız vektörleri herhangi bir sapma veya akış ayrılması olmadan kanat profilini takip etmektedirler. Şekil 5.19'da kanat orta kesitinde verilen statik basınç dağılımı incelendiğinde kanadın girişinden çıkışına doğru basıncın kademeli olarak azaldığı görülmektedir. Hız ve basınç dağılımları çark kanadında doğru bir akış alanına ve doğru giriş ve çıkış akış açılarına işaret etmektedir.

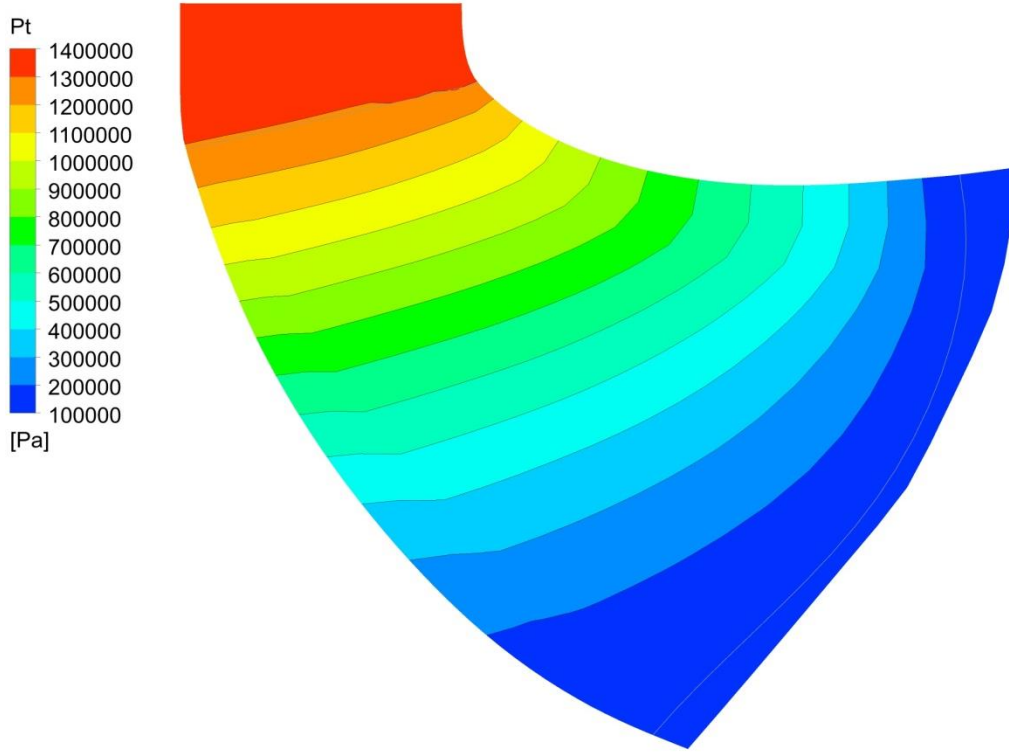


Şekil 5.18. Çark kanadı orta kesitinde hız dağılımı ve vektörleri



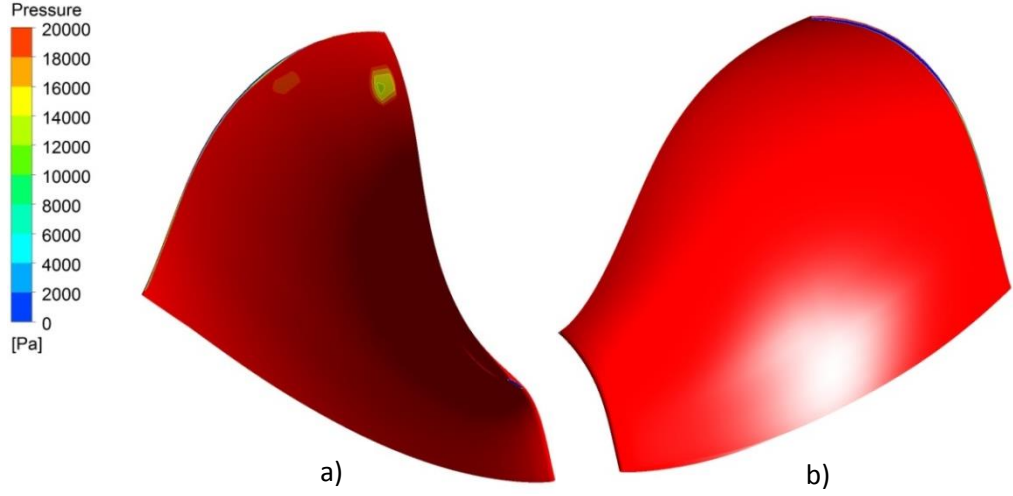
Şekil 5.19. Çark kanadı orta kesitinde statik basınç dağılımı

Çark kanadının meridyonel kesitinde toplam basınç dağılımı Şekil 5.20'de verilmiştir. Girişte mevcut olan toplam basınç çark çıkışına doğru kademeli olarak azalmaktadır. Çarkta üretilen şaft gücü ve meydana gelen hidrolik kayıplar toplam basınç düşümünün temel nedenidir. Toplam basınçta görülen bu düzgün dağılım akışta herhangi bir akış ayrılması probleminin görülmediğinin diğer bir kanıtıdır.



Şekil 5.20. Çark kanadının meridyonel kesitinde toplam basınç dağılımı

Yüksek hızların oluştuğu, statik basıncın buhar basıncının altına düştüğü yerlerde akışta kavitasyon meydana gelir ve buhar baloncukları görülür. Kavitasyon türbin performansını ve çark ömrünü doğrudan etkiler. Tasarlanan çark kanatlarının kavitasyonsuz olması için çark kanadının basınç ve emme taraflarındaki basınç dağılımı incelenmiştir. Türbinde akan suyun maksimum sıcaklığı 30 °C olarak kabul edildiğinde bu sıcaklıkta suyun buhar basıncı 4243 Pa'dır. Kavitasyonun oluşacağı basınç değeri ise yaklaşık beş güvenlik katsayısı da düşünülerek 20 kPa olarak belirlenmiştir. Çark kanadı üzerinde basınçların 20 kPa'ın üzerinde olacak şekilde kanat tasarımı iyileştirilerek çarkta kavitasyon görülme ihtimali ortadan kaldırılmıştır. Şekil 5.21'de çark kanadı üzerinde basınç dağılımı gösterilmiştir. Basınç tarafının bilezik kesitinde kuyruk kenarına doğru ihmal edilebilecek düzeyde bir yer hariç kanat üzerinde basıncın 20 kPa üzerinde olduğu görülmektedir. Bu basınç dağılımı ile çark kanadında oluşabilecek bir kavitasyon problemi önlenmiştir.



Şekil 5.21. Çark kanadı üzerinde basınç dağılımı; a) basınç tarafı, b) emme tarafı

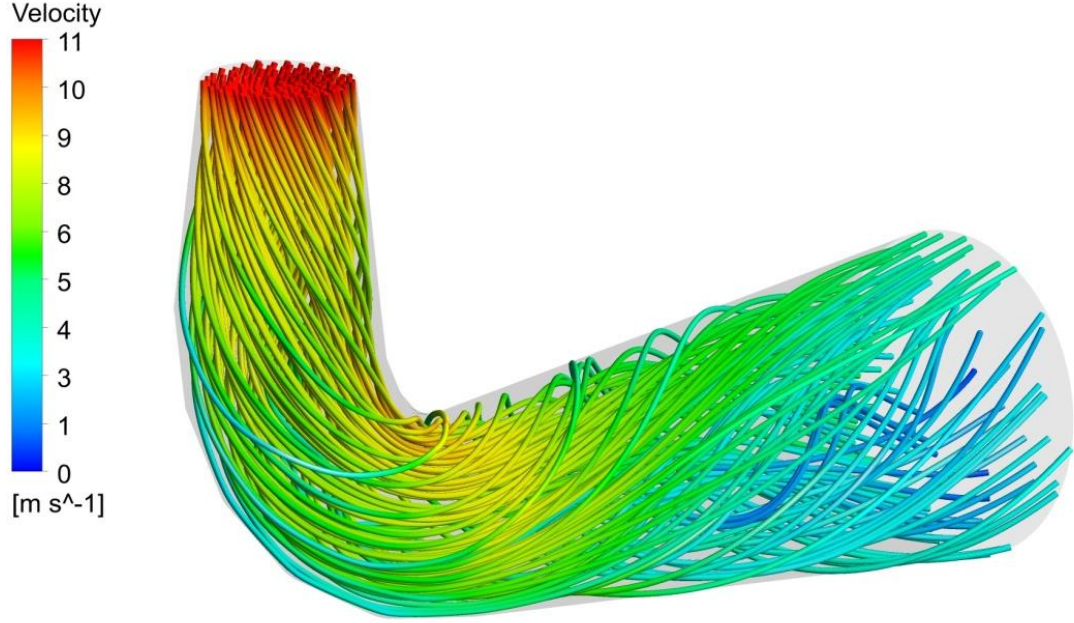
5.1.5. Emme Borusu

Türbinde suyun tahliye edilmesini sağlayan emme borusunun temel görevi çarktan atmosferik basıncın altında ayrılan suyun basıncını kuyruk suyu çıkışında atmosferik basınca yükseltmektir. Emme borusu tasarlanırken, emme borusunda verimi ifade eden basınç geri kazanım oranı ve emme borusu içerisinde meydana gelen akış vektörleri incelenir. Çizelge 5.6’da emme borusu giriş ve çıkış yüzeylerine ait basınç, hız, alan ve düşü değerleri verilmiştir. Girişte atmosfer basıncının altındaki suyun emme basıncı çıkışta atmosfer basıncına yükselmiştir. Emme borusun içerisinde 0.66 m hidrolik kayıp meydana gelmiştir. Giriş ve çıkış yüzeylerinde ortalama basınç ve hızlar kullanılarak emme borusu geri kazanım oranı 0.85 olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 5.6. Emme borusu hesap tablosu

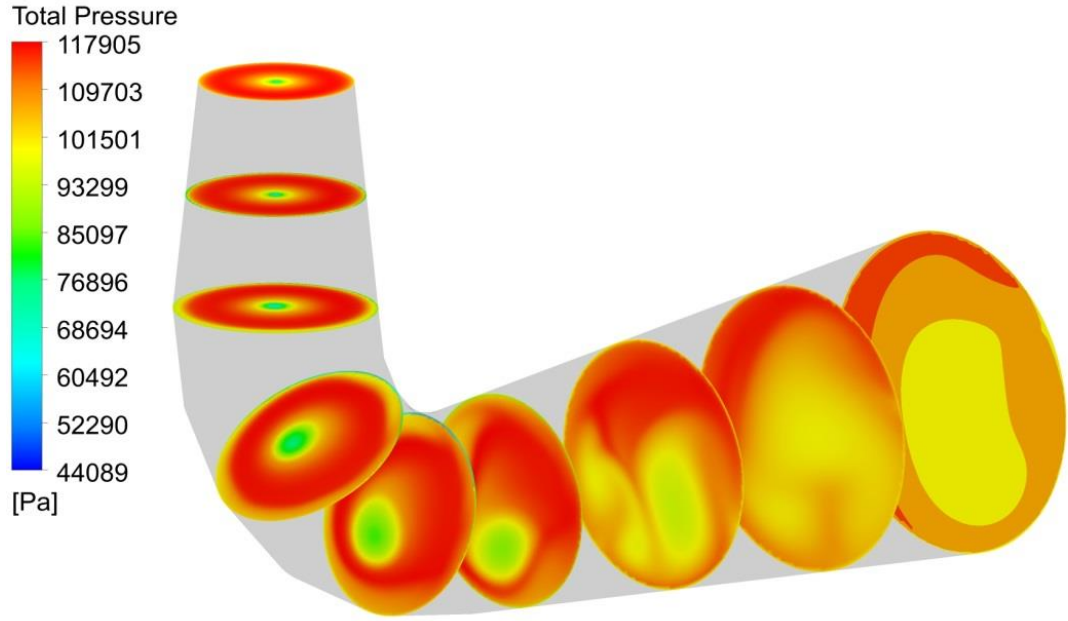
	Giriş	Çıkış
P_t [Pa]	112416	105972
P_s [Pa]	47544	101308
V [m/s]	11.41	2.68
A [m ²]	0.35	1.55
Toplam Düşü [m]	11.5	10.84
Hız Düşüsü	6.64	0.37
Düşü Kaybı [m]	0.66	
Geri Kazanım Oranı	0.85	

Emme borusu içerisinde meydana gelen üç boyutlu akış Şekil 5.22’de gösterilmiştir. Çarktan 70° derece açıyla ayrılan akış, girişte çevrintili bir akım oluşturarak akış çizgilerinin emme borusu duvarlarına yapışmasına neden olduğu gözlemlenmiştir. Böylelikle emme borusu içerisinde herhangi bir akış ayrılması oluşmamıştır.

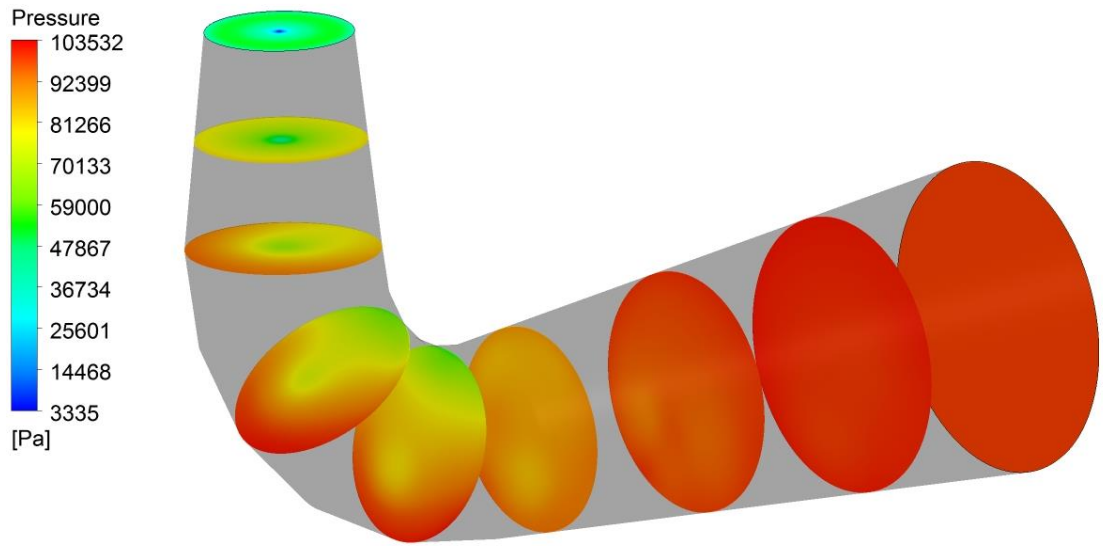


Şekil 5.22. Emme borusu içerisinde akım çizgileri

Emme borusu boyunca alınan çeşitli kesitlerdeki toplam basınç ve basınç dağılımları Şekil 5.23 ve Şekil 5.24’de verilmiştir. Şekil 5.23’de akış yönünde toplam basıncın hidrolik kayıplar nedeniyle azaldığı görülmektedir. Şekil 5.24 ise statik basıncın akış yönünde giderek arttığını ve çıkışta atmosfer basıncına ulaştığını göstermektedir.



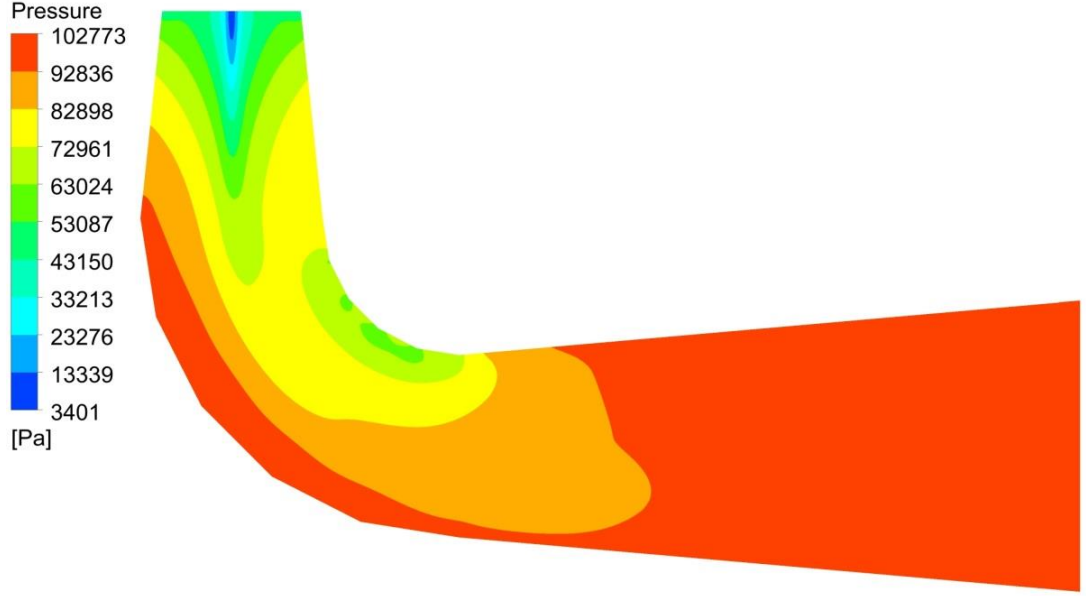
Şekil 5.23. Emme borusu boyunca toplam basınç değişimi



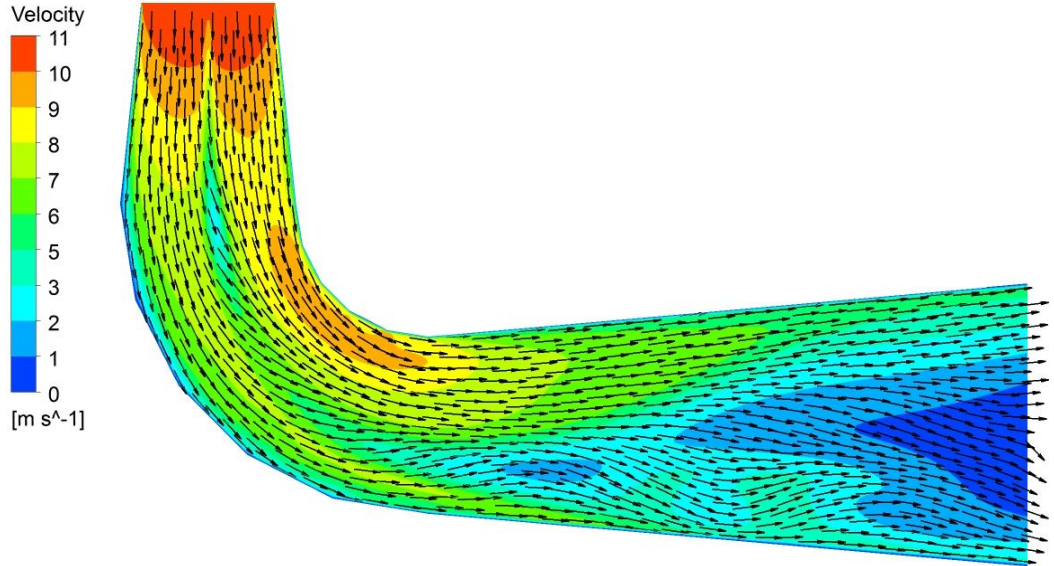
Şekil 5.24. Emme borusu boyunca basınç değişimi

Emme borusu simetri düzleminde Şekil 5.25’de basınç dağılımı, Şekil 5.26’da hız dağılımı ve vektörleri gösterilmiştir. Şekil 5.24’de görülen davranışa benzer şekilde emme borusunun temel görevi olan girişten çıkışa doğru basınç artışı Şekil 5.25’de gözlemlenmektedir. Şekil 5.26 incelendiğinde akışın beklendiği üzere akış doğrultusunda yavaşladığı görülmektedir. Şekil 5.22’de verilen üç boyutlu akış

çizgilerinde gözlemlenen akış davranışına şekilde hız vektörleri emme borusu profilini takip ederek emme borusu girişinden çıkışına düzgün ilerlediği ve herhangi bir akış ayrılmasının oluşmadığı görülmektedir.



Şekil 5.25. Emme borusu simetri düzleminde basınç dağılımı

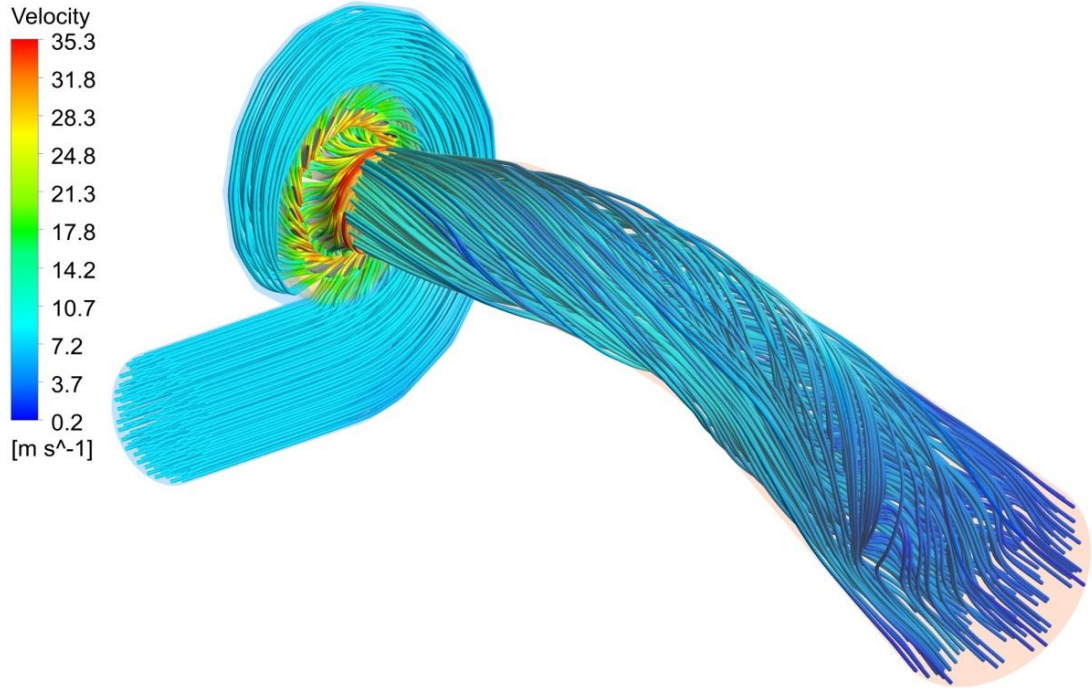


Şekil 5.26. Emme borusu simetri düzleminde hız dağılımı ve vektörleri

5.2. Tüm Türbin HAD Sonuçları

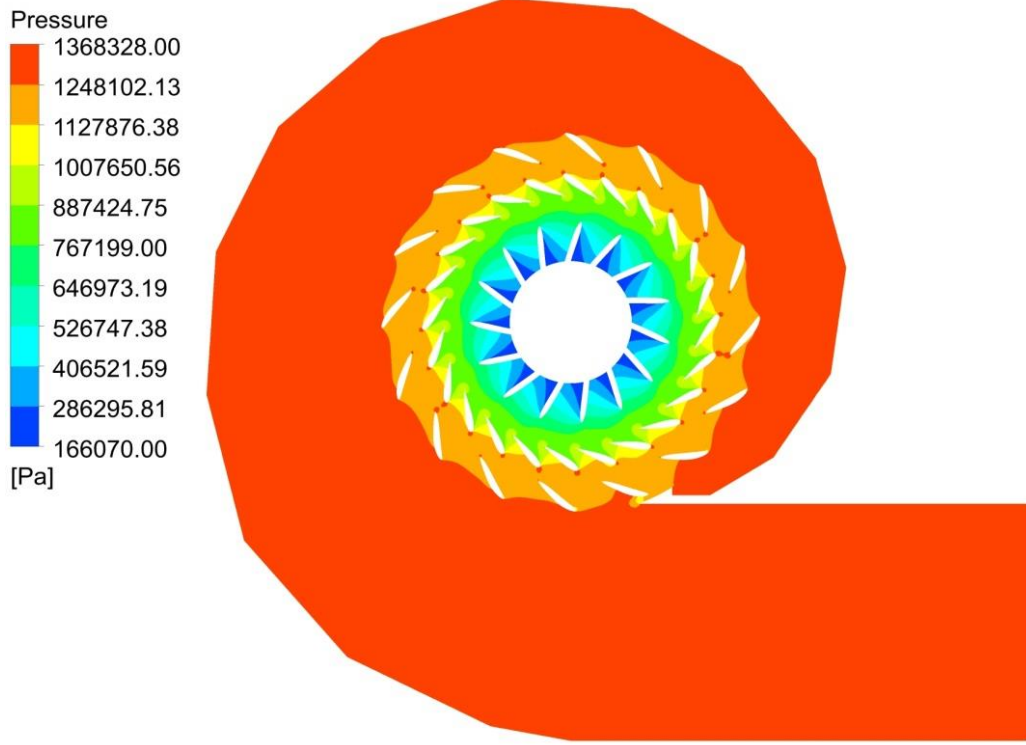
Türbin bileşenlerinin HAD analizlerinde elde edilen sonuçların doğruluğunu arttırmak ve tasarlanan türbinin çeşitli ayar kanadı açıklıklarında performansını belirlemek amacıyla tüm türbinin HAD analizi gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizler sonucunda elde edilen HAD sonuçları ve türbine ait performans eğrileri aşağıda verilmiştir.

Türbinde salyangozdan giren suyun emme borusundan çıkıncaya kadar takip ettiği akım çizgileri Şekil 5.27’de gösterilmiştir. Akışın salyangozdan çarka doğru giderek hızlandığı ve emme borusu içerisinde tekrar yavaşladığı, salyangoz ve kanatlarda düzgün bir akış dağılımı gözlemlenirken su emme borusuna gelince akışın az da olsa vortisiteye sahip olduğu görülmektedir.

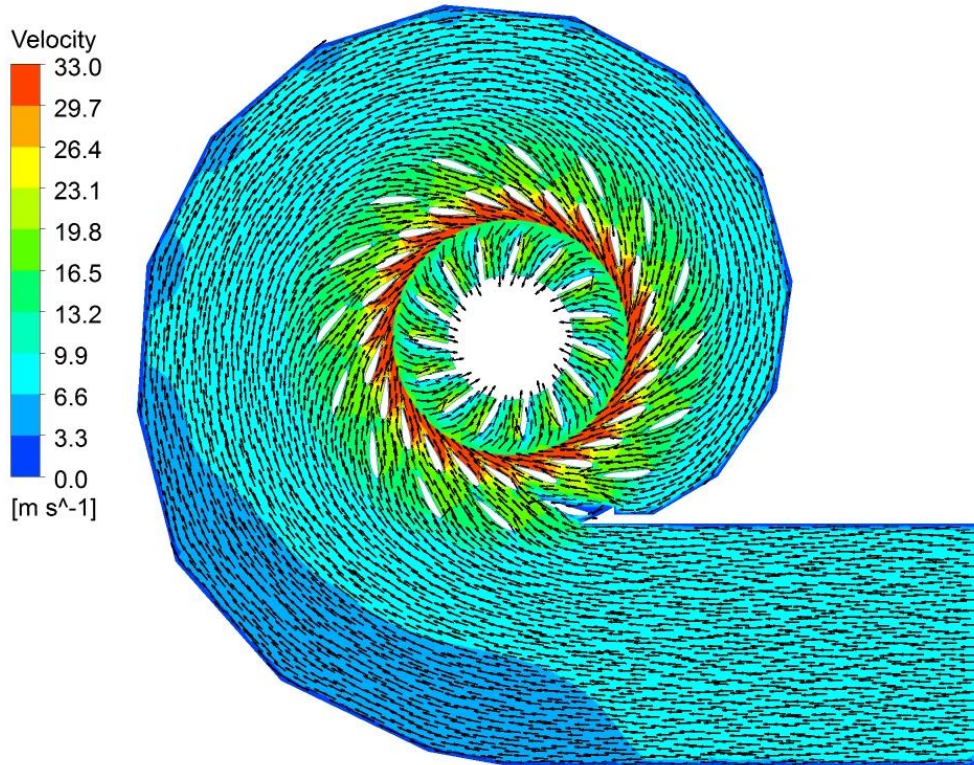


Şekil 5.27. Tüm türbin içerisinde akım çizgileri

Türbinin simetri düzleminde salyangoz, sabit kanatlar, ayar kanatları ve çark kanatları üzerinde basınç dağılımı Şekil 5.28’de, hız dağılımı ve hız vektörleri Şekil 5.29’da verilmiştir.



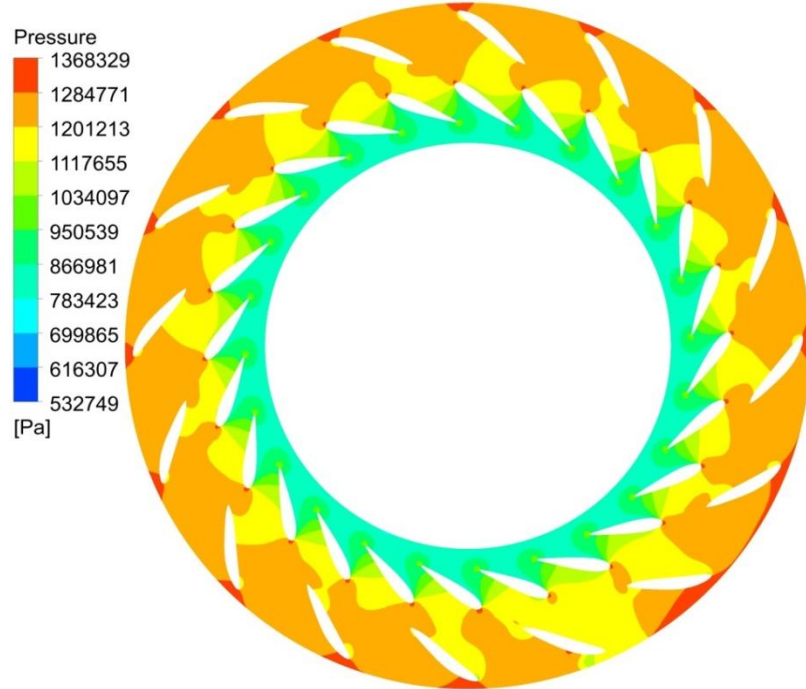
Şekil 5.28. Türbin simetri düzleminde basınç dağılımı



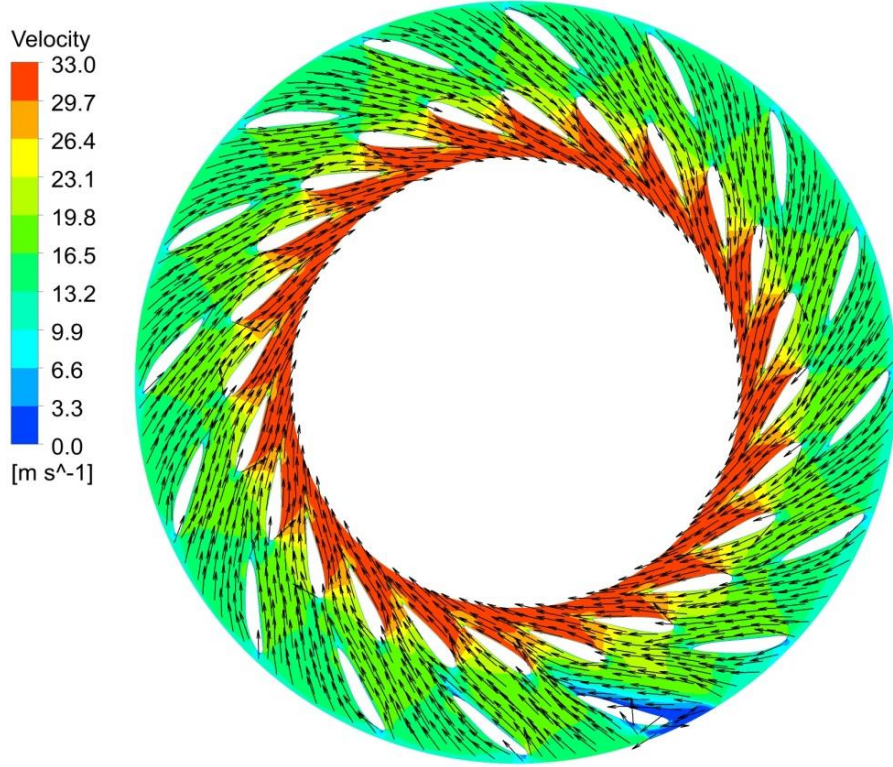
Şekil 5.29. Türbin simetri düzleminde hız dağılımı ve hız vektörleri

Basınç ve hız dağılımları incelendiğinde çark etrafında eşit bir dağılım görülmektedir. Salyangozun tek başına yapılan HAD analizi sonuçlarına benzer olarak, burada da salyangozun akışı tüm kanatlarda aynı olacak şekilde eşit ve düzgün şekilde dağıtabildiği söylenebilir.

Ardışık kanat sisteminde meydana gelen akışı daha yakından incelemek amacıyla sabit kanatlar ve ayar kanatları simetri düzleminde Şekil 5.30'da basınç dağılımı, Şekil 5.31'de hız dağılımı ve vektörleri gösterilmiştir. Akış dışardan içeriye doğru giderek hızlanmakta ve basınç da düşmektedir. Ayar kanatlarının hücum kenarlarının simetri noktalarında oluşan durma noktaları sabit kanatlardan gelen akışın ayar kanatları ile uyumlu olduğunu göstermektedir. Hız vektörleri incelendiğinde akışın düzgün bir şekilde kanat profillerini takip ederek ayrılma veya geri dönme olmadan ilerlediği görülmektedir. Bu da doğru giriş ve çıkış akış açılarının yakalandığının göstergesidir. Tüm bu sonuçlar sabit kanat HAD analizinde ve ayar kanadı HAD analizinde elde edilen sonuçlarla uyum göstermektedir.

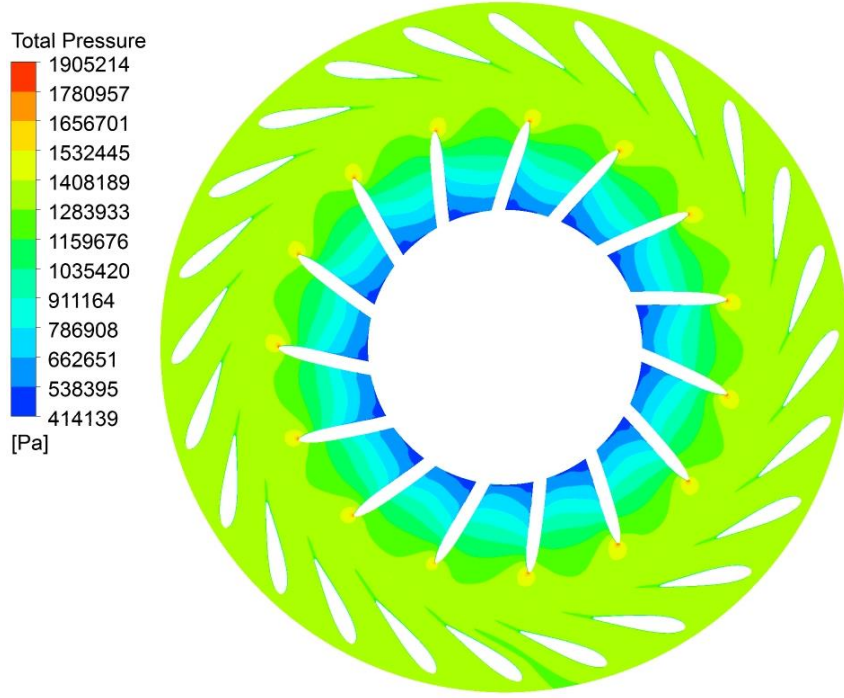


Şekil 5.30. Sabit kanatlar ve ayar kanatları simetri düzleminde basınç dağılımı

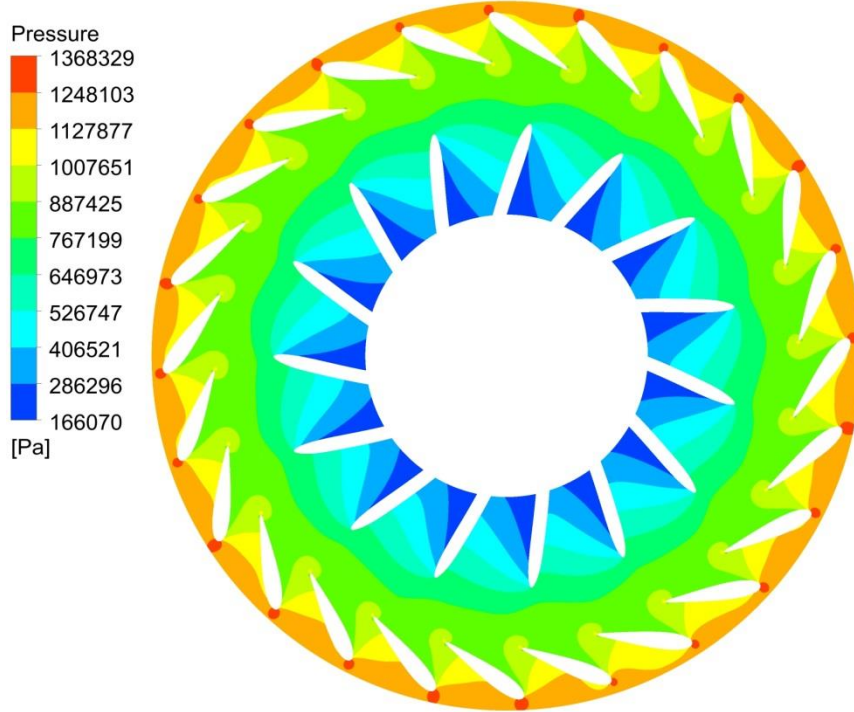


Şekil 5.31. Sabit kanatlar ve ayar kanatları simetri düzleminde hız dağılımı ve vektörleri

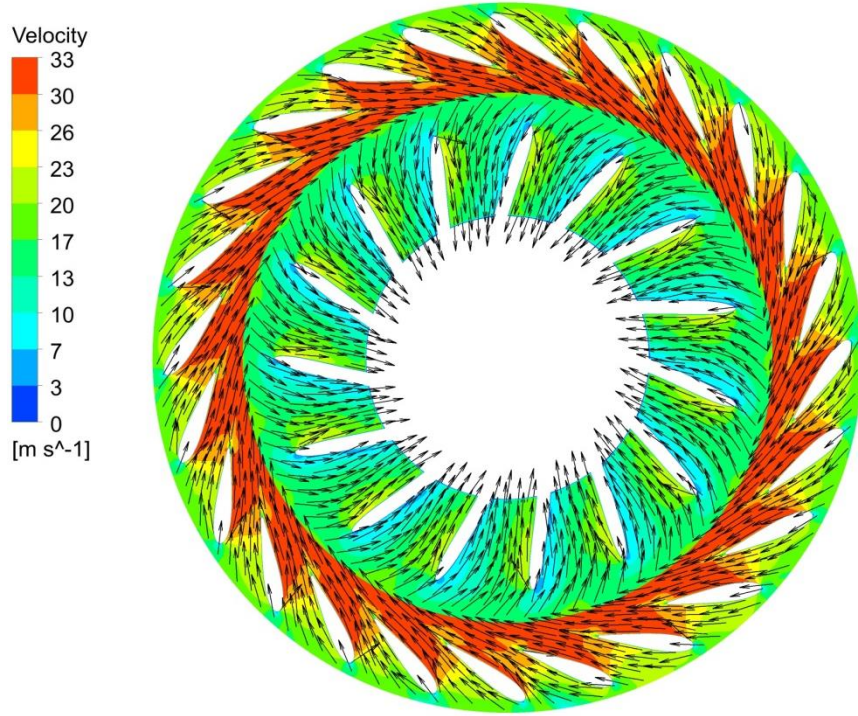
Ayar kanatları ve çark kanatları arasındaki etkileşimi incelemek amacıyla ayar kanatları ve çark kanatları simetri düzleminde Şekil 5.32’de sabit sistemde toplam basınç dağılımı, Şekil 5.33’de statik basınç dağılımı verilmiştir. Toplam basınç konturu incelendiğinde ayar kanatlarının kuyruk kenarlarında meydana gelen iz bölgesinin çarka ulaşmadan kaybolduğu görülmektedir. Statik basınç ise ayar kanatlarından çark çıkışına doğru giderek azalmaktadır. Ayar kanatları ve çark kanatlarında oluşan durma noktaları hücum kenarlarının simetri noktalarıyla uyum göstermektedir. Akışın sabit koordinat sisteminden (ayar kanatlarından) dönel koordinat sistemine (çarka) geçişi Şekil 5.34’de verilen hız dağılımı ve vektörleri ile gösterilmiştir. Ayar kanatlarının çıkışında maksimum hıza ulaşan akış, çarkın dönüş hızı dolayısıyla büyüklük ve yön olarak değişikliğe uğramaktadır. Ayar kanatları tarafından yönlendirilen akışın çark kanat profiliyle uyumlu olduğu ve hız vektörlerinin düzgün bir şekilde kanat profillerini takip ettiği görülmüştür.



Şekil 5.32. Ayar kanatları ve çark kanatları simetri düzleminde sabit koordinat sisteminde toplam basınç dağılımı



Şekil 5.33. Ayar kanatları ve çark kanatları simetri düzleminde basınç dağılımı



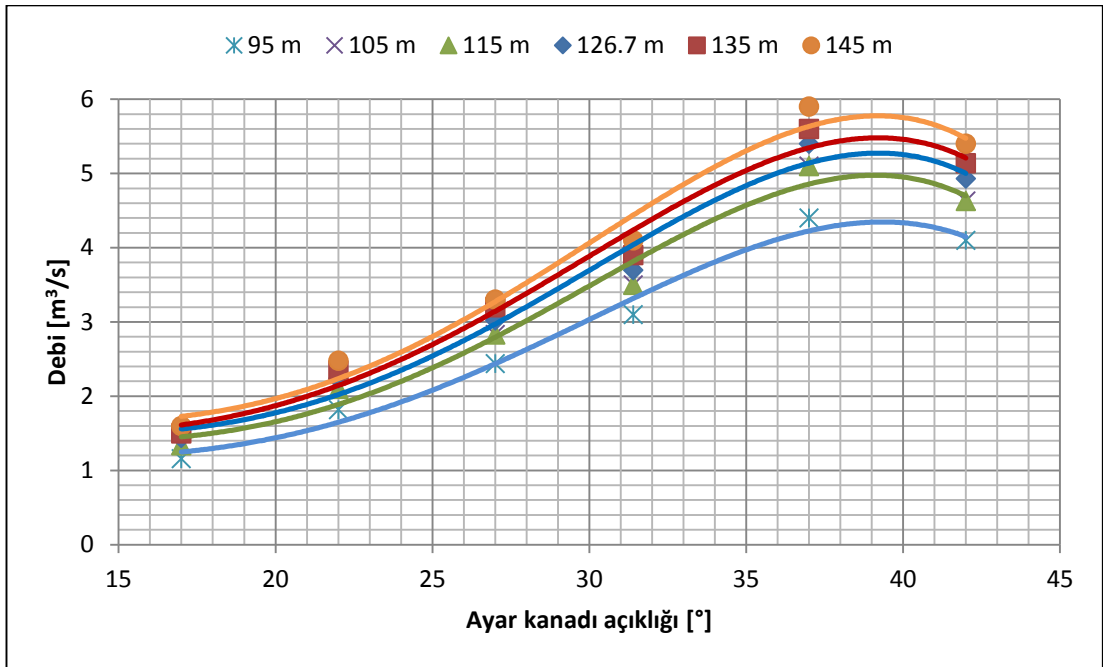
Şekil 5.34. Ayar kanatları ve çark kanatları simetri düzleminde hız dağılımı ve vektörleri

Farklı ayar kanadı açıklıklarında ve farklı düşülerde tüm türbininin HAD analizleri gerçekleştirilerek elde edilen performans değerleri Çizelge 5.6'da verilmiştir. Türbinin çalışabileceği düşü aralığı 95 m ile 145 m arası olarak düşünülüp düşü değerleri 10 m aralıklarla alınmıştır. Burada 126.7 m türbinin mevcut tasarım düşüsü değerine karşılık gelmektedir. Her düşü değeri için ise altı farklı ayar kanadı açıklığında analizler yapılmıştır. Optimum açıklıktan ($\alpha_0=31.4^\circ$) kapalı konuma doğru $\alpha_0=27^\circ$, $\alpha_0=22^\circ$ ve $\alpha_0=17^\circ$ ayar kanadı açıklıkları ve ayrıca optimum açıklığın üzerinde $\alpha_0=37^\circ$ ve $\alpha_0=42^\circ$ ayar kanadı açıklıkları seçilmiştir. Toplamda 36 farklı çalışma noktasında veriler elde edilmiştir. Her çalışma noktası şe veriler elde edilmiştir: türbinden geçen debi (Q), çarkın giriş ve çıkış arasındaki düşü farkı (H), çarkta üretilen güç (P), türbin bileşenlerinin verimi ve tüm türbinin genel verimi. Tasarlanan türbinin Çizelge 5.6'da 126.7 m tasarım düşüsünde 3.7 m³/s debi geçirerek 4.2 MW güç üretmektedir. Çarkın tek başına HAD analizinde 3.75 m³/s debi ile 4.3 MW güç değeri elde edilmişti. Bu iki sonuç karşılaştırıldığında tüm türbin analizinde elde edilen performans sonuçları bir önceki bölümle benzer olduğu görülmüştür.

Çizelge 5.6. Farklı düşü ve ayar kanadı açıklıklarında HAD sonuçları

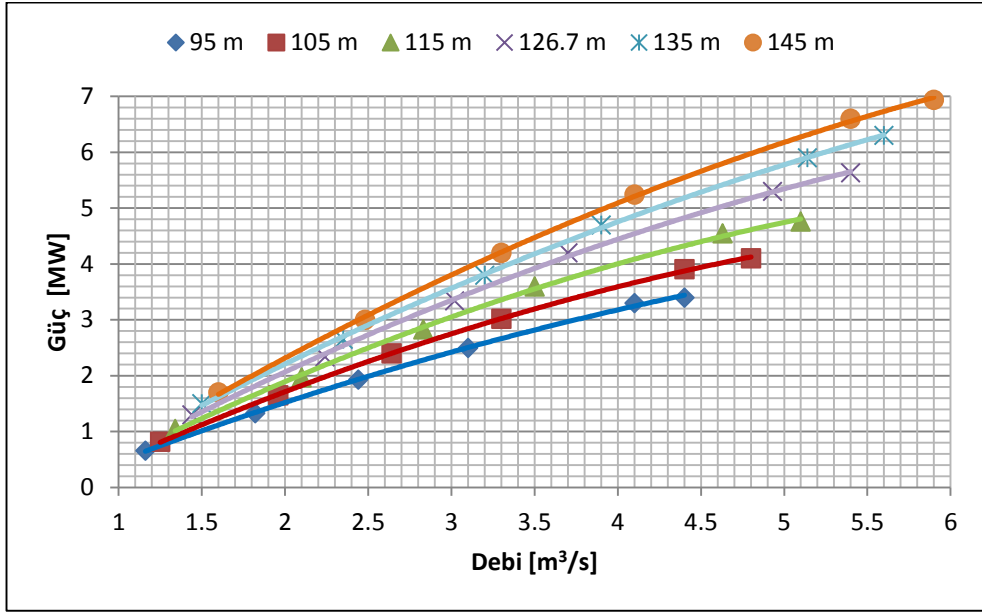
Net Santral Düşüsü	Açıklık [°]	Q [m ³ /s]	H [m]	P [MW]	Verim [%]					
					Türbin	Salyangoz	Sabit Kanat	Ayar Kanadı	Çark	Emme Borusu
95	42	4.10	88.80	3.30	88.72	98.40	99.50	98.60	91.9	78
	37	4.40	86.44	3.40	86.16	98.20	99.35	98.45	89.7	69
	31.4	3.10	89.10	2.50	91.02	99.00	99.71	98.20	93.9	69
	27	2.44	86.30	1.93	90.96	99.40	99.80	97.86	93.7	63
	22	1.82	82.12	1.33	87.80	99.64	99.90	97.25	90.7	62
	17	1.16	73.10	0.66	75.54	99.86	99.95	95.92	78.9	61
105	42	4.40	97.80	3.91	90.27	98.40	99.50	98.50	93.6	75
	37	4.80	95.00	4.10	88.13	98.10	99.34	98.40	91.9	67
	31.4	3.30	99.20	3.02	91.95	99.03	99.71	98.12	94.9	70
	27	2.64	97.00	2.40	92.12	99.40	99.81	97.74	95	67
	22	1.96	92.90	1.65	89.39	99.62	99.90	97.10	92.5	61
	17	1.25	83.70	0.82	76.77	99.85	99.95	95.80	80.3	36
115	42	4.63	106.70	4.55	90.75	98.30	99.50	98.50	94.2	73
	37	5.10	103.70	4.76	88.96	98.00	99.30	98.30	93	69
	31.4	3.50	109.50	3.60	91.99	99.00	99.70	98.00	95.1	80
	27	2.83	107.50	2.83	92.18	99.30	99.80	97.60	95.3	71
	22	2.10	103.30	1.97	89.89	99.60	99.88	96.95	93.2	59
	17	1.34	94.84	1.05	80.34	99.84	99.95	95.50	84.3	52
126.7	42	4.93	117.00	5.30	90.72	98.20	99.45	98.40	94.4	78
	37	5.40	114.10	5.63	89.17	97.80	99.30	98.20	93.5	79
	31.4	3.70	120.40	4.20	91.95	98.96	99.70	98.00	95.1	86
	27	3.02	118.70	3.34	92.03	99.30	99.80	97.50	95.2	69
	22	2.24	114.60	2.34	89.93	99.60	99.87	96.80	93.4	57
	17	1.44	106.20	1.30	81.20	99.80	99.94	95.22	85.5	46
135	42	5.14	124.10	5.90	90.69	98.20	99.42	98.40	94.4	72
	37	5.60	121.70	6.30	89.06	97.70	99.25	98.13	93.6	79
	31.4	3.90	129.30	4.70	91.61	98.90	99.70	97.90	94.9	90
	27	3.20	127.60	3.80	91.60	99.30	99.80	97.40	94.9	65
	22	2.35	123.80	2.65	89.55	99.60	99.87	96.70	93.1	53
	17	1.50	115.40	1.50	81.72	99.80	99.94	95.05	86.2	44
145	42	5.40	132.80	6.60	90.40	98.100	99.41	98.30	94.3	74
	37	5.90	129.00	6.94	89.02	97.70	99.23	98.10	93.6	74
	31.4	4.10	138.60	5.24	91.15	98.90	99.67	97.85	94.5	86
	27	3.30	137.50	4.20	90.96	99.30	99.80	97.33	94.3	66
	22	2.48	134.20	3.00	88.59	99.60	99.87	96.60	92.2	53
	17	1.60	125.40	1.70	81.88	99.80	99.94	94.90	86.5	41

Şekil 5.35’de farklı düşülerde ayar kanadı açıklığına göre türbinden geçen debi miktarının değişimi gösterilmiştir. Ayar kanatlarının kapalı konumundan $\alpha_0=39^\circ$ ayar kanadı açıklığına kadar türbinden geçen debinin arttığı ve daha sonra açıklık arttıkça geçen debinin azaldığı görülmektedir. Türbin düşüsüne göre bu davranış değişmezken aynı ayar kanadı açıklığında düşü arttıkça türbinden geçen debi de artmaktadır.



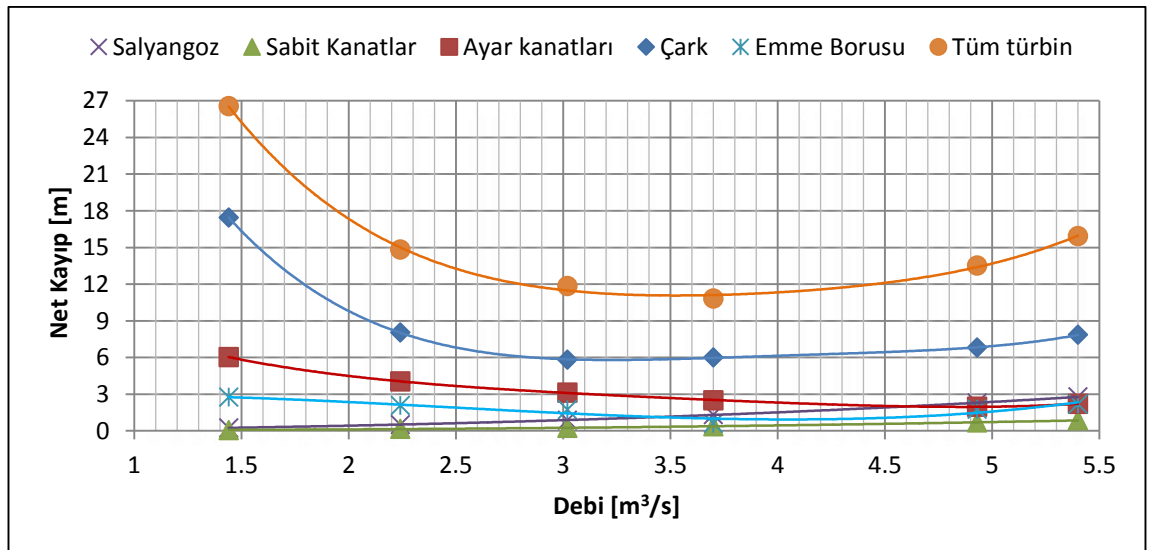
Şekil 5.35. Ayar kanadı açıklığına göre türbinden geçen debinin değişimi

Türbinden geçen debiye göre türbinde üretilen güç eğrileri Şekil 5.36’da verilmiştir. Debi arttıkça üretilen güç polinomsal fonksiyon olarak artmaktadır. Yüksek çalışma debilerine çıkıldıkça güç eğrilerin eğimleri azalmaktadır. Ayrıca güç eğrileri farklı düşülerde aynı eğilimi göstermekte ve beklenildiği üzere düşü arttıkça üretilen güç de artmaktadır.

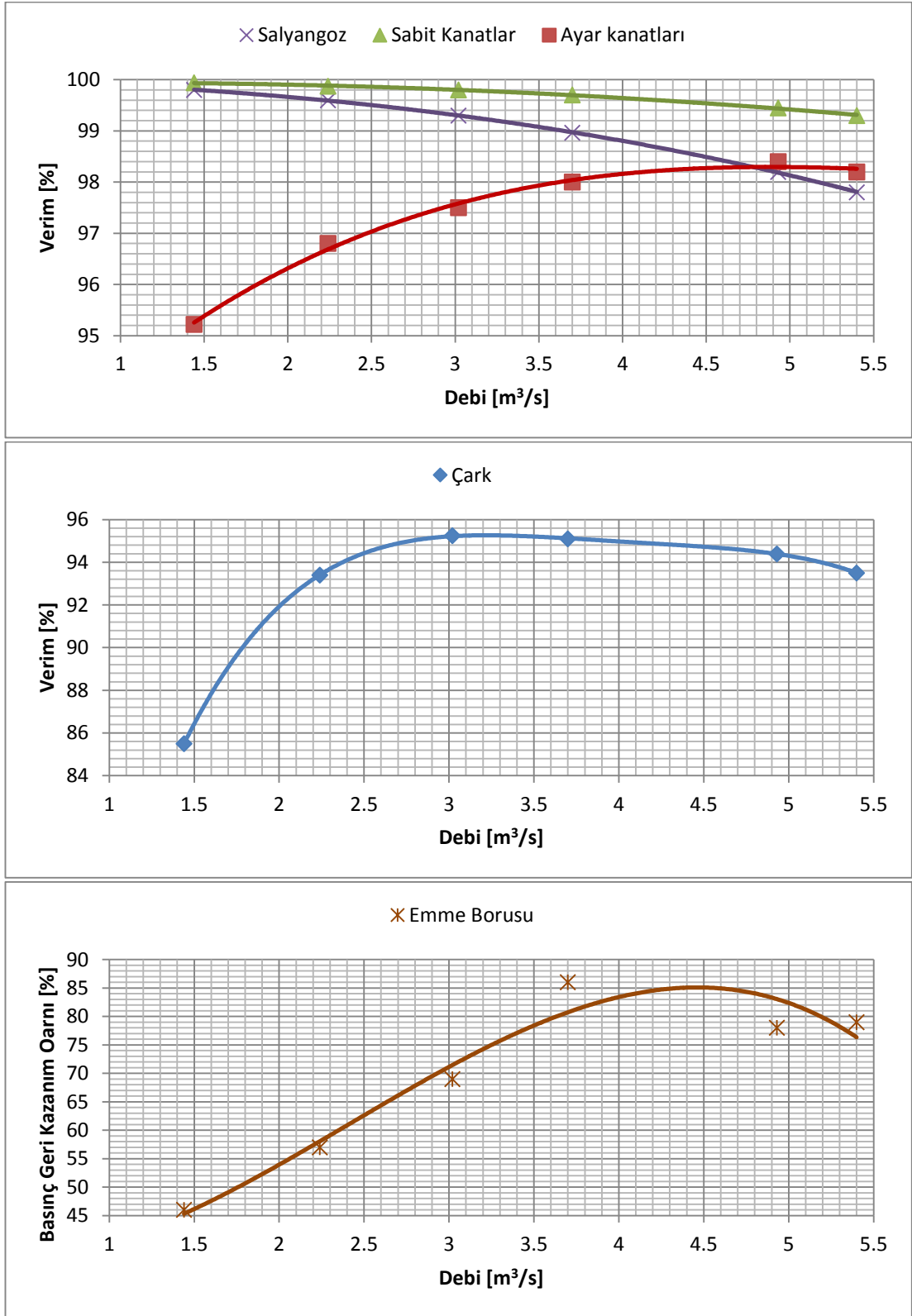


Şekil 5.36. Türbinde üretilen gücün türbinden geçen debiye göre değişimi

Şekil 5.37’de 126.7 m tasarım düşüsünde türbin bileşenlerinde meydana gelen hidrolik kayıpların türbinden geçen debiye göre değişimleri gösterilmiştir. Şekil 5.39’da ise 126.7 m tasarım düşüsünde türbinden geçen debiye göre türbin bileşenlerinin verim eğrileri verilmiştir.



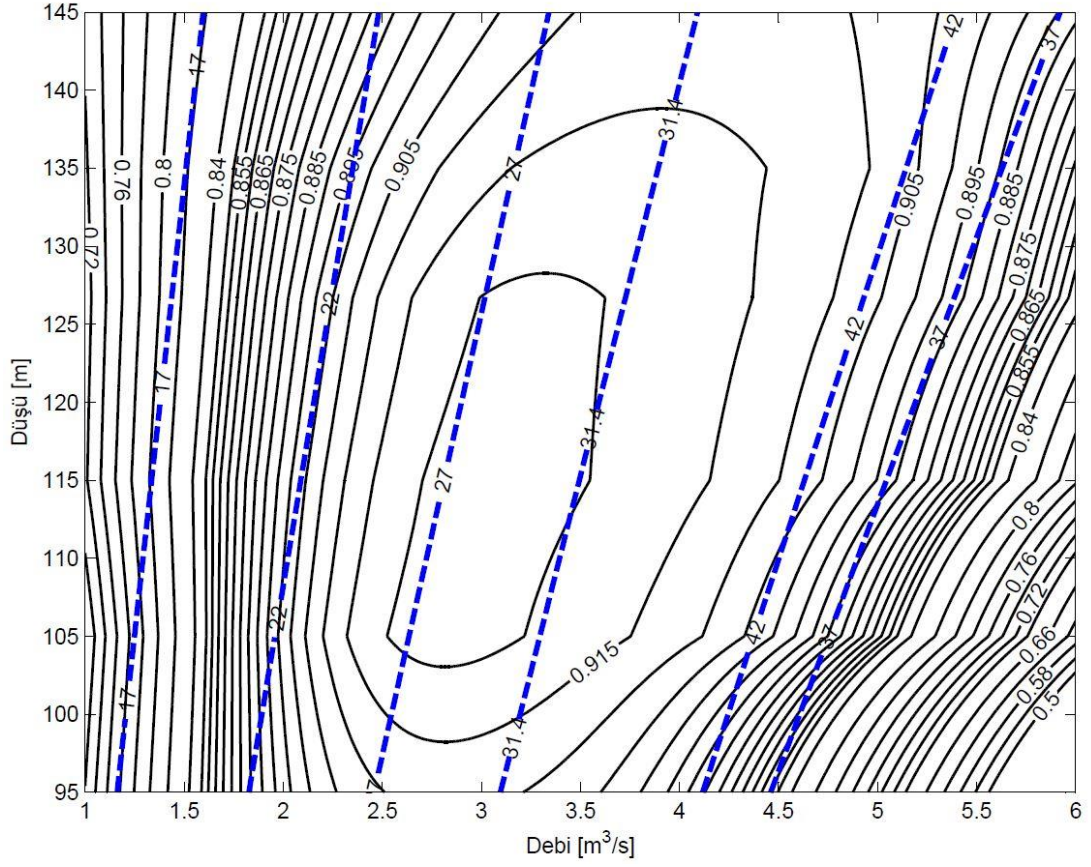
Şekil 5.37. H=126.7 m tasarım düşüsünde türbinden geçen debiye göre hidrolik kayıp analizi



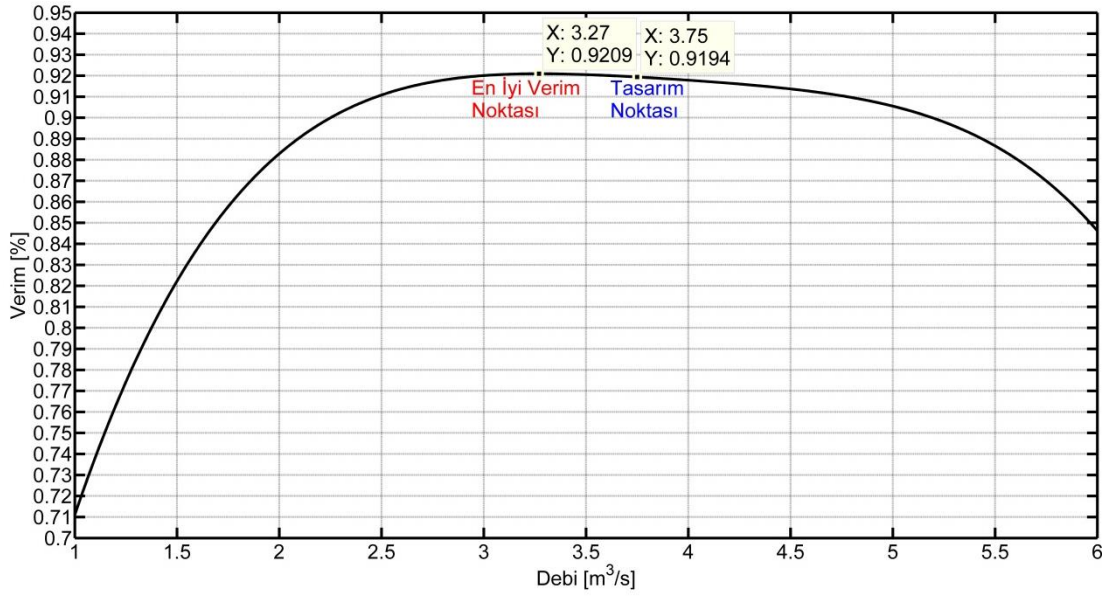
Şekil 5.38. H=126.7 m tasarım düşüsünde türbin bileşenlerinin verimlerinin türbinden geçen debiye göre değişimi

Şekil 5.37 ve Şekil 5.38’de verilen grafikler incelendiğinde; salyangoz ve sabit kanatta meydana gelen hidrolik kayıpların debi arttıkça arttığı, dolayısıyla verimlerinin azaldığı görülmektedir. Ayar kanatlarının verimi ise debi arttıkça artarken yüksek debilere çıkıldıkça verim eğrisinin eğimi azalmaktadır. Çark ise önce artan sonra azalan bir verim eğrisine sahiptir. Emme borusunda basınç geri kazanım oranının debiyle değişimi çarka benzer şekilde önce artan sonra azalan bir fonksiyondur. Sadece çarkın verim eğrisi emme borusuna göre düşük debilerde daha yüksek bir eğime sahiptir. Türbinde meydana gelen hidrolik kayıpların büyük bir kısmının çarkta meydana geldiği görülmüştür. Kayıpları minimum seviyede tutmak, yani türbin verimini maksimum yapmak için türbinin çalışacağı optimum debiyi belirlemek önem taşımaktadır. Burada türbinin çalışacağı tasarım debisi olan 3.75 m³/s debiye karşılık gelen hidrolik kayıplara bakıldığında türbinde meydana minimum seviyeye çok yakın bir kayıp olduğu görülmektedir.

Tasarlanan türbinin sabit dönüş hızında çalışma karakteristikleri Şekil 5.39’da verilen verimlilik Hill diyagramı çizdirilerek incelenmiştir. Türbinin Hill diyagramını oluşturmak için Çizelge 5.6’da HAD analizleri sonucunda elde edilen veriler kullanılmıştır. Her net düşü değeri için türbin verimi debinin bir fonksiyonu olarak ifade edilmiştir. Daha sonra x ekseninde debi değerleri 1 m³/s’den 6 m³/s’ye kadar 0.01 aralıkla bölünerek 6 sabit düşü değerinde x’lere karşılık gelen verim değerleri fonksiyonlar kullanılarak belirlenmiştir ve toplamda 6x501 boyutunda bir veri kümesi oluşturulmuştur. Son olarak eş verim eğrileri Matlab yardımıyla çizdirilerek türbinin Hill diyagramı tamamlanmıştır. Ayrıca ayar kanadı açıklıkları diyagram üzerinde mavi kesikli çizgilerle gösterilmiştir. Türbinin hidrolik verimi maksimum %92 ile minimum %50 değerleri arasında değişmektedir. Hill diyagramı; 130 m ile 105 m düşü aralığında ve 2 m³/s ile 4 m³/s debi aralığında tasarlanan türbinin %90-92 verim aralığında çalıştığını göstermektedir. Şekil 5.40’da 126.7 m tasarım düşüsünde türbinin verim eğrisi gösterilmiştir. Tasarım düşüsünde maksimum verim (%92,09), 3.27 m³/s debide elde edildiği görülmektedir. Bu nokta tasarım düşüsünde en iyi verim noktasıdır. 3.75 m³/s tasarım debisinde ise %91.94 verim değerine ulaşılmaktadır. Tasarım noktasındaki bu verim değeri ve proje isterlerini karşılamaktadır.



Şekil 5.39. Tasarlanan türbinin verimlilik Hill diyagramı



Şekil 5.40. $H=126.7$ m tasarım düşüsünde türbinin verim eğrisi

6. DEĞERLENDİRME

6.1. Yapılan Tez Çalışmasının Özeti

Bu tez çalışmasında; Francis tipi su türbinlerinin tasarımı amaçlı sayısal bir yöntem geliştirilerek Türkiye’de kurulacak Köprübaşı HES adında orta ölçekli bir santralin türbin tasarım projesinde uygulanmıştır. Projede, %92 maksimum verime sahip ve nominal debide maksimum 4.3 MW güç üretecek bir Francis türbin tasarımı hedeflenmiştir.

Türbinin tasarım sürecinin başlangıcında mevcut olan tek girdi, türbindeki net düşü ve debi değerleridir. Bu girdi değerleri ile türbinin ön tasarım süreci başlar. Ön tasarım, literatürde yer alan hidrolik makine teorisi ve bazı ampirik denklemler ve veriler kullanılarak sırasıyla çark, ayar kanadı, sabit kanat, salyangoz ve emme borusu olmak üzere türbin geometrilerinin ilk ölçülerinin genel olarak belirlenmesidir. Günümüzde hidrolik makinelerin tasarımında önemli bir araç olan HAD ile ön tasarımların akış analizleri gerçekleştirilir. HAD analizi sonuçlarında; çarkta kavitasyon olmadan istenen hidrolik verim ve güç değerlerinin elde edilmesi, sabit kanatlar ve ayar kanatlarının doğru giriş ve çıkış akış açılarıyla çarka uygun açıda akışı yönlendirmesi, salyangozun sabit kanatlar çevresinde düzgün (eşit) bir akış dağılımı sağlaması ve emme borusunun %80’in üzerinde bir basınç geri kazanım oranı ile çark çıkışındaki emme basıncını atmosferik basınca çıkarması amaçlanır. Her türbin bileşeninde istenen tasarım kriterleri elde edilinceye kadar ilgili tasarım değişkenleri iteratif olarak iyileştirilerek HAD analizlerine devam edilir. Tüm tasarım kriterlerini sağlayan tasarımın tüm türbin bileşenlerini içeren akış analizi gerçekleştirilerek tasarımların HAD analizi sonuçlarının doğruluğu artırılır. Ayrıca tasarlanan türbinin çalıştığı debi ve düşü aralığında Hill diyagramı, güç ve verim eğrileri gibi performans grafikleri tüm türbinin çeşitli ayar kanadı açıklıklarında akış analizleri gerçekleştirilerek belirlenebilir.

Elde edilen HAD sonuçları incelendiğinde, türbin bileşenlerinin HAD analizleri ile tüm türbinin HAD analizi birbiriyle yakın sonuçlar vermiştir. Bu da tasarım sürecinde hesaplama gücünü ve süresini azaltmak amacıyla tercih edilen her türbin bileşeninin tek başına HAD analizi yapıldığı tasarım yönteminin doğruya çok yakın

sonuçlar verdiğini göstermiştir. Son tasarıma ulaşıldıktan sonra eğer yeterli hesaplama gücü varsa tüm türbinin HAD analizleri gerçekleştirilebilir. Böylelikle hem HAD sonuçlarının doğruluğu arttırılabilir, hem de türbinin tüm çalışma aralığındaki performansı belirlenebilir.

Tüm türbin HAD analizleri sonucunda, tasarlanan türbinin ve bileşenlerinin performansı hakkında bilgiler veren çeşitli grafikler elde edilmiştir. Elde edilen bu grafikler ile türbin girişinde mevcut olan net dşler için regülasyon sistemi ile belirlenen ayar kanadı açıklıklarında ne kadar debi geçtiği, geçen bu debide türbinde ne kadar gc üretildiği ve türbinin veriminin ne olduğu bilinebilmektedir. Ayrıca türbin bileşenlerinin hidrolik kayıp ve verim grafikleri incelendiğinde; türbinde meydana gelen kayıpların büyük kısmının çarkta olduğu görülmektedir. Burada çarkın yüksek verimlilikte tasarlanmasının önemi ortaya çıkmaktadır. Türbinde gelen diğer kayıplar ise çoktan aza doğru ayar kanatları, emme borusu, salyangoz ve sabit kanatlarda meydana gelmektedir. Türbindeki kayıp eğrisi, hidrolik kayıpları minimize etmek ve türbin verimini maksimum yapmak için türbinin geçen optimum debinin, yani ayar kanadı açıklığının belirlenmesi gerekliliğini göstermiştir. Çizilen Hill diyagramından ise 130 m ile 105 m düşü aralığında ve 2 m³/s ile 4 m³/s debi aralığında tasarlanan türbinin %90-92 verim aralığında çalıştığı grlmştir. Türbinin verim eğrisi 126.7 m net tasarım düşüsünde ve 3.75 m³/s tasarım debisinde %91.94 türbin verimi elde edildiğini göstermektedir. Ayrıca 126.7 m net tasarım düşüsünde maksimum verimin 3.27 m³/s debide elde edildiği belirlenmiştir.

Sonuç olarak; bu tez çalışmasında HAD temelli bir tasarım yöntemi kullanılarak Köprübaşı HES projesi isterlerini sağlayan, 126.7 m net düşü ve 3.75 m³/s tasarım debisinde %91.94 verime sahip 4.3 MW gc üreten bir Francis türbini tasarlanmıştır. Tasarlanan türbinin elektromekanik ekipmanlarla birlikte diğer tasarım ve üretim süreçleri Türkiye’de devam etmekte ve 2015-2016 döneminde çalışır olması beklenmektedir.

6.2. Yapılan Tez Çalışmasının Katkıları

Francis tipi hidrolik türbinlerin HAD araçları kullanılarak tasarımı için bir yöntem geliştirilerek Türkiye’de kurulacak bir HES’in türbinlerinin tasarımı gerçekleştirilmiştir. Tasarlanan türbinin diğer elektromekanik ekipman temini ve türbinleri üretim ve montaj süreçleri TEMSAN tarafından yürütülmektedir. Yerli tasarım ve yerli üretim olan bu proje akademik eğitimin ve sanayinin ortak çalıştığı başarılı bir iş olmuştur. Ayrıca Türkiye’deki hidrolik türbinlerin tasarımı ve üretimi konusunda az olan bil-yap’a bu tez çalışması ile katkıda bulunulmuştur.

Hidrolik türbinlerin yerli olarak tasarımı, model imalatı ve testlerinin gerçekleştirilmesi amacıyla TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi ve Kalkınma Bakanlığı desteği ile kurulan Su Türbini Tasarım ve Testleri Merkezi’nde proje kapsamında gerçekleştirilen bu tez çalışması ile gelecek çalışmalar için bir temel oluşturulmuştur. Merkez tamamlandığında su türbini tasarlama ve model testleri yapılacak türbinlerin sayısal yöntemlerle akış analizlerini gerçekleştirme yeteneğine ve altyapısına sahip olacaktır.

6.3. Gelecek Çalışmalar

Bu tez çalışması kapsamında Francis türbinlerinin HAD ile tasarım sürecinde kararlı akış analizleri gerçekleştirilmiştir. Yeterli hesaplama gücü ve zamana sahip olduğunda türbinin zamana bağlı akış analizleri gerçekleştirilebilir. Böylelikle kararlı akış analizi ile zamana bağlı akış analizi sonuçları karşılaştırılarak kararlı akış analizlerinde kullanılan donmuş rotor yaklaşımının hangi doğrulukta rotor-stator ilişkisini modellediği belirlenebilir. Zamana bağlı akış analizleri ile türbinin kısmi yükte çalışma durumunda emme borusunda meydana gelen vorteksler incelenebilir. Bir diğer gelecek çalışma ise Su Türbini Tasarım ve Testleri Merkezi’nde bir model türbinin HAD analizi sonuçları ile test sonuçlarının karşılaştırılmasıdır. Bu çalışma ile yapılan HAD analizlerinin doğruluk derecesi belirlenebilir. Son olarak ise Francis türbinine benzer olarak diğer su türbinlerinin tasarımları da aynı yöntem kullanılarak gerçekleştirilebilir.

KAYNAKLAR

- [1] Yüksel, İ., Hydropower in Turkey for a clean and sustainable energy future, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12, 1622-1640, 2008.
- [2] Kaygusuz, K., Hydropower in Turkey: The sustainable energy future, *Energy Sources, Part B*, 4:34-47, 2009.
- [3] Türkiye Enerji Raporu 2012, Dünya Enerji Konseyi Türk Milli Komitesi, 0021/2012, Ankara.
- [4] “Devlet Su İşleri Genel Müdürlüğü” erişim adresi: <http://www.dsi.gov.tr/docs/stratejik-plan/dsi-2013-faaliyet-raporu.pdf>, erişim tarihi: 28 Kasım 2014.
- [5] Göde, E., A Stacking technique for multistage 3D flow computation in hydraulic turbomachinery, GAMM workshop, Lausanne, 1989.
- [6] Muntean, S., Susan-Resiga, R.F., Bernad, S., Anton, I., Analysis of the GAMM Francis turbine distributor 3D flow for the whole operating range and optimization of the guide vane axis location, The 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics Timisoara, Romania, October, 2004.
- [7] Vu, T.C., Nennemann, B., Ausoni, P., Farhat, M., Avellan, F., Unsteady CFD prediction of Von Karman vortex shedding in hydraulic turbine stay vanes, Hydro 2007, Granada, Spain, 15-17 October, 2007.
- [8] Ciocan, G.D., Iliescu, M.S., Vu, T.C., Nennemann, B., Avellan, F., Experimental study and numerical simulation of the Flindt draft tube rotating vortex, *Journal of Fluids Engineering*, vol. 129, p. 146, February, 2007.
- [9] Kavurmaci, B., Akin, H., Ayli, E., Celebioglu, K., Aradag, S., Design of an experimental test stand for Francis type hydraulic turbines, 4th International Conference on Power Engineering, Energy and Electrical Drives Istanbul, Turkey, 13-17 May 2013.
- [10] Ayli, E., Kavurmacı, B., Akın, H., Aytaç, Z., Ayancık, F., Aradağ, U., Mert, B., Çelebioğlu, K., Ünver, Ö., Taşçıoğlu, Y., Aradağ, S., Su türbini tasarım ve testleri merkezi, Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Samsun, 9-12 Eylül 2013.
- [11] Drtina, P., Sallaberger, M., Hydraulic turbines—basic principles and state-of-the art computational fluid dynamics applications, *Institution of Mechanical Engineers*, 213(C), pp.85-102, July, 1998.
- [12] Dixon, S.L., *Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery*, Elsevier Butterworth–Heinemann, Fifth edition, 1995.

- [13] Krivchenko, G.I., Hydraulic Machines: Turbines and Pumps, Mir Publishers, Moscow, 1986.
- [14] “U.S. Geological Survey Water Science School” erişim adresi: <http://water.usgs.gov/edu/wuhy.html>, erişim tarihi: 13 Nisan 2014.
- [15] “National Programme on Technology Enhanced Learning, Fluid Machinery” erişim adresi: http://nptel.iitm.ac.in/courses/Webcourse-contents/IIT-KANPUR/machine/ui/Course_home-7.htm, erişim tarihi: 13 Nisan 2014.
- [16] Casey, M.V., Keck, H., Hydraulic turbines, Handbook of Fluid Dynamics and Fluid Machinery, John Wiley, 1996.
- [17] Shukla, M.K., Jain, R., Prasad, V., Shukla, S.N., CFD analysis of 3-D flow for Francis turbines, MIT International Journal of Mechanical Engineering, vol. 1, no. 2, 93-100, August, 2011.
- [18] Carija, Z., Mrsa., Z., Fucak, S., Validation of Francis water turbine CFD simulations, Strojarstvo, 50(1), 5-14, 2008.
- [19] Lain, S., Garcia, M., Quintero, B., Orrego, S., CFD Numerical simulations of Francis turbines, Rev. Fac. Ing. Univ. Antioquia N.º 51, 24-33, February, 2010.
- [20] Keck, H., Sick, M., Thirty years of numerical flow simulation in hydraulic turbomachines, Acta Mechanica, 201, 21-229, 2009.
- [21] Roache, P.J., Computational Fluid Dynamics, Hermosa Publishers, Albuquerque, New Mexico, 1972.
- [22] Launder, B.E., Spalding, D.B., Mathematical Models of Turbulence, Academic Press, London/New York, 1972.
- [23] Göde, E., Cuenod, R., Pestalozzi, J., Visualization of flow phenomena in a hydraulic turbine based on 3D flow computations, Waterpower, 1989.

- [24] Drtina, P., Gode, E., Schachenmann, A., Three-dimensional turbulent flow simulation for two different hydraulic turbine draft tubes, 1st European Conference on Computational Fluid Dynamics, Brussels, Belgium, 7-11 September, 1992.
- [25] Keck, H., Drtina, P., Sick, M., Numerical hill chart prediction by means of CFD stage simulation for a complete Francis turbine, 18th IAHR Symposium, Valencia, 1996.
- [26] Goede, E., Sebestyén, A., Schachenmann, A., Navier–Stokes flow analysis for a pump impeller, 16th IAHR Symposium, Sao Paulo, Brazil, 14–19 September 1992.
- [27] Sick, M., Wilson, A., CFD for water turbines: review of the state of the art, *Hydropower and Dams*, Issue Three, 2005.
- [28] 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, 111-123, 2013.
- [29] Wu, J., Shimmei, K., Tani, K., Nikura, K., Sato, J., CFD-based design optimization for hydro turbines, *Journal of Fluid Engineering*, vol. 129, 159-168, February, 2007.
- [30] Keller, M., Sallaberger, M., Modern hydraulic design of pump turbines, 14th International Seminar on Hydropower Plants, Vienna, Austria, November, 2006.
- [31] Oh, H.W., Yoon, E.S., Application of computational fluid dynamics to performance analysis of a Francis hydraulic turbine, *Institution of Mechanical Engineers Part A: Journal of Power and Energy*, 221(4), 583-589, January, 2007.
- [32] 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, September, 18-20, 2003.

- [33] Autodesk Inventor, Sürüm 2014 Help.
- [34] ANSYS Bladegen, Sürüm 15.0, User Manual.
- [35] Krueger, R.E., C.G., Selecting Hydraulic Reaction Turbines, U.S. Department of the Interior, Bureau of Reclamation, Washington, 1976.
- [36] International Standard on Hydraulic Turbines, Storage Pumps and Pump-turbines, Model Acceptance Tests, IEC 60193:1999(E).
- [37] Guide on How to Develop a Small Hydropower Plant, European Small Hydropower Association – ESHA, 2004.
- [38] Raabe, J., Hydropower: The Design, Use, and Function of Hydromechanical, Hydraulic, and Electrical Equipment. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1985.
- [39] Okyay, G., Utilization of CFD Tools in the Design Process of a Francis Turbine, Yüksek Lisans Tezi, O.D.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2010.
- [40] Gubin, M.F., Draft Tubes of Hydro-Electric Stations, Energiya Press, Moscow, 1970.
- [41] Ruprecht, A., Heitele, M., Helmrich, T., Moser, W., Aschenbrenner, T., Numerical simulation of a complete Francis turbine including unsteady rotor/stator interactions, 20th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Charlotte, August, 2000.
- [42] Ruprecht, A., Eisinger, R., Göde, E., Rainer, D., Virtual numerical testbed for intuitive design of hydro turbine components, Hydropower into the Next Century, Gmunden, Austria, 1999.
- [43] Nennemann, B., Vu, T. C., Farhat, M., CFD prediction of unsteady wicket gate-runner interaction in Francis turbines: A new standard hydraulic design procedure, HYDRO 2005 International Conference and Exhibition, Villach, Austria, October, 2005.

- [44] Nilsson, H., Davidson, L., A numerical comparison of four operating conditions in a Kaplan water turbine, focusing on tip clearance flow, Proceedings of the 20th IAHR Symposium, U.S.A., 2000.
- [45] Hinze, J.O., Turbulence, McGraw-Hill, New York, 1975.
- [46] Maruzewski, P., Hayashi, H., Munch, C., Yamaishi, K., Hashii, T., Mombelli, H.P., Sugow, Y., Avellan, F., Turbulence modeling for Francis turbine water passages simulation, 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Timisoara, Romania, September, 2010.
- [47] Souza, L.C.E.O., Moura, M.D., Junior, A.C.P.B., Nilsson, H., Assesment of turbulence modelling for CFD simulations into hydroturbines: spiral casings, 17th International Mechanical Engineering Congress, Sao Paulo, Brazil, 2003.
- [48] ANSYS CFX, Sürüm 15.0, User Manual.
- [49] Ferziger, J.H., Peric, M., Computational Methods for Fluid Dynamics, Springer, New York, 2002.
- [50] Sbardella, L., Sayma, A.I., Imregun, M., Semi-unstructured meshes for axial turbomachine blades, International Journal for Numerical Methods in Fluids vol. 32, no. 5, 569-584, 2000.
- [51] ANSYS TurboGrid, Sürüm 15.0, User Manual.
- [52] Tortosa, A.F., Evaluation of Numerical Methods for Turbomachines Based on Experimental Data From a Francis Pump-Turbine in Pump Mode, Yüksek Lisans Tezi, Universidad Pontificia Comillas, Escuela Técnica Superior de Ingeniería, Madrid, 2008.
- [53] Dyson, G., Advances of CFD in Fluid Machinery Design: Recommendations to designers for CFD pump impeller and diffuser simulations, Cromwell Press, Wiltshire, U.K., 2003.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : AKIN, Hasan
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri : 01.03.1989, Antalya
Medeni hali : Bekar
Telefon : 0 (539) 969 27 74
e-mail : hakin@etu.edu.tr

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Yüksek Lisans	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü	2014
Lisans	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü	2012
Lise	Adem Tolunay Anadolu Lisesi	2008

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2014–	ROKETSAN A.Ş.	Mühendis
2012–2014	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Su Türbinleri Tasarım ve Testleri Merkezi	Proje Burslu Y. Lisans Öğrencisi
2012	Su Enerji Mühendislik ve Enerji Hizmetleri	Stajyer
2010	Borusan Oto Servis ve Ticaret A.Ş.	Stajyer
2010	Trans Medikal Aletler Sanayi ve Ticaret A.Ş.	Stajyer

Yabancı Dil

İngilizce (ileri düzeyde), Almanca (temel düzeyde)

Yayınlar

Dergi Yayınları

Aytac, Z., Ozkaya, E., **Akin, H.**, Ayancik, F., Celebioglu, K., Aradag, S., Pala, R., Cora, A., “Utilization of CFD Tools for the Rehabilitation of an Existing Hydroelectric Power Plant in Turkey”, Turkish Journal of Electrical Engineering & Computer Sciences, yayınlanma aşamasında.

Uluslararası Konferans Yayınları

Akin, H., Celebioglu, K., Aradag, S., “A Cfd-Based Design Methodology For Hydraulic Turbines Applied To A Case Study In Turkey”, 10th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, July, 2014.

Kavurmaci, B., Aytac, Z., **Akin, H.**, Ayancik, F., Celebioglu, K., Aradag, S., “Design and Analyses of a Pressure Reducing Valve Integrated to a Francis Turbine for a Pre-Existing Penstock”, The International Congress and Trade Fair on Small Hydropower, Mayıs 2014.

Kavurmaci, B., Aytac, Z., **Akin, H.**, Ayancik, F., Celebioglu, K., Aradag, S., “Design and analyses of a pressure reducing valve integrated to a Francis turbine for a pre-existing penstock, The International Congress and Trade Fair on Small Hydropower (Hydroenergia 2014), May 2014.

Akin, H., Aytac, Z., Ayancik, F., Ozkaya, E., Arioz, E., Celebioglu, K., Aradag, S., “A CFD Aided Hydraulic Turbine Design Methodology Applied to Francis Turbines”, 4th International Conference on Power Engineering, Energy and Electrical Drives, Mayıs 2013.

Aytac, Z., Ozkaya, E., **Akin, H.**, Ayancik, F., Celebioglu, K., Aradag, S., Pala R., “Utilization Of Cfd Tools For The Rehabilitation Of An Existing Hydroelectric Power Plant”, International Advanced Technologies Symposium, Kasım 2013.

Ozkaya, E., **Akin, H.**, Kavurmaci, B. C., Celebioglu, K., Aradag, S., ”CFD Aided Design of Hydraulic Turbines through University-Industry Collaboration”, 2. Mühendislik Eğitim Uluslararası Konferansı (MEUK), Ekim, 2012.

Ulusal Konferans Yayınları

Ayli, E., Kavurmaci, B., **Akin, H.**, Aytac, Z., Ayancik, F., Aradag, U., Mert, B., Celebioglu, K., Aradag, S., Unver, O., Tascioglu, Y., “Su Türbini Tasarımı ve Testleri Merkezi”, Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Konferansı (ULIBTK 2013), Eylül 2013.