

**SU TÜRBNİ AYAR KANADI TASARIM SİSTEMİ GELİŞTİRİLMESİ VE
ÇEŞİTLİ FRANCIS TİPİ TÜRBNLER İÇİN UYGULANMASI**

FATMA ZEYNEP AYTAÇ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

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

TEMMUZ 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

Fatma Zeynep Aytaç tarafından hazırlanan SU TÜRBNİ AYAR KANADI TASARIM SİSTEMİ GELİŞTİRİLMESİ VE ÇEŞİTLİ FRANCIS TİPİ TÜRBNLER İÇİN 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:

Üye :

Üye :

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.

F. Zeynep Aytac

Üniversitesi : TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi
Enstitüsü : Fen Bilimleri
Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği
Tez Danışmanları : Doç. Dr. Selin ARADAĞ
Dr. Kutay Çelebioğlu
Tez Türü ve Tarihi : Yüksek Lisans – Temmuz 2014

F. Zeynep Aytac

**SU TÜRBİNİ AYAR KANADI TASARIM SİSTEMİ GELİŞTİRİLMESİ VE
ÇEŞİTLİ FRANCIS TİPİ TÜRBİNLER İÇİN UYGULANMASI**

ÖZET

Günümüzde sürdürülebilir enerjiye ihtiyacın artmasıyla birlikte, hidrolik enerjinin önemi de artmıştır. Francis türbinleri de geniş çalışma aralıklarından dolayı hidrogüç üretimi için yaygın olarak kullanılmaktadır. Francis türbinlerinin temel parçaları salyangoz, sabit kanatlar, ayar kanatları, çark ve emme borusudur. Bu parçaların boyutları temel olarak türbinin debi ve düşü değerlerine bağlıdır. Bu çalışmada, türbine giren debiyi ayarlayan parça olan ayar kanatlarının tasarım parametreleri değiştirilmiş ve bu değişikliklerin akış üzerine etkisi incelenmiştir. Bunun için, debi ve düşü değerleri farklı iki farklı türbinin ayar kanadı tasarımları, önceden geliştirilen ampirik ve teorik formüller yardımıyla Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) kullanılarak gerçekleştirilmiştir ve ardından belirlenen son tasarımlar üzerinden, ayar kanatlarının tasarım parametreleri çeşitli kısıtlar doğrultusunda değiştirilmiş ve elde edilen sonuçlar iki farklı türbin için karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Francis türbini, ayar kanadı, tasarım metodolojisi, tasarım parametreleri, hesaplamalı akışkanlar dinamiği

University : TOBB Economics and Technology University
Institute : Institute of Natural and Applied Sciences
Science Programme : Mechanical Engineering
Supervisors : Assoc. Prof. Selin ARADAĞ
Dr. Kutay Çelebioğlu
Degree Awarded and Date : M.Sc. – July 2014

F. Zeynep Aytaç

**DEVELOPMENT OF A DESIGN METHODOLOGY FOR HYDRAULIC
TURBINE GUIDE VANES AND ITS APPLICATION IN FRANCIS TURBINES**

ABSTRACT

Today, as the need for sustainable energy increased, hydraulic energy has become more important. Francis turbines are commonly used in hydropower generation since they have a wide operating range. The main components of Francis turbines are spiral case, stay vanes, guide vanes, runner and draft tube. The dimensions of these components are mainly based on turbine head and discharge. In this study, the design parameters of guide vanes, which control the discharge entering the turbine, are changed and the effects of these changes on the flow are examined. Firstly, the guide vanes of two turbines having different head and discharge values are designed using Computational Fluid Dynamics (CFD) with the help of empirical and theoretical formulas enhanced before. Using these geometries, various design parameters are altered in accordance with several criteria and the results for two turbines are compared.

Key words: Francis turbine, guide vane, design methodology, design parameters, computational fluid dynamics

TEŞEKKÜR

Tez çalışmalarım sırasında, yardımlarını ve desteklerini benden esirgemeyen, kıymetli bilgi birikimleriyle ve tecrübeleriyle bana yol gösteren değerli hocalarım Doç. Dr. Selin Aradağ ve Dr. Kutay Çelebioğlu'na içtenlikle teşekkür ederim.

Birlikte çalıştığım arkadaşlarım Fatma Ayancık, Hasan Akın, Berat Kavurmacı ve Ece Özkaya'ya yanımda oldukları ve her türlü yardım ve destekleri için teşekkür ederim.

Kendisinden birçok ders alma fırsatı bulduğum kıymetli hocam Yrd. Doç. Dr. Sıtkı Uslu'ya ve Yrd. Doç. Dr. Özgür Bayer'e vakit ayırıp tez jürimde buldukları için teşekkür ederim.

Beni dünyaya getiren, hayatları boyunca hiçbir fedakârlıktan kaçınmayarak beni büyüten, her anımda yanımda olan sevgili annem ve babam Elvan ve Bülent Aytaç'a sonsuz teşekkür ederim. Her durumda daima yanımda olan ve desteğini ve yardımını benden esirgemeyen kardeşim Furkan Aytaç'a çok teşekkür ederim.

Son olarak, yaşadığım her duyguyu benimle paylaşan, sabrını, desteğini ve yardımını hiç eksik etmeyen İbrahim Yılmaz'a teşekkür ederim.

F. Zeynep Aytaç

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iii
ABSTRACT	iv
TEŞEKKÜR	v
1. GİRİŞ	1
1.1.Dünyada ve Türkiye’de Hidrolik Enerji	1
1.2.Çalışmanın Amaç ve Kapsamı	2
1.3.Literatür Araştırması	3
1.3.1.Hidrolik Türbinler	3
1.3.2.Francis Türbinleri	6
1.3.3.Hidrolik Türbin Tasarımlarında HAD Kullanımı	8
1.4.Tezin Tanımı	10
2. TASARIM YÖNTEMİ	12
2.1.Yönteme Genel Bakış	12
2.2. Giriş Parametreleri	13
2.3. Geleneksel Tasarım Parametreleri	15
2.3.1.Verimlilik	15
2.3.2. Güç	16
2.3.3.Dönme Hızı	16
2.3.4. Özgül Hız	18
2.3.5. İndirgenmiş Türbin Parametreleri	18
2.3.6. Türbin Tipi	19
2.3.7. Türbin Çark Boyutları	19
2.3.8. Meridyonel Profil	20
2.4. Ayar Kanatları	21
2.4.1. Ayar Kanatlarının Ölçülerinin Belirlenmesi	22
2.4.2. Hız Üçgenleri ve Türbin Çalışma Prensibi	26
2.5. Kanat Tasarımında Bilgisayar Programlarının Kullanımı	30
2.5.1. BladeGen Kullanarak Kanat Tasarımı	30
2.5.2. HAD Analizleri	31

3.	HAD METODOLOJİSİ	32
3.1.	HAD Analizleri	32
3.1.1.	Korunum Denklemleri	32
3.1.1.1.	Kütle Korunumu	32
3.1.1.2.	Momentum Korunumu	33
3.1.2.	Türbülans Modeli	34
3.1.3.	Adveksiyon Şemaları	35
3.1.4.	Ayrıklaştırma Şeması	35
3.1.5.	Çözüm Ağı Bağlantısı	35
3.1.6.	Sınır Koşulları	36
3.2.	Ağ Oluşumu	37
3.2.1.	Topoloji Tanımı	37
3.2.2.	Çözüm Ağı Oluşumu	40
4.	UYGULAMALAR	42
4.1.	Projelerin Spesifikasyonları	42
4.1.1.	Problemlerin Tanımı	42
4.1.2.	Girdi Değerleri	42
4.2.	Ayar Kanadı Tasarım Parametrelerinin Hesaplanması	43
4.2.1.	Ayar Kanadı Yüksekliğinin Hesaplanması	43
4.2.2.	Ayar Kanadı Uzunluklarının Hesaplanması	43
4.2.3.	Optimum Ayar Kanadı Açısının Hesaplanması	44
4.2.4.	Ayar Kanadı Kalınlıklarının Bulunması	46
4.3.	HAD Uygulamaları	47
4.3.1.	HAD ile Tasarım Prosedürü	47
4.3.2.	Son Tasarımlar İçin Kullanılan Çözüm Ağı Bilgileri	48
5.	SONUÇLAR	49
5.1.	Ayar Kanadı Simülasyonları	49
5.1.1.	Ataköy HES	49
5.1.2.	Yuvacık HES	58
5.2.	Kanatların Boyutsal Tasarım Parametrelerinin Değiştirilmesi	66
5.2.1.	NACA Profilleri	66

5.2.2. Eksentrisite ve Kanat Açıları	70
5.2.3. Kanat Örtüşme Alanları ve Kanat Sayıları	78
5.2.4. Rotor – Stator Mesafesi	82
6. DEĞERLENDİRME	85

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 1.1. Türbin tiplerinin özgül hız ve düşü aralıkları [15]	9
Çizelge 4.1. Ataköy ve Yuvacık HES ayar kanatlarının son tasarımları için kullanılan çözüm ağı bilgileri	52
Çizelge 5.1. Ataköy HES ayar kanadı için akış analizi sonuçları	54
Çizelge 5.2. Yuvacık HES ayar kanadı için akış analizi sonuçları	61
Çizelge 5.3. Ataköy HES ayar kanatları farklı NACA profilleri için elde edilen sonuçlar	68
Çizelge 5.4. Yuvacık HES ayar kanatları farklı NACA profilleri için elde edilen sonuçlar	69
Çizelge 5.5. Ataköy HES için farklı kanat açısı ve eksentrisite değerleri için elde edilen çıkış açıları	72
Çizelge 5.6. Ataköy HES için farklı kanat açısı ve eksentrisite değerlerine karşılık gelen tork değerleri	73
Çizelge 5.7. Yuvacık HES için farklı kanat açısı ve eksentrisite değerleri için elde edilen çıkış açıları	74
Çizelge 5.8. Yuvacık HES için farklı kanat açısı ve eksentrisite değerlerine karşılık gelen tork değerleri	74
Çizelge 5.9. Ataköy HES için farklı kapanma yüzdelerine karşılık gelen kanat sayıları ve çeşitli değişkenlere etkileri	80
Çizelge 5.10. Yuvacık HES için farklı kapanma yüzdelerine karşılık gelen kanat sayıları ve çeşitli değişkenlere etkileri	81
Çizelge 5.11. Ataköy HES çark ve ayar kanatları arasındaki mesafenin kayıp ve basınca etkisi	85
Çizelge 5.12. Yuvacık HES çark ve ayar kanatları arasındaki mesafenin kayıp ve basınca etkisi	85

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.2. Bir hidroelektrik santralin genel yapısı	4
Şekil 1.3. Türbin ve jeneratör yapısı [13]	4
Şekil 1.4. Türbin seçim çizelgesi [16]	6
Şekil 1.5. Meridyonel ekseninde Francis türbini gösterimi [12]	7
Şekil 1.6. Francis türbinin temel parçaları [22]	7
Şekil 2.1. Tasarım metodolojisi	12
Şekil 2.2. Türbin giriş ve çıkışı arasındaki enerji değişimi [51]	14
Şekil 2.3. Özgül hıza bağlı olarak verimlilik ve türbin tipi [52]	17
Şekil 2.4. Özgül hıza bağlı olarak çark çapları [53]	19
Şekil 2.5. Ön tasarım parametreleri	20
Şekil 2.6. (a) Ayar kanadı meridyonel profili	21
Şekil 2.7. Ayar kanadı temel parçaları [61]	22
Şekil 2.9. (a) Simetrik NACA profili	25
Şekil 2.10. Simetrik NACA profillerinin kalınlık karşılaştırması [63]	25
Şekil 2.11. Ayar kanadı çıkışındaki akış	26
Şekil 2.12. Çark ve ayar kanatları arasındaki parçacığa etkiyen kuvvetler	28
Şekil 2.13. Ayar kanadının meridyonel kesitleri	30
Şekil 3.1. H-Ağ topolojisi	38
Şekil 3.2. J-Ağ topolojisi	38
Şekil 3.3. L-Ağ topolojisi	39
Şekil 3.4. C-Ağ topolojisi	39
Şekil 3.5. H/J/C/L-Ağ topolojisi	40
Şekil 3.6. Ayar kanatları etrafında kullanılan çözüm ağı	41
Şekil 4.1. Ataköy HES ayar kanadının kalınlık profili	46
Şekil 4.2. Ataköy HES ayar kanatlarının akış alanı	47
Şekil 4.3. HAD yardımıyla tasarım süreci	48
Şekil 5.1. Ataköy HES için hazırlanan ayar kanadı modeli	51

Şekil 5.2. Ayar kanatları çözüm ağı	51
Şekil 5.3. Kanat yüklemesi diyagramı	52
Şekil 5.4. Akış doğrultusu boyunca statik ve toplam basınç	53
Şekil 5.5. Akış doğrultusu boyunca hız değişimi	54
Şekil 5.6. Akış doğrultusu boyunca beta değişimi	54
Şekil 5.7. Ayar kanatları etrafında toplam basınç dağılımı	55
Şekil 5.8. Ayar kanatları etrafında basınç dağılımı	56
Şekil 5.9. Ayar kanadı üzerindeki hız dağılımı ve hız vektörleri	57
Şekil 5.10. Ayar kanatları etrafındaki akış iplikçikleri	57
Şekil 5.11. Yuvacık HES için hazırlanan ayar kanadı modeli	59
Şekil 5.12. Ayar kanatları çözüm ağı	59
Şekil 5.13. Kanat yüklemesi diyagramı	60
Şekil 5.14. Akış doğrultusu boyunca statik ve toplam basınç	61
Şekil 5.15. Akış doğrultusu boyunca hız değişimi	61
Şekil 5.16. Akış doğrultusu boyunca beta değişimi	62
Şekil 5.17. Ayar kanatları etrafında toplam basınç dağılımı	63
Şekil 5.18. Ayar kanatları etrafında basınç dağılımı	64
Şekil 5.19. Ayar kanadı üzerindeki hız dağılımı ve hız vektörleri	65
Şekil 5.20. Ayar kanatları etrafındaki akış iplikçikleri	65
Şekil 5.21. Ataköy ve Yuvacık HES için NACA profillerine bağlı olarak tork değişimi	68
Şekil 5.22. Ataköy ve Yuvacık HES için NACA profillerine bağlı olarak hız değişimi	68
Şekil 5.23. Ataköy ve Yuvacık HES için NACA profillerine bağlı olarak kayıptaki değişim	69
Şekil 5. 24. Ataköy ve Yuvacık HES için NACA profillerine bağlı olarak çıkış açısı değişimi	69
Şekil 5.25. Ataköy HES ayar kanatlarının sabit eksentrisitelerde kanat açısı değişiminin çıkış açısına etkileri	73
Şekil 5.26. Ataköy HES ayar kanatlarının sabit eksentrisitelerde kanat açısı değişiminin çıkış açısına etkileri	74

Şekil 5.27. Ataköy HES ayar kanatlarının sabit eksentrisitelerde kanat açısı değişiminin tork değerine etkileri	74
Şekil 5.28. Yuvacık HES ayar kanatlarının sabit eksentrisitelerde kanat açısı değişiminin tork değerine etkileri	75
Şekil 5.29. Ataköy HES ayar kanatlarının sabit kanat açısında (tasarım açısı) eksentrisite değişiminin çıkış açısına etkisi	76
Şekil 5.30. Yuvacık HES ayar kanatlarının sabit kanat açısında (tasarım açısı) eksentrisite değişiminin çıkış açısına etkisi	76
Şekil 5.31. Ataköy HES ayar kanatlarının sabit kanat açısında (tasarım açısı) eksentrisite değişiminin tork değerine etkisi	77
Şekil 5.32. Yuvacık HES ayar kanatlarının sabit kanat açısında (tasarım açısı) eksentrisite değişiminin tork değerine etkisi	77
Şekil 5.33. Kanat sayısının kanat örtüşme yüzeyine bağlı değişimi	80
Şekil 5.34. Torkun kanat örtüşme yüzeyine bağlı değişimi	80
Şekil 5.35. Hızın kanat örtüşme yüzeyine bağlı değişimi	81
Şekil 5.36. Kaybın kapanma oranına bağlı değişimi	81
Şekil 5.37. Çark kanatlarına giriş basıncının iki komponent arasındaki mesafeye bağlı değişimi	84
Şekil 5.38. Ayar kanatları kaybının iki komponent arasındaki mesafeye bağlı değişimi	84

KISALTMALAR

Kisaltmalar	Açıklama
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

SEMBOLLERİN LİSTESİ

Sembol	Açıklama
A_1	Çark giriş alanı
b_0	Ayar kanadı yüksekliği
c	Akış alanı içindeki kapalı bir eğri
c'	Kord uzunluğu
C_m	Meridyonel Hız
C_u	Çevresel Hız
D	Çarkın referans çapı
D_g	Ayar kanadı merkezlerinin çapı
dl	Akış alanı içinde kapalı bir eğrinin diferansiyel doğru parçası
D_{max}	Maksimum dış çap
D_s	Türbin mili çapı
D_0	Ayar kanatları çıkış çapı
D_1	Çark giriş çapı
D_2	Çark çıkış çapı
e	Eksentrisite
f	Frekans
g	Yerçekimi ivmesi
H	Düşü
H_d	Türbin net düşüsü
h_L	Düşü kaybı
H_s	Statik düşü
k	Türbülans kinetik enerjisi
L	Açısal momentum
L_g	Ayar kanadı eğrilik uzunluğu
M_o	Dönme merkezi O etrafındaki moment
n	Çarkın dönme hızı
n_q	Çarkın özgül hızı
n_{senk}	Senkronize hız
P	Toplam Hidrolik güç
P_d	Türbin tarafından üretilen güç
P_u	Yatay yöndeki kuvvetler
P_r	Düşey yöndeki kuvvetler
P_t	Toplam basınç
P_s	Statik basınç
P_d'	Dinamik basınç
Q	Debi
Q_d	Tasarım debisi

t	Kord yüzdesi cinsinden maksimum kalınlık
t_g	Ayar kanatları arasındaki dikey mesafe
u	Çark kanadının çevresel hızı
V	Akış hızı vektörü
V_0	Ayar kanadı çıkışındaki hız vektörü
V_{ou}	Ayar kanadı çıkışındaki çevresel vektör bileşeni
V_{0r}	Ayar kanadı çıkışındaki radyal vektör bileşeni
V_{1m}	Çarkın meridyonel giriş hızı
x	Orijinden kord uzunluğu kadar ilerleyince gidilen x koordinatı
y	Verilen x değeri ile hesaplanan yarım kalınlık değeri
α	Ayar kanadı açıklığı
α_0	Teğetsel yönle yapılan açı
ε	Epsilon
η	Türbin verimliliği
ρ	Su yoğunluğu
Γ	Çevrinti
Γ_0	Ayar kanatları tarafından meydana getirilen çevrinti
Γ_1	Çark girişindeki çevrinti
Γ_2	Çark çıkışındaki çevrinti
Φ	Akış katsayısı
Ψ	Düşü katsayısı
ω	Açısal hız

1. GİRİŞ

1.1. Dünyada ve Türkiye’de Hidrolik Enerji

Doğal kaynaklardan (güneş ışığı, rüzgar, yağmur, jeotermal ısı gibi) elde edilen enerjiye yenilenebilir enerji denir. Günümüzde, büyüyen ekonomilerin bir sonucu olarak, artan enerji ihtiyacıyla birlikte yenilenebilir enerjinin önemi de artmıştır [1]. Hidrolik türbinler, fosil yakıt veya nükleer güç kullanarak çalışan makinelerin aksine, çevrede herhangi bir zararlı emisyonu sebep olmaksızın suyun temiz ve sürdürülebilir enerjisinden faydalanırlar [2]. Büyük veya küçük ayırt etmeksizin hidroelektrik santraller, elektrik üretimi için dünyanın en önemli yenilenebilir enerji kaynaklarıdır [3]. Bununla beraber büyük miktarda enerji depolamak için hidro güç en iyi yöntemlerden birisidir [4]. Hidro güç kullanarak üretilen enerjiye hidroelektrik adı verilir. Hidroelektrik santraller, elektrik üretiminin yanısıra sel oluşumunu engellerler, su kaynağı teşkil ederler ve hatta ulaşımda dahi kullanılırlar [4]. Ayrıca bir hidroelektrik santralin kurulum maliyeti, termik santralinkine göre çok daha düşüktür [2]. Hidroelektrik santraller, dünyadaki toplam elektriğin yaklaşık 1/5’ini karşılarlar [5].

Türkiye’nin coğrafik konumu ve topografik yapısı, rüzgar veya güneşten enerji elde etmek yerine, sudan enerji elde etmeye daha uygundur [6]. 1990 yılında Türkiye’nin toplam elektrik üretimi Dünya elektrik üretiminin %0,5’ini oluştururken, 2010 yılında %1 düzeyine çıkmıştır [7].

Türkiye’de Cumhuriyet tarihinin ilk barajı olan Çubuk 1 Barajı 1936 yılında açılmış ve o tarihten beri gerek küçük, gerek büyük ölçekli hidroelektrik santraller inşa edilmektedir [8]. Her ne kadar bu konuda Türkiye’nin geniş bir bilgi birikimi olsa da, türbin tasarımı için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) araçlarının kullanımı oldukça yenidir ve ne yazık ki bu konuda yeterli bil – yap henüz tam olarak mevcut değildir.

1.2. Çalışmanın Amaç ve Kapsamı

Öncelikle Francis türbinindeki akışın zamana bağımlı hale gelmesine sebep olan ayar kanadı – çark (rotor – stator) ilişkisi incelenmiştir. Çark kanatları, ayar kanatlarının kuyruk kenarlarının arkasından gelen çevrintiye maruz kaldıkça; ciddi bir hız, akış açısı ve basınç değişimine maruz kalırlar. Bu da çark kanatları üzerinde ciddi bir dinamik kuvvete, dolayısıyla şekil değişimine kadar varabilecek yüklere sebep olur. Bu sebeple de, çark üzerindeki basınç değişimlerini, dolayısıyla dinamik yükü en aza indirecek ve mümkün olduğunca düzgün bir akış karakteristiği sağlayabilecek ayar kanadı – çark mesafesi bulunmuştur. Bunun için, söz konusu iki parça çözüm ağırları kullanılarak bağlanacak ve buradaki akış, aynı sınır koşulları kullanılarak, değişik çözüm ağı mesafeleriyle çözülmüştür.

Senkron bir şekilde açılıp kapanabilen ayar kanatlarının üzerindeki yük, kanat eksenine kuvvet ve tork olarak iletilir. Kuvvet vektörünün ayar kanadı eksenine göre pozisyonu, oradaki tork büyüklüğünü etkiler. Maksimum tork miktarı da türbin regülasyon sisteminin mekanik tasarımını direkt olarak etkilediği için, bu değer mümkün olduğunca minimize edilmeye çalışılır. Bu çalışmada ikinci olarak, farklı eksentrisite ve ayar kanadı açıklığı değerleri için tork değerleri elde edilecek ve çalışılan aralık için türbin regülasyon sistemi üzerindeki yük minimuma indirilecektir. Ayrıca bu üç parametre arasındaki ilişki de elde edilmiştir. Eksentrisite; eksen pozisyonu ile ayar kanatlarının orta noktasından geçen eksen arasındaki mesafedir. Orijinal tasarımda bu değer sıfır olarak alınır. Bu çalışmada da, $e = 25, 35, 50, 65, 75$ değerleri ve tam kapalıdan en iyi açıklığın 5° fazlası açıklığa kadar değişen ayar kanadı açıklıkları kullanılmıştır.

Üçüncü olarak, ayar kanadı profil tasarımında kullanılan NACA profilleri değiştirilerek, bu değişikliğin ayar kanadı çıkış açısı ve akış ayrılması üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bunun için NACA 0010, 0012, 0015, 0018, 0024 ve 0036 profilleri kullanılmıştır.

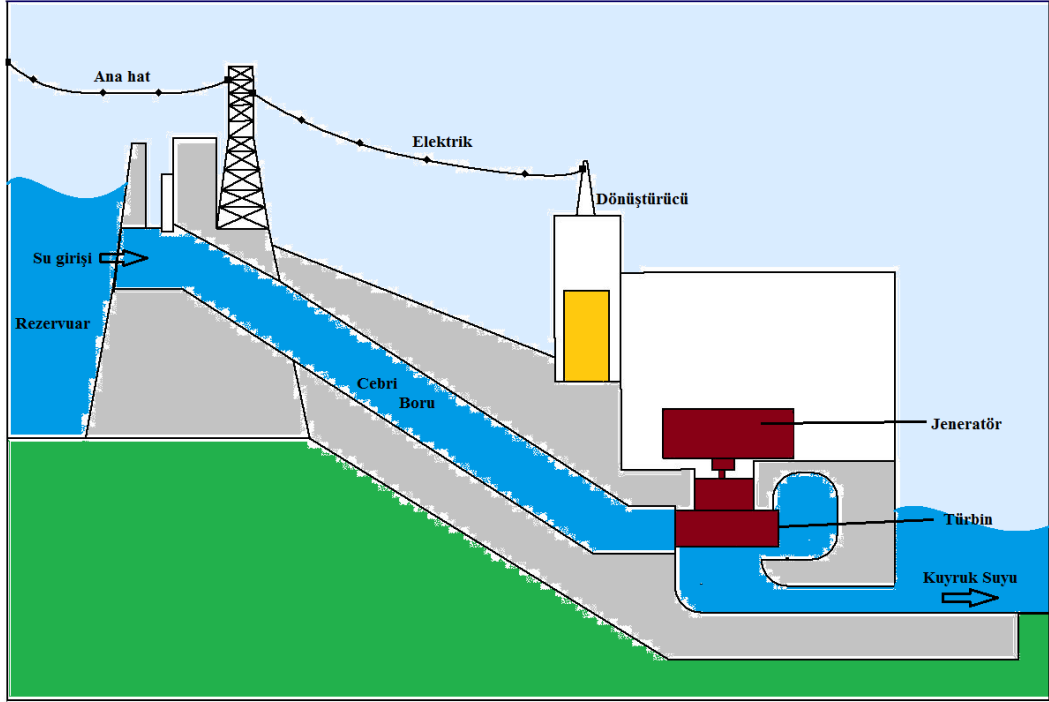
Bu çalışmada son olarak, ayar kanatlarının birbirleri üzerine kapanma yüzeylerinin yüzdesi değiştirilerek, bunun ayar kanadı sayısı üzerine etkisi incelenmiştir. Ayar kanadı profili uzunluğuna L , iki komşu kanadın orta çizgileri arasındaki yatay mesafeye t denirse, tam kapanmayı sağlamak için L/t oranı her zaman 1'e eşit ya da 1'den büyük olmalıdır. Genellikle iki ayar kanadı arasındaki örtüşme yüzeyi %10 olarak belirlenmiştir. Bu yüzdenin artırılması veya azaltılmasıyla, sabit bir ayar kanadı çember çapı için, ayar kanadı sayısının hangi oranda değiştiği incelenmektedir.

1.3. Literatür Araştırması

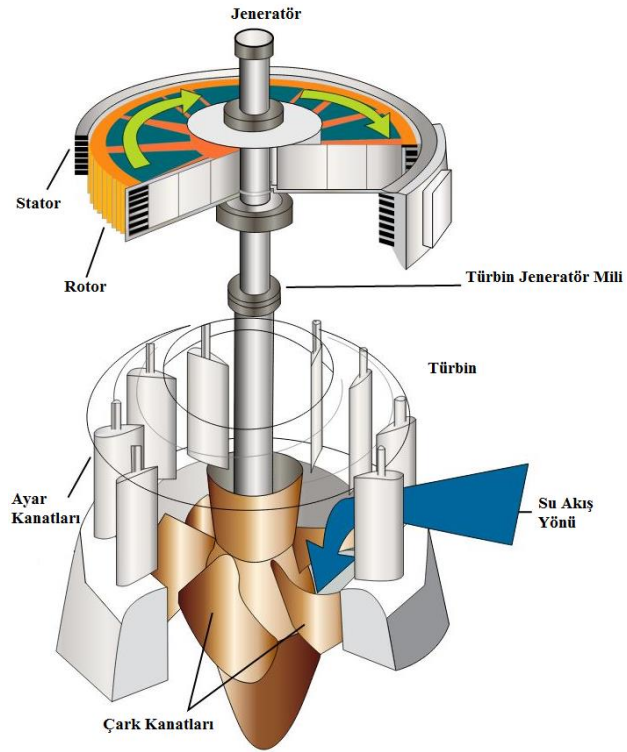
1.3.1. Hidrolik Türbinler

Hidroelektrik santrallerdeki enerji dönüşümünü sağlayan makinelere hidrolik türbin adı verilir. Çok uzun yıllardan beri gelişmekte olduklarından, yakın zamanda verimlilikleri %95'e kadar yükselmiştir. Ayrıca enerji depolayabilme kabiliyetleri ve günlük değişen elektrik ihtiyacını karşılayabilmelerinden dolayı, hidroelektrik santraller öne çıkan bir seçim haline gelmişlerdir [9].

Hidrolik türbinler, bir hidroelektrik santraldeki en kritik bileşendir. İstenilen enerji – elektrik dönüşümünü sağlamanın yanı sıra, tüm santralin verimliliğini ve maliyetini de etkiler [10]. Bir hidrolik türbinden beklenen, bütün çalışma aralığı boyunca maksimum gücü üretmesinin yanısıra, beklenmeyen ve/veya istenmeyen her türlü durumun önüne geçmesidir [11]. Şekil 1.1'de görüldüğü gibi, rezervuarda biriken su, potansiyel enerjiye sahiptir. Su, cebri borular yardımıyla türbine doğru taşınırken, bu potansiyel enerji de kinetik enerjiye çevrilir. Türbin girişine ulaşan basınçlı su, çeşitli komponentlerden geçtikten sonra çarka ulaşır ve çark ve türbin şaftının dönmesini sağlar. Ardından da jeneratör sayesinde elektrik enerjisi üretilir [12]. Türbin ve jeneratör arasındaki ilişki, Şekil 1.1'de gösterilmiştir.



Şekil 1.1. Bir hidroelektrik santralin genel yapısı



Şekil 1.2. Türbin ve jeneratör yapısı [13]

Hidrolik türbinler, çalışma prensiplerine göre, aksiyon ve reaksiyon türbinleri olmak üzere iki temel gruba ayrılırlar.

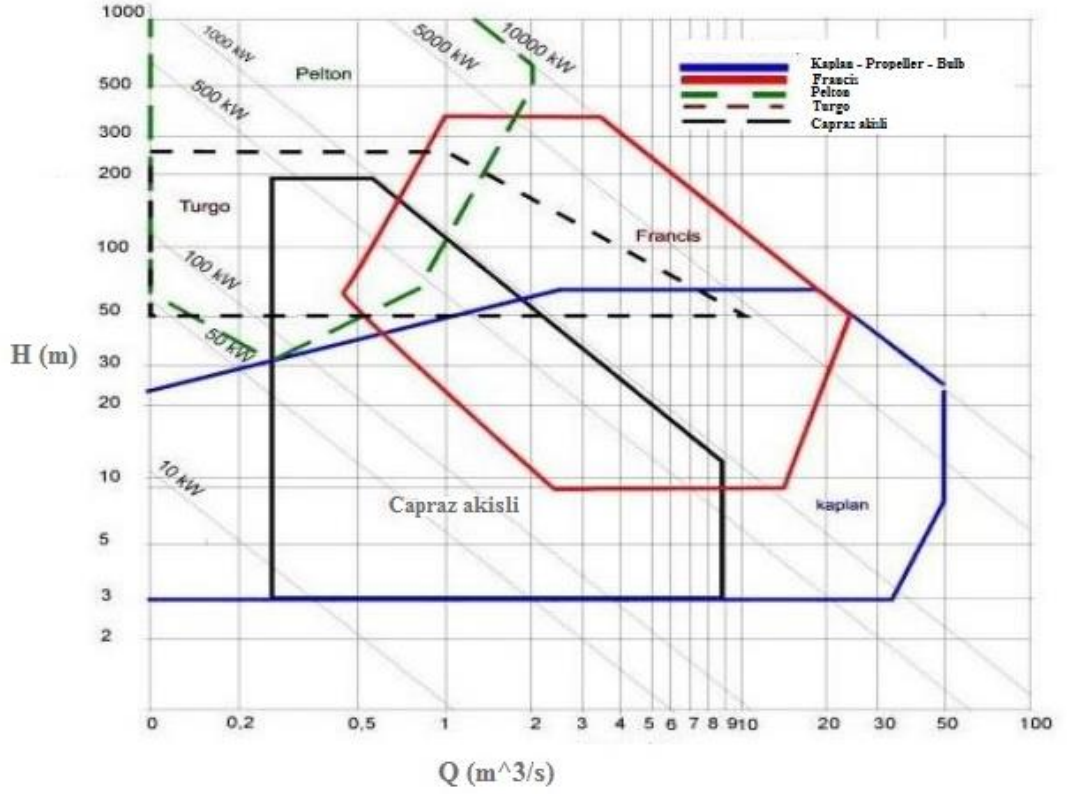
- **Aksiyon türbinleri:** Bu türbinler, momentum prensibi temelli olarak çalışırlar. Yüksek düşü ve düşük debide çalışan makinelerdir. Rotorda, yani çarkta, hiç basınç düşümü gerçekleşmez. Su, daralan bir boru sisteminden (nozül) geçirilerek hızlandırılıp su jeti formuna dönüştürülür. Bu esnada, basınç düşümünün tamamı gerçekleşir. Su, çarka bu formdayken ulaşır [14]. Bu etki de, çark kanatları üzerinde bir kuvvet yaratarak çarkın dönmesini sağlar. Akış, bu türbinlerde çark etrafında basınçlı değildir [12]. Pelton tipi türbinler, aksiyon türbinlerine örnektir.

- **Tepki türbinleri:** Aksiyon tipi türbinlerin aksine akış, bu tip makinelerde türbin boyunca basınçlıdır. Basınç düşümünün bir kısmı rotorda, bir kısmı statorda gerçekleşir. Suyun potansiyel enerjisi hız artışıyla kinetik enerjiye çevrilir. Suyun enerjisi çarka kanatlar boyunca sağlanan bir basınç düşümüyle iletilir. Francis ve Kaplan türbinleri, reaksiyon türbinlerine örnektir [14].

Kullanılacak hidrolik türbin tipine karar verirken, mevcut debi ve düşü değerleri yardımıyla türbin hızı belirlenir [4]. Bu parametreler kullanılarak, eldeki veriler hangi aralığa düşüyorsa, en uygun türbin tipi seçilir. Bu ayırım için uygulamada kullanılan bir çizelge, Çizelge 1 ve Şekil 1.3'te verilmiştir.

Çizelge 1.1: Türbin tiplerinin özgül hız ve düşü aralıkları [15]

Türbin Tipi			Özgül Hız (devir/dakika)	Maksimum Düşü (m)
Aksiyon	Pelton		7 – 26	1800 – 350
Reaksiyon	Francis	Yavaş	51 – 107	700 – 410
		Orta	107 – 190	410 – 150
		Hızlı	190 – 250	150 – 64
	Kaplan		250 - 300	50 – 6

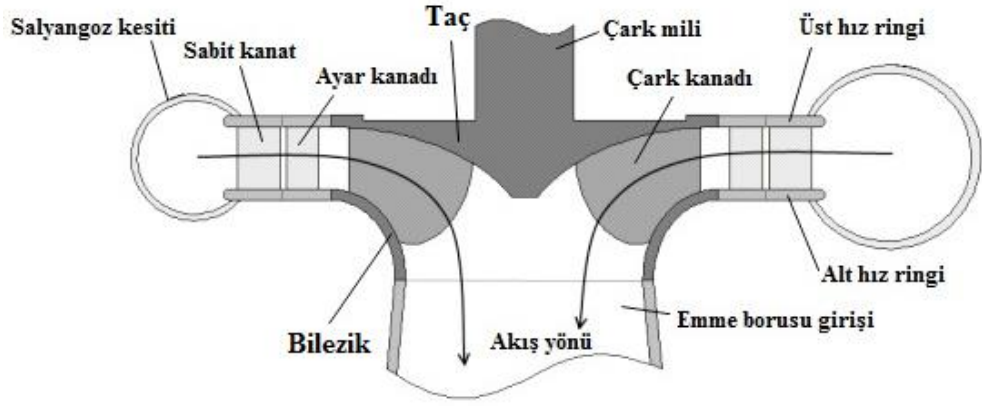


Şekil 1.3. Türbin seçim çizelgesi [16]

1.3.2. Francis Türbinleri

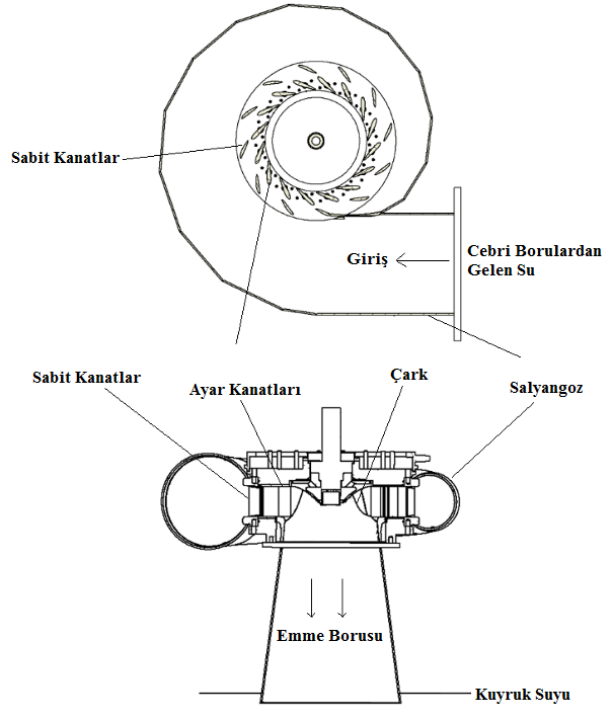
İlk reaksiyon türbini 1850'li yıllarda Francis ve arkadaşları tarafından Lowell, Massachusetts'de gerçekleştirilmiştir [17]. Her ne kadar günümüzdeki Francis türbinlerinin yapısı çok fazla değişip geliştirse de, temelde hala radyal giriş prensibine bağlı kalmışlardır [18]. Son 40 yılda Francis türbinleri 800 MW'a kadar güç üretebilme kapasitesine sahip hale gelmişlerdir [19]. Francis türbinlerinin geniş bir çalışma aralığına sahip olması, gerek küçük ölçekli, gerekse büyük ölçekli hidroelektrik santrallerde kullanılmasına olanak sağlamaktadır [20]. Bu da Francis türbininin çok daha yaygın bir şekilde kullanılmasına sebep olmaktadır [21].

Şekil 1.4'te de görüldüğü gibi su, Francis türbinine radyal yönde girip, aksiyel yönde türbini terk eder.



Şekil 1.4. Meridyonel ekseninde Francis türbini gösterimi [12]

Türbin boyunca basınçlı olan su, cebri borulardan geçerek türbine ulaşır. Francis türbininin salyangoz, sabit kanatlar, ayar kanatları, çark ve emme borusu olmak üzere 5 temel parçası vardır. Bu parçalar, Şekil 1.5'te gösterilmiştir.



Şekil 1.5. Francis türbinin temel parçaları [22]

- *Salyangoz:* Sabit kanatlar etrafında akışın düzgün dağılımını sağlar. Akış, sabit kanatlara doğru ilerledikçe, salyangozun kesit alanı daralır, bu şekilde de sabit kanatların girişinde hız ve açısal momentum sabit kalır [23]. Ayrıca bu şekilde ayar kanatlarından da eşit miktarda debinin geçmesi sağlanır [24].
- *Sabit Kanatlar:* Sabit kanatların esas fonksiyonu yapısaldır. Üst ve alt hız ringlerini bağlayarak yapısal dayanımı sağlarlar [15]. Salyangozda oluşan gerilime dayanırlar. Bununla beraber, akışın minimum hidrolik kayıpla ve doğru açıyla ayar kanatlara girmesini sağlarlar [25].
- *Ayar Kanatları:* Akışın doğru açıyla çarka girmesini sağlarlar. Kendi eksenleri etrafında dönerek, net akış alanını değiştirmek suretiyle debiyi kontrol ederler. Bu da ayar kanatlarının, türbinden üretilecek gücün kontrol edebilen tek komponent olmasını sağlar [2]. Ayrıca, çark girişinde gerekli olan girdabı yaratırlar [26].
- *Çark:* Ayar kanatlarını terk eden su, çark kanatlarına ulaşır. Bu çarpmanın etkisiyle, suyun kinetik enerjisinin dönüşümü sağlanır ve elektrik üretimini sağlamak için jeneratör shaftı dönmeye başlar. Çark, türbin verimliliğini etkileyen en önemli parçadır [12]. Francis türbinin çark kanatları sabittir.
- *Emme borusu:* Çark çıkışı ve kuyruk suyu arasındaki bağlantıyı sağlar. Giderek artan kesit alanıyla, çarktan minimum enerjiyle çıkan suyun basıncının, kuyruk suyuna gelene kadar artmasını sağlar [12]. Aynı zamanda bu şekilde türbin verimliliğinin artmasını da sağlar [27].

1.3.3. Hidrolik Türbin Tasarımlarında Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) Kullanımı

Klasik türbin tasarım yöntemleri yüz yılı aşkın bir süredir geliştirilmektedir; fakat klasik tasarım, deneylerden elde edilen istatistiksel sonuçlar üzerine kurulmuş ve geliştirilmiştir [28,29,30]. Geleneksel tasarım, hidrolik laboratuvarlarda gerçekleştirilen model test, ölçüm ve deneylerin performans sonuçlarına bağlıdır [31]. Bununla beraber testler model türbinin imalatını gerektirdiği için toplam araştırma – geliştirme bütçesinin önemli bir kısmına mal olmaktadır [32]. Bu testler için ciddi miktarda zaman gerekmektedir [33]. Buna ek olarak, bu yöntemlerle istenilen performans yakalanamadığı takdirde, sıkıntının hangi parçada ve ne şekilde olduğu

belirlenmemektedir. Bu problemlerin çözülmesi, hidroelektrik santralin çok daha verimli çalışmasını ve kayıpların indirgenmesini sağlayacaktır. Bu da, türbindeki akışın daha iyi bir şekilde anlaşılmasına ve gözlemlenmesine bağlıdır [34]. Bu amaçlar doğrultusunda, hidrolik makinelerdeki akışı simüle ve analiz etmek için HAD kullanımını günümüzde standart bir prosedür haline gelmiştir [35]. Geçtiğimiz 20 yılda, bilgisayar gücündeki artış da bunu tetiklemiştir [36]. Bununla beraber son 10 yılda hidrolik makinelerdeki verimlilik artışı, HAD bazlı tasarım teknikleriyle gerçekleştirilebilmiştir [24]. HAD yöntemlerinin türbin modellemedeki başarısı, kompleks geometrilerin basit denklemlerle yüksek kesinlikte çözüm sağlamasından ileri gelmektedir [37]. Çözüm için uygun metot kullanıldığı takdirde, kullanılan HAD araçları gerçekçi güç ve verimlilik değerleri vermektedir [38,39,40]. HAD araçları, türbin içerisindeki akışı gözlemleyebilmek için ucuz ve efektif bir yöntemdir. Bu sayede, akıştaki herhangi bir problem kolayca belirlenebilir ve müdahale edilebilir hale gelmiştir [41].

İlk başlarda, türbin analizi için yapılan uygulamalar oldukça kısıtlı olduğundan, iki boyutta yapılmaktaydı [37]. Fakat bilhassa türbin çarkı geometrilerinin, iki boyutta çözülemeyecek kadar karmaşık olması, daha ciddi ayrıştırma yapılarına ihtiyaç duyulması, vortisite ve viskosite terimlerinin gerekliliği gibi sebeplerden dolayı önce Euler denklemlerini içeren, ardından da Reynolds Ortalamalı Navier Stokes (RANS) denklemlerini çözen üç boyutlu kodlar geliştirilmiştir [12].

[42]'de yapılan bir çalışmayla HAD yazılımlarının doğruluğu ispatlanmıştır. Ayrıca model test sonuçları ve HAD analizleri karşılaştırıldığı zaman, yeterince iyi sonuçlar elde edilmiştir [43, 44, 45, 46].

ANSYS Workbench'in içinde bulunan Turbo – Mode sayesinde, turbo makine simülasyonları kullanıcı tarafından oldukça basit bir şekilde başlatılabilmektedir. Bununla beraber, çözüm ağını değiştirmek, yeni komponent eklemek gibi uygulamalar, bu modül sayesinde çok daha az emek sarf ederek gerçekleştirilebilmektedir [47].

1.4. Tezin Tanımı

Bu çalışmada, Francis tipi su türbinleri ayar kanatlarının teorik tasarımı, HAD uygulamaları ve boyutsal tasarım parametrelerinin değişimi ile akışın ne şekilde değiştiği anlatılmış ve incelenmiştir.

Bölüm 1’de, Dünya ve Türkiye’deki hidrolik enerji, çalışmanın kapsamı, hidrolik türbinlerle ilgili genel bilgiler, Francis türbinleri ve hidrolik türbin tasarımlarında HAD kullanımından bahsedilmiştir.

Bölüm 2’de, tasarım yöntemine genel bakış detaylı olarak anlatılmış ve tasarıma başlarken kullanılan girdi parametreleri açıklanmıştır. Bunun yanında, tasarım için gerekli olan geleneksel tasarım parametrelerinden ve indirgenmiş türbin parametrelerinden bahsedilmiştir. Kullanılacak türbin tipine nasıl karar verildiği, türbin çark boyutlarının nasıl belirlendiği ve meridyonel profilin ne anlam ifade edildiği anlatılmıştır. Ayar kanatlarının fonksiyonları detaylı olarak açıklanmış ve kanat tasarımında bilgisayar programlarının kullanımından bahsedilmiştir.

Bölüm 3’te ise HAD metodolojisi detaylı olarak anlatılmıştır. HAD analizleri sırasında kullanılan denklemler, çözüm yöntemleri, türbülans modeli, adveksiyon ve ayrıklaştırma şemaları açıklanmıştır. Bununla beraber çözüm ağlarından ve çözüm ağı topolojilerinden bahsedilmiştir.

Bölüm 4’te problem spesifikasyonlarından girdi değerlerinden bahsedilmiştir. Bu bölümde, mevcut çalışmada kullanılan Ataköy ve Yuvacık HES ayar kanatları için yapılan bütün hesaplamalar detaylı olarak anlatılmıştır.

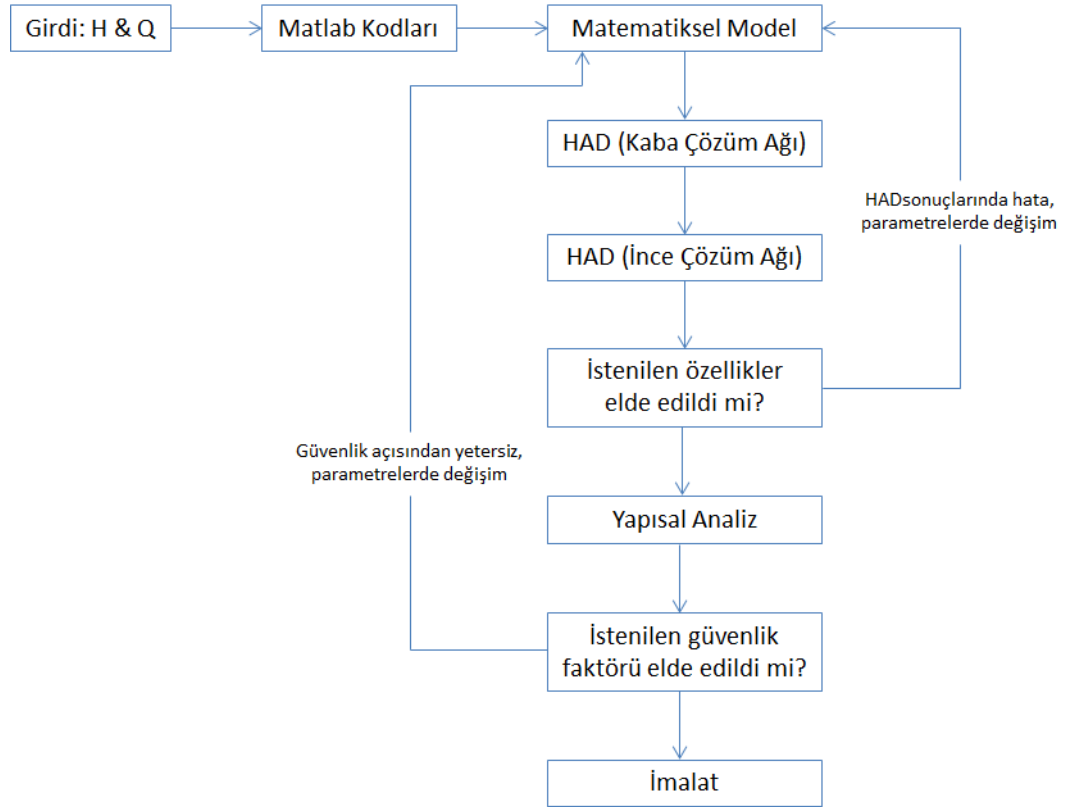
Bölüm 5’te her iki türbinin ayar kanatları için gerçekleştirilen tasarımların sonuçları verilmiştir. Bununla beraber, yapılan 4 ayrı parametrik çalışmanın sonuçları verilmiş ve sebepleri irdelenmiştir.

Son olarak Bölüm 6’da ise, elde edilen sonuçların değerlendirmesi yapılmış ve yapılan çalışmayla beraber elde edilen sonuçların kısa bir özeti verilmiştir.

2. TASARIM YÖNTEMİ

2.1. Yönteme Genel Bakış

Her türbin projesi, farklı debi ve düşü değerlerinden dolayı, kendine özgü yeni bir tasarım gerektirmektedir [48]. Her tasarımın en temel amacı, bütün çalışma aralığı boyunca verimliliği artırmak ve oluşabilecek her türlü problemi engellemektir [49,50]. Tasarım sürecini kısaltmak ve kolaylaştırmak adına, her parça için, Şekil 2.1’de verilmiş olan yöntemler kullanılmıştır [19]. Bu yöntemin doğrulaması ise, daha önce birçok türbin tasarımında kullanılarak ve istenilen sonuçlar elde edilerek yaptırılmıştır.



Şekil 2.1. Tasarım metodolojisi

İzlenen yöntemin ilk basamağı, türbinin ön tasarımıdır. Ön tasarımda yapılan boyutlandırma için debi ve düşü değerleri kullanılmaktadır. Bunun içinse, çeşitli ampirik ve teorik formüller içeren Matlab kodları geliştirilmiştir. Sadece bu kodları kullanarak, akış ayrılması, kavitasyon gibi istenmeyen durumları ön görülemeyeceği

için, HAD kullanılarak bu parçalar optimize edilir. Bu yüzden de katı model oluşturma ve HAD analizleri arasında bir döngü mevcuttur. Bu, iteratif bir süreçtir. İstenilen akış koşulları ve türbin parametreleri elde edilene dek devam eder.

Türbin parçalarının geometrilerindeki çok ufak değişimler, akış ve verimlilik açısından çok ciddi farklılıklara sebep olabilir. HAD kullanılarak parçaların istenilen akış koşullarını sağlamalarının ardından, gerekli yapısal dayanımı sağlayıp sağlamadıkları kontrol edilir. Eğer sağlamıyorsa, tekrar matematiksel model değiştirilir ve HAD analizleri yapılır. Yeni geometriyle istenilen koşulların elde edilmesinin ardından tekrar yapısal dayanım kontrol edilir ve istenilen dayanımı sağladığı görülüyorsa, üretim aşamasına geçilir.

2.2. Giriş Parametreleri

Türbin tasarımında kullanılan temel girdiler, debi ve düşü değerleridir.

- **Debi:**

Bütün hidrolik yapılar, sistemden geçecek kendilerine özgü bir tasarım debisine göre tasarlanırlar. Optimum enerji üretimi için, fizibilite analizleri sırasında çeşitli debi değerleri denenir. Optimum tasarım debisine karar verildikten sonra, hidrolik yapıya, su yollarının sayısına ve türbin sayısına karar verilip tasarım debisine, Q_d , karar verilir [12]. Debi değerinin büyüklüğü, türbinden elde edilecek güç üzerinde büyük rol oynar.

- **Düşü:**

Bir sistemdeki hidrolik kayıpları, o sistemin debisi belirler. Sistemin net düşüsüne, dolayısıyla tasarım düşüsü değerine karar verilir. Tasarım düşüsü ve debisi belirlendikten sonra esas tasarım aşamasına geçilebilir [12].

Türbinin tasarım düşüsü Şekil 2.2'de de gösterildiği gibi türbinin giriş ve çıkışı arasındaki enerji farkıdır. Denklem 2.1 ile ifade edilebilir.

$$H_d = e_1 - e_{çıkış} \quad (2.1)$$

Denklem 2.4'deki H_s , statik düşüyü ifade etmektedir. Statik düşü ise göl seviyesi ve kuyruk suyu seviyesi arasındaki yükseklik farkıdır.

Türbin çıkışındaki özgül enerjiyi hesaplamak için, türbin çıkışı seviyesi kuyruk suyu seviyesine eşit alınır. Bu değer ise Denklem 2.5'teki eşitlik ile ifade edilir.

$$e_{\text{çıkış}} = e_2 = \frac{v_2^2}{2g} \quad (2.5)$$

Son olarak e_1 ve $e_{\text{çıkış}}$ değerleri için bulunan eşitlikler, Denklem 2.1'e yerleştirilir ve türbin net düşüsü elde edilir.

$$H = H_s - h_l + \frac{v_0^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} \quad (2.6)$$

Denklem 2.6'daki hız terimleri arasındaki fark çok küçük olduğundan bu terimler ihmal edilir. Dolayısıyla, türbin net düşüsü Denklem 2.7'de verilen eşitlikle hesaplanır.

$$H_d = H_s - h_l \quad (2.7)$$

Farklı tasarım düşüleri, verimliliği artırmak için, farklı türbin çeşitleri gerektirir. Ayrıca tıpkı debi miktarı gibi, düşü değeri ortaya çıkacak güç miktarı üzerinde büyük etkiye sahiptir. Düşü değeri arttıkça, türbinin güç üretimi de artar.

2.3. Geleneksel Tasarım Parametreleri

Konvansiyonel tasarım parametreleri, hidrolik turbomakine teorisiyle beraber tüm türbin geometrisinin ilk tasarımının yapılmasına ve türbin kapasitesinin belirlenmesine olanak sağlar.

2.3.1. Verimlilik

Suyun potansiyel enerjisinin kinetik enerjiye çevrimi, türbin çarkının dönmesiyle sağlanır. Bu enerji de elektrik enerjisine çevrilmek üzere shaft tarafından jeneratöre aktarılır. Türbinin bu potansiyel enerjiyi çevirme kabiliyetine türbin verimliliği adı

verilir. Başka bir deyişle türbin hidrolik verimliliği, şafttan elde edilen gücün, mevcut sudan elde edilebilir hidrostatik güce oranı olarak ifade edilir. Türbin verimliliği ne kadar düşükse, elde edilen güç de o kadar yetersiz olur.

2.3.2. Güç

Türbinin net düşüsü (H_d) belirlendikten sonra, toplam hidrolik güç (P) hesaplanabilir.

$$P = \rho g Q_d H_d \quad (2.8)$$

Burada;

g : Yerçekimi ivmesi (m/s^2)

ρ : Su yoğunluğu (kg/m^3)

Q_d : Tasarım debisi (m^3/s)

H_d : Türbin düşüsü (m)

Türbin tarafından üretilen güç ise, Denklem 2.9'da verilen ifadeyle hesaplanır.

$$P_d = \rho g Q_d H_d \eta \quad (2.9)$$

Burada P_d , türbin tarafından üretilen güç olup, Watt cinsinden sonuç vermektedir.

2.3.3. Dönme Hızı

İlk tasarım aşamasında çarkın dönme hızı, türbin düşüsüne ve elde edilecek güç değerine bağlı olarak hesaplanır.

$$n = n_q \frac{H_d^{1.25}}{P_d^{0.5}} \quad (2.10)$$

$$n_q = \frac{C_{nq}}{H_d^{0.535}} \quad (2.11)$$

$$C_{nq} = \min(2600; 2600 - (200000 - P_d)/365) \quad (2.12)$$

Burada;

n: Çarkın dönme hızı (rpm)

n_q : Çarkın özgül hızı (metrik hp)

P_d : Türbin gücü (Watt)

Denklem 2.10, 2.11 ve 2.12’de verilen eşitlikler ampirik denklemlerdir. Denklem 2.10’da verilen eşitlikle hesaplanan dönme hızı, aslında türbin çarkının esas dönme hızı değildir. Dönme hızı ve düşü değerleri birlikte türbin jeneratörü için gerekli olan kutup sayısını belirlerler. Kutup sayısı, $(f * 60)/n$ ifadesine eşittir. Kutup sayısı kısıtlamasından dolayı da sadece belirli dönme hızları kullanılabilir. Bu belirli dönme hızlarına senkronize hız adı verilir ve Denlem 2.13’de verilen eşitlikle hesaplanır.

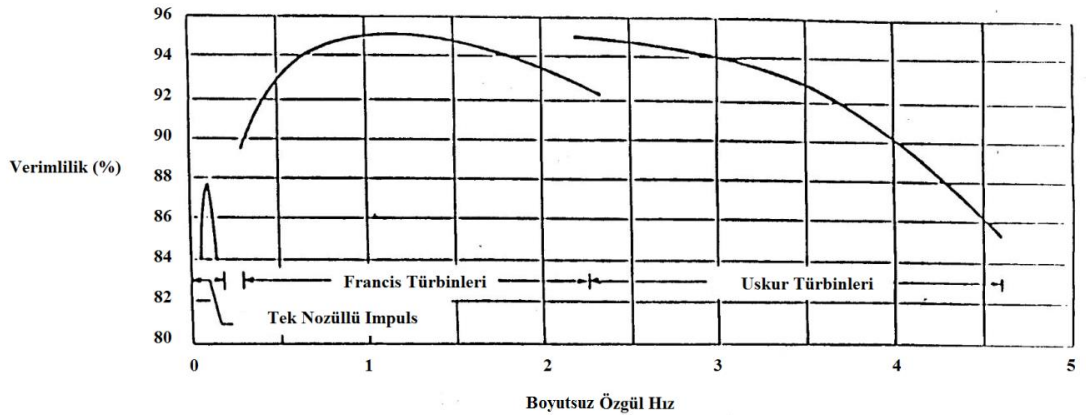
$$n_{senk} = \frac{120f}{2(kutup\ sayısı)} \quad (2.1)$$

Burada;

n_{senk} : Senkronize hız (rpm)

f: Frekans (Hertz)

Şekil 2.3’te türbin özgül hızına bağlı olarak verimlilik değerleri ve türbin tipleri verilmiştir. Bu şekilden de anlaşılacağı üzere, debi ve düşü değerleri kullanılarak hesaplanan özgül hız değeri, türbin tasarımında oldukça önemli bir parametredir.



Şekil 2.3. Özgül hıza bağlı olarak verimlilik ve türbin tipi [52]

2.3.4. Özgül Hız

Özgül hız (n_s), sıkıştırılmaz akışkanlarla çalışan turbomakine tasarımının en önemli parametrelerindendir. 1 metre düşü altında, 1hp güç üretmek için gerekli olan çark hızına verilen isimdir. Boyutsuz bir parametredir ve türbin karakteristiklerini belirler.

$$n_s = n_{senk} \frac{\sqrt{P}}{H^{5/4}} \quad (2.14)$$

Burada;

n_{senk} : Senkronize hız (rpm)

P_d : Türbin gücü (metrik hp)

H_d : Tasarım düşüsü (m)

n_s : Özgül hız (metrik hp)

Debi ve düşü değerleri kullanılarak da özgül hız değeri alternatif olarak Denklem 2.15'de verilen eşitlikle hesaplanabilir.

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q_d}}{H_d^{3/4}} \quad (2.15)$$

Burada;

n : Çarkın dönme hızı (rpm)

Q_d : Tasarım debisi değeri (m^3/s)

H_d : Türbin düşüsü (m)

2.3.5. İndirgenmiş Türbin Parametreleri

Türbin karakteristiklerini belirlemek için boyutsuz parametrelerden de faydalanılır. Bu boyutsuz parametrelerden en önemli ikisi düşü ve akış katsayısıdır. Bu katsayılar, kaviteasyon ve türbin verimliliğinin bir ölçütü olarak kullanılırlar. Düşü katsayısı, Denklem 2.16'da verilen ifadeyle hesaplanır.

$$\psi = \frac{H}{U^2/(2g)} \quad (2.16)$$

Akış katsayısı ise Denklem 17'deki eşitlik kullanılarak hesaplanır.

$$\Phi = \frac{Q}{UD^2\left(\frac{\pi}{4}\right)} \quad (2.17)$$

Burada;

Q: Debi (m³/s)

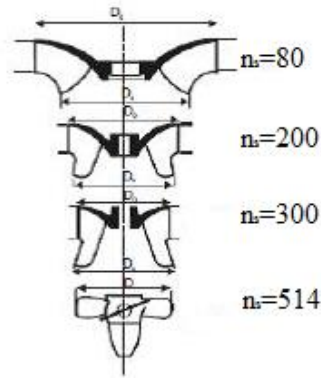
U: Çark kanadının çevresel hızı (m/s)

D: Çarkın referans çapı (m)

2.3.6. Türbin Tipi

Daha önce de belirtildiği gibi, debi ve düşü değerleri ve bunları kullanarak hesaplanan özgül hız değeri, türbin tipinin belirlenmesinde kullanılan öncelikli parametrelerdir.

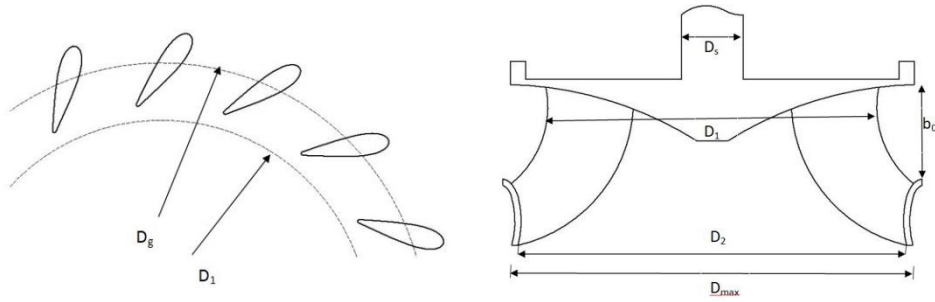
Özgül hızlarına bağlı olarak Francis türbinleri, düşük, orta ve yüksek hızlı olmak üzere ayrılırlar. Bu sınıflandırma da farklı çark şekillerine işaret eder. Türbin çarkının özgül hızı arttıkça, çark çapı küçülür [12]. Bu şekiller kesin bir tasarım belirlemese de, genel bir fikir vermek açısından önemlidir.



Şekil 2.4. Özgül hıza bağlı olarak çark çapları [53]

2.3.7. Türbin Çark Boyutları

Ayar kanatlarının tasarımına başlanabilmesi için, temel çark boyutları gereklidir. Çarkın ön tasarımının yapılabilmesi için de; çark hızına, özgül hıza ve tasarım düşüsüne ihtiyaç vardır. Bu parametreler bilindikten sonra, çarkın giriş, çıkış çapları ve ayar kanatlarının yüksekliği belirlenebilir. Şekil 2.5'te kanat ön tasarımı yaparken kullanılan parametreler verilmiştir.



Şekil 2.5. Ön tasarım parametreleri

Burada;

D_1 : Çark giriş çapı

D_2 : Çıkış çapı

D_{max} : Maksimum dış çap

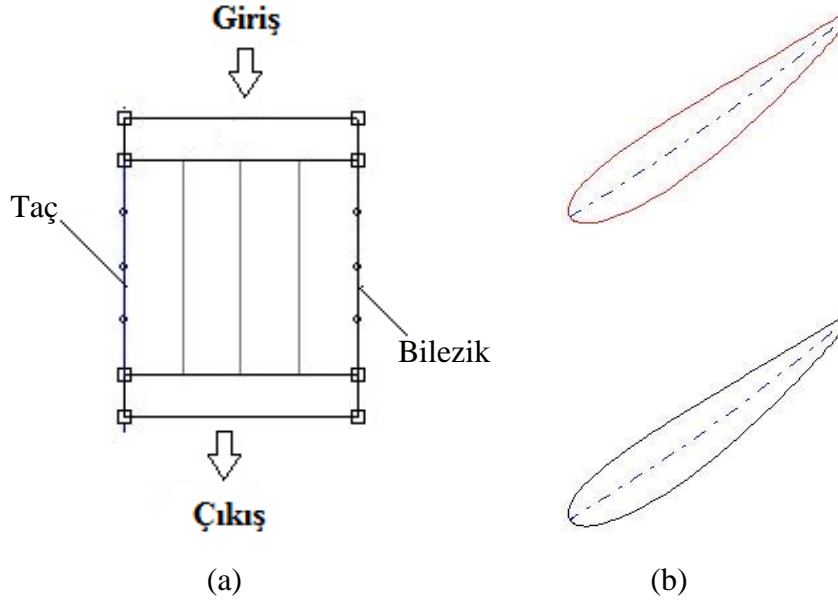
b_0 : Ayar kanadı yüksekliği

D_g : Ayar kanadı merkezlerinin çapı

D_s : Türbin mili çapı olarak ifade edilmiştir.

2.3.8. Meridyonel Profil

Kanat tasarımcıları, kanat geometrisini yüzeylerdeki nokta kafesleri olarak açıklarlar [54]. Ayrıca kanatlar, belirli radyal lokasyonlarda bulunan kesit alanları serisiyle tanımlanırlar [55]. Sabit kanat, ayar kanadı ve çark kanadı tasarımı yapılırken, geometri tanımları meridyonel profil tanımları kullanılarak yapılmıştır. Meridyonel profil, kanat profilinin radyal kesitteki izdüşümüdür. Bu profil tanımı ile, kanat geometrisini tanımlamak oldukça kolaylaşır.



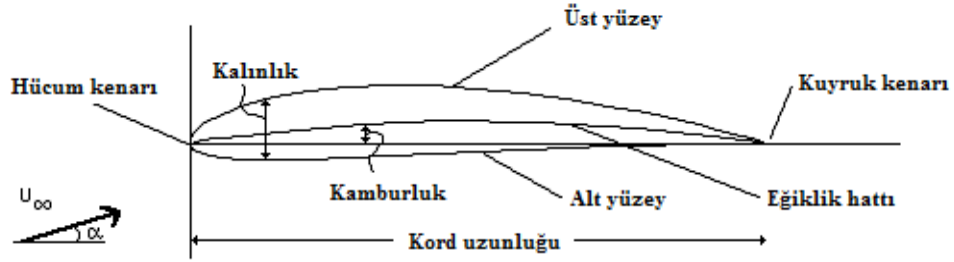
Şekil 2.6. (a) Ayar kanadı meridyonel profili
(b) Ayar kanadı üstten görünüşü

2.4. Ayar Kanatları

- Türbindeki akış regülasyonunu sağlarlar.
- Çark girişinde gerekli olan hız yönünü sağlayacak şekilde tasarlanırlar. Başka bir deyişle, suyun çarka doğru hız ve doğru açıyla girmesini sağlarlar. Ayrıca çarka girmeden önce nözül gibi davranarak suyun hızlanmasını sağlarlar.
- Ayar kanadı açıklığındaki değişiklik, debiyle beraber çarka giriş açısının da değişmesine sebep olur [56].
- Kendi eksenleri etrafında dönerek, akış debisini, dolayısıyla da üretilen gücü kontrol edebilen tek komponenttir [18].
- Mevcut olan kısmi basınç enerjisini kinetik enerjiye çevirir. Bu da çark girişinde gerekli olan girdabı yaratır [26].
- Çark girişinde debinin eşit bir şekilde dağılmasını sağlar [23].
- Akışı çark etrafında dağıtırlar.
- Millerinin dönme eksenleri, maksimum açılma durumunda çark kanatlarına değmeyecek şekilde yerleştirilmelidir.

- Bütün ayar kanatları, gerekli açığı sağlamak için senkron bir şekilde hareket ederler [57].
- Hidrolik türbinin optimal çalışma noktasını bulmada önemli bir rol oynarlar [58]. Bu noktada da, hidrolik kayıplar en aza iner.
- Ayar kanatları profilindeki herhangi bir değişiklik, türbin verimi üzerinde büyük değişikliklere sebep olabilir [59]. Bu sebeple türbinin hidrolik verimini yükseltecek optimal ölçüler kullanılmalıdır [11].
- Ayar kanatları, üreticinin vereceği karara göre, 1 veya 2 servo motorla kontrol edilir. Ayar kanatları tek bir servo motorla çalıştırıldığı zaman, güvenli bir operasyon için, kanatlar regülasyon çemberine bağlanır [60].

Şekil 2.7’de tipik bir ayar kanadı geometrisinin komponentleri verilmiştir.

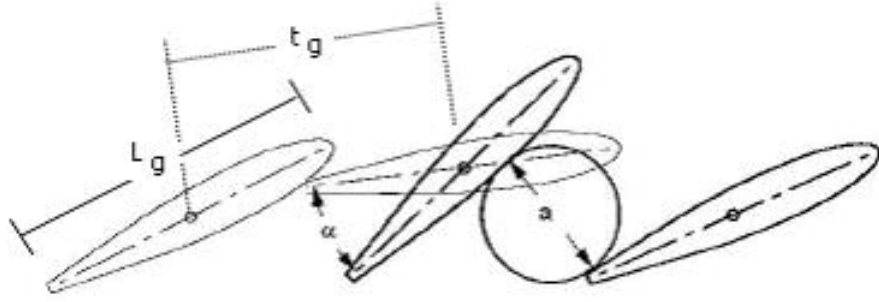


Şekil2. 7. Ayar kanadı temel parçaları [61]

Buradaki eğrilik çizgisi düzgün olduğu zaman ayar kanadının simetrik, eğri olduğu zaman da asimetrik olduğu söylenebilir.

2.4.1. Ayar Kanatlarının Ölçülerinin Belirlenmesi

Ayar kanatlarının merkezinden geçen çemberin çapı, D_g , çark giriş çapının yaklaşık 1.16 katı olarak seçilir [14]. Ayar kanatlarının yüksekliği ise çark kanatlarının yüksekliğine eşittir [26]. Şekil 2.8’de görülen α değişkeni ise kanat açıklığını ifade etmektedir.



Şekil 2.8. Ayar Kanadı çalışma prensibi [53]

Ayar kanadı sayısı ise tasarımda genelde 12, 16, 24 olarak alınır. Ayar kanatlarının merkezinden geçen çember çapı ve ayar kanadı sayısı belirlendikten sonra, kapalı durumda üst üste binerek su geçişine izin vermeyecek şekilde ayar kanadı uzunluğu hesaplanır. Bunun için Denklem 2.18'deki formül kullanılmaktadır.

$$\frac{L_g}{t_g} = 1.1 \quad (2.18)$$

Burada;

L_g ayar kanadı eğrilik uzunluğunu,

t_g ise ayar kanatları arasındaki dikey mesafeyi ifade etmektedir.

Ayrıca bu oran, ayar kanatların yoğunluğunu da ifade etmektedir. Ayar kanatları eğer çok kısa olurlarsa akış üzerinde etkili olamazlar; fakat eğer çok uzun olurlarsa da, salyangoz ebatlarının ve akış kayıplarının artmasına sebep olurlar [62].

Kapalı pozisyonda %10 üst üste binme için gereken ayar kanadı uzunluğu Denklem 2.19'deki gibi ifade edilir.

$$L_g = \frac{\pi D_g}{\text{ayar kanadı sayısı}} * \frac{1}{0.9} \quad (2.19)$$

Ayar kanatları arasındaki mesafe için de yay uzunluğunun yaklaşık olarak ayar kanatlarının dönme eksenleri arasındaki lineer mesafeye eşit olduğu kabul edilir.

$$t_g \approx \frac{\pi D_g}{\text{ayar kanadı sayısı}} \quad (2.20)$$

Ayar kanadının yüksekliği, b_0 , $Q_d = A_1 V_{1m}$ formülü kullanılarak hesaplanır. Burada A_1 çark giriş alanı, V_{1m} ise çarkın meridyonel giriş hızını ifade etmektedir.

$$A_1 = (\pi D_1) b_0 \quad (2.21)$$

$$b_0 = Q_d / (\pi D_1 V_{1m}) \quad (2.22)$$

Ayar kanatlarının kalınlıkları ise NACA profilleri kullanılarak oluşturulur. Bu profiller, ilk olarak National Advisory Committee for Aeronautics (NACA) tarafından uçak kanatları için geliştirilmiştir. 4, 5, 6, 7, 8 haneye kadar çıkararak kanat profillerinin detaylı olarak tanımlanmasında kullanılır. Bu çalışmada sadece 4 basamaklı simetrik NACA profilleri kullanıldığı için, bu geometrilerden detaylı olarak bahsedilmiştir.

4 basamaklı NACA profilleri tanımına bakıldığında, mevcut kanadın kamburluğu, maksimum kamburluğunun yeri, kalınlığı ve kanadın simetrik/asimetrik olduğu net olarak anlaşılabilir.

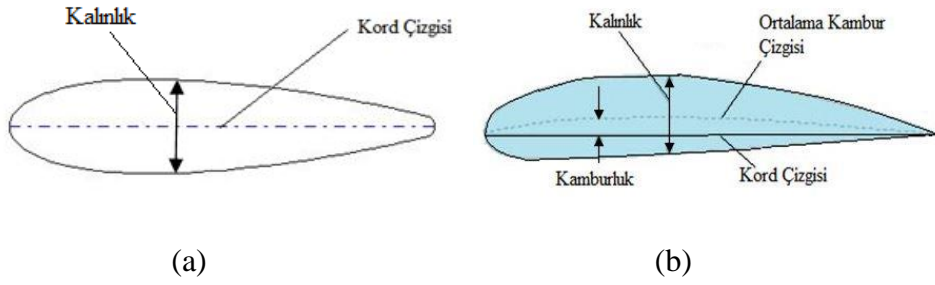
NACA **X Y ZT** profiline bakıldığında;

X: X/100 değeri, kanadın kamburluk değeri ifade eder. Örneğin X=3 ise kanat, kord (veter) değeri %3'ü kadar kamburdur.

Y: Y/10 değeri kullanılarak kamburluğu en fazla olduğu lokasyon belirlenir. Örneğin Y=4 ise maksimum kamburluk, kanadın hücum kenarından kordun %40'ı kadar ileride bulunmaktadır.

ZT: ZT/100 değeri kullanılarak, kanadın kalınlığı belirlenir. Örneğin ZT=24 ise, kanadın kalınlığı, kordun %24'ü kadardır.

Eğer X ve Y haneleri sıfır ise kanadın simetrik, sıfırdan farklı ise kanadın asimetrik olduğu anlaşılır. Simetrik ve asimetrik kanat profilleri arasındaki fark kamburluktur. Simetrik kanatlarda kamburluk mevcut değildir. Bu fark, Şekil 14'ten daha net bir şekilde gözlemlenebilmektedir.



Şekil 2.9. (a) Simetrik NACA profili
(b) Asimetrik NACA profili

Simetrik 4 basamaklı bir NACA profili için kalınlık dağılımı Denklem 2.23'deki eşitlik kullanılarak elde edilir.

$$y = \frac{t}{0.20} \left[0.2969 * \sqrt{\frac{x}{c'}} - 0.1260 \left(\frac{x}{c'} \right) - 0.3516 \left(\frac{x}{c'} \right)^2 + 0.2843 \left(\frac{x}{c'} \right)^3 - 0.1015 \left(\frac{x}{c'} \right)^4 \right] \quad (2.23)$$

Burada;

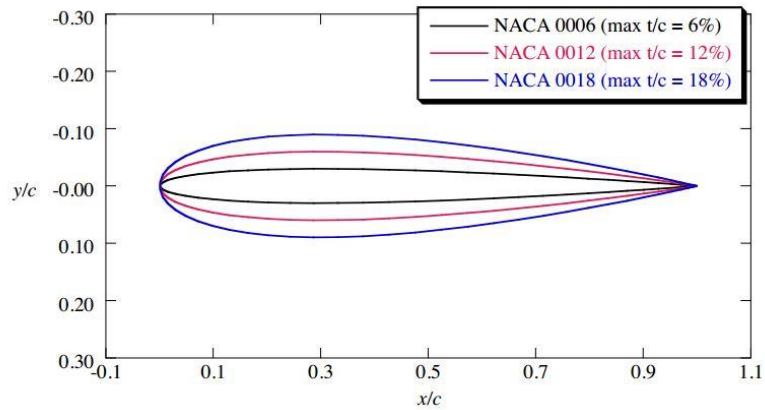
c' : kord uzunluğu

x : orijinden kord uzunluğu kadar ilerleyince gidilen x koordinatı

y : verilen x değeri ile hesaplanan yarım kalınlık değeri

t : Kord yüzdesi cinsinden maksimum kalınlık olarak ifade edilmektedir.

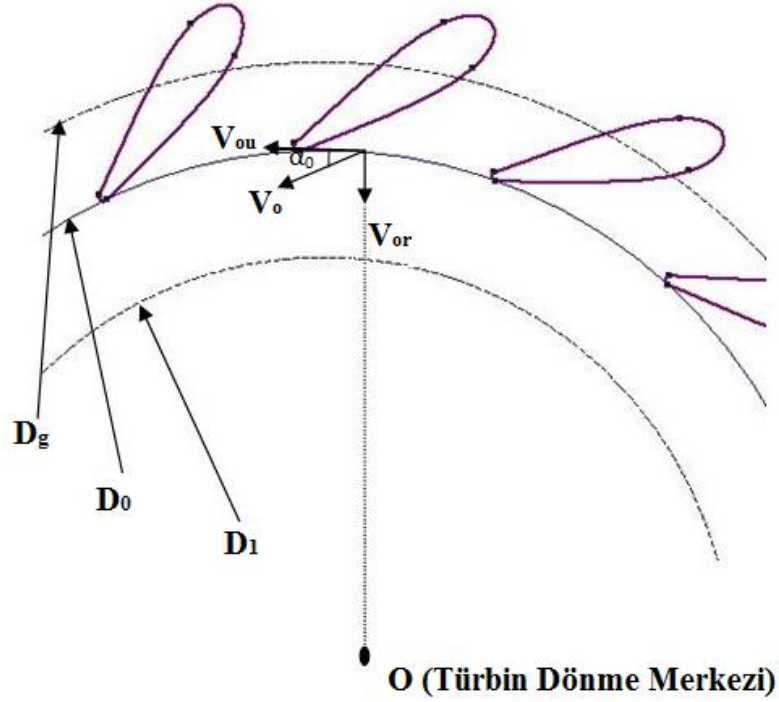
Şekil 2.10'da da görüldüğü gibi, NACA profillerinin son iki hanesi büyüdükçe, kanadın kalınlığı da artar.



Şekil 2.10. Simetrik NACA profillerinin kalınlık karşılaştırması [63]

2.4.2. Hız Üçgenleri ve Türbin Çalışma Prensibi

Ayar kanatları çıkışında meydana gelen çevrintinin, ayar kanadı çıkışı ve çark girişi arasındaki boşlukta ne şekilde değiştiğini incelemek için ayar kanatları çıkışındaki hız vektörlerinden faydalanılır. Ayar kanadı çıkışı, çark girişi ve ayar kanatları çıkışındaki hız vektörleri Şekil 2.11’de gösterilmiştir.



Şekil 2.11. Ayar kanadı çıkışındaki akış

Şekil 2.11’de,

D_1 : Çark giriş çapını

D_0 : Ayar kanatları çıkış çapını

D_g : Ayar kanatlarının oturduğu merkezin çapını ifade etmektedir.

Hız vektörlerinden V_0 , ayar kanadı çıkışındaki hız vektörünü temsil etmektedir. Bu hızın çevresel ve radyal olmak üzere iki bileşeni vardır.

$$V_0 = V_{0u} + V_{0r} \quad (2.24)$$

Burada;

V_{0u} : çevresel vektör bileşenini,

V_{0r} : ise radyal vektör bileşenini temsil etmektedir.

Burada çevresel komponentin varlığı, ayar kanatlarının türbin eksenine etrafında bir çevrinti oluşturduğunun göstergesidir. Oluşan çevrinti Denklem 2.25'deki şekilde tanımlanır.

$$\Gamma = \oint_C V \cdot dl \quad (2.25)$$

Burada;

Γ : çevrinti

V : akış hızı vektörü

C : akış alanı içindeki bir kapalı eğri

dl : Bu kapalı eğrinin diferansiyel doğru parçasıdır.

Denklem 2.25'da gösterilen skaler çarpım, Denklem 2.26'daki gibi de ifade edilebilir.

$$\Gamma = \oint_C V \cos(\alpha) dl \quad (2.26)$$

Burada;

α : V ve dl arasındaki açıyı ifade etmektedir.

Denklem 2.26'deki ifadeden yola çıkarak, Denklem 2.27 ile ayar kanatlarının çıkışındaki çevrinti belirlenebilir.

$$\Gamma_0 = (\pi D_0) V_0 \cos(\alpha_0) \quad (2.27)$$

Burada;

Γ_0 : Ayar kanatları tarafından meydana getirilen çevrinti

D_0 : Ayar kanadı çıkış çapı

V_0 : Ayar kanadı çıkışındaki ortalama hız

α_0 : Teğetsel yönle yapılan açı olarak ifade edilir.

Ayar kanadının çıkışındaki çevrintiyi belirledikten sonra, bu büyüklüğün çark girişinde değişip değişmediğini incelemek gereklidir. Bunun için de momentumun korunumu prensibinden faydalanılır.

Dönme merkezi O'dan r kadar uzaklıkta, ayar kanatları ve çark arasındaki boşlukta bulunan m kütleli bir parçacığın açısal momentumu Denklem 2.28'deki şekilde ifade edilir.

$$L = mV_u r \quad (2.28)$$

Burada;

L: Açısal momentum

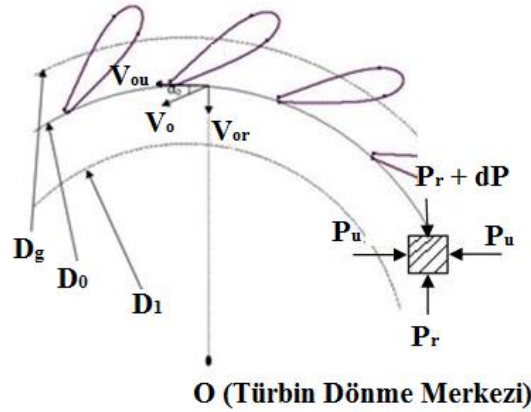
V_u : Çevresel hız olarak ifade edilir.

Dönme merkezi O etrafındaki tork ise, Denklem 2.29'daki gibi açısal momentumun zamana göre türevi şeklinde ifade edilir.

$$M_0 = \frac{dL}{dt} \quad (2.29)$$

Denklem 2.28, Denklem 2.29'un içine yerleştirildiğinde Denklem 2.30'daki ifade ortaya çıkar.

$$M_0 = \frac{d(mV_u r)_0}{dt} \quad (2.30)$$



Şekil 2.12. Çark ve ayar kanatları arasındaki parçacığa etkiyen kuvvetler

Şekil 2.12’de ayar kanatları ve çark arasında bulunan bir parçacığa etki eden kuvvetler verilmiştir. Burada, yatay yöndeki kuvvetler (P_u) birbirlerinin etkilerini sıfırladıkları ve düşey yöndeki kuvvetler de (P_r ve P_r+dP) makinenin dönme eksenini üzerinde buldukları için herhangi bir tork yaratmazlar. Bu sebeple, m kütleli bir parçacığın makinenin dönme eksenini etrafında yarattığı moment sıfırdır.

$$M_o = 0 \quad (2.31)$$

Bu eşitlik Denklem 2.30’daki eşitliğe yerleştirildiği zaman;

$$\frac{d(mV_u r)_o}{dt} = 0 \quad (2.32)$$

Buradan;

$$mV_u r = \text{sabit} \quad (2.33)$$

olarak bulunur.

Bu ifadeden de Denklem 2.34’deki sonuca ulaşılır.

$$V_u r = \text{sabit} \quad (2.34)$$

Ayar kanadı çıkışındaki ve çark girişindeki circulation değerlerini karşılaştırmak için de Denklem 2.27’deki ifadeden faydalanılır. Bu denklemden faydalanarak ayar kanadı çıkışındaki circulation Denklem 2.35’deki şekilde hesaplanır.

$$\Gamma_o = 2\pi R_o V_{ou} \quad (2.35)$$

Çark girişindeki çevrinti ise Denklem 2.36 kullanılarak hesaplanır.

$$\Gamma_1 = 2\pi R_1 V_{1u} \quad (2.36)$$

Denklem 2.33’den $V_u r$ değerinin sabit olduğu bilindiğine göre;

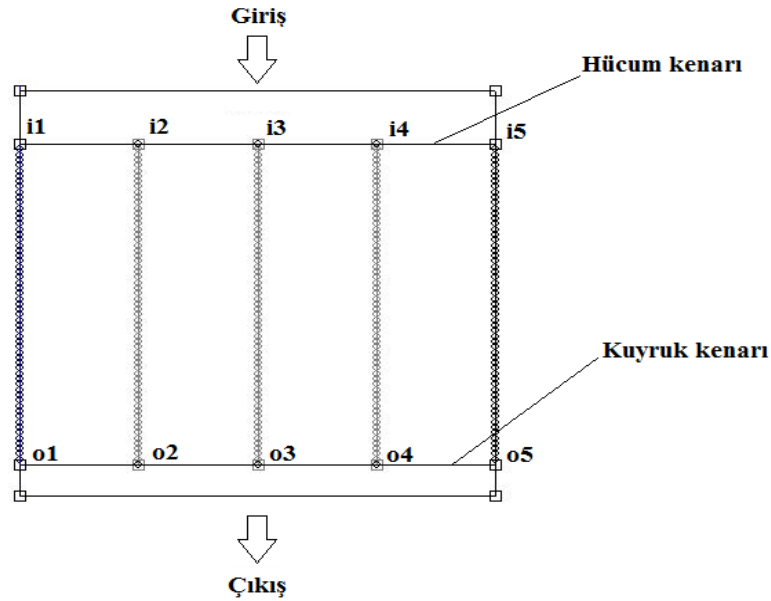
$$R_o V_{ou} = R_1 V_{1u} \quad (2.37)$$

Denklem 2.37 kullanılarak $\Gamma_0 = \Gamma_1$ sonucuna varılabilir. Bu sonuç da, ayar kanatları ve çark arasında mesafe olsa da, bu boşlukta akışın çevrintinin değişmediğini kanıtlar.

2.5. Kanat Tasarımında Bilgisayar Programlarının Kullanımı

2.5.1. BladeGen Kullanarak Kanat Tasarımı

Sabit kanat, ayar kanadı ve çark kanadı tasarımlarında, HAD analizlerinden önce kanat profilini oluşturmak gereklidir. Bu çalışmada ayar kanadı profili oluşturulurken ANSYS v.15 BladeGen modülü kullanılmıştır. BladeGen, turbo makine kanat tasarımında yaygın olarak kullanılan interaktif bir programdır. CFX'ten analiz sonuçlarını aldıktan sonra eğer kanat profili değiştirilmek isteniyorsa, bu programla kolay bir şekilde bu değişiklik sağlanabilir. BladeGen, 3 boyutlu kompleks kanat geometrisini, iki veya üç tane 2 boyutlu görüntüye ayırır. Bu sayede de kanat geometrisini tanımlamak daha basit bir hal alır [64]. BladeGen'de kanat geometrisi, meridyonel eksen kullanılarak tanımlanır. Bu çalışmada, bunun için taç ve bilezik de dahil olmak üzere 5 tane katman tanımlanmıştır. 1. katman taçı, 2. katman ise bileziği temsil etmektedir. Bu katmanlarda kanat profilleri oluşturulurken, tasarımcının deneyiminden ve literatür araştırmalarından faydalanılır.



Şekil 2.13. Ayar kanadının meridyonel kesitleri

Kanat tasarımında her meridyonel kesit için, kanadın koordinatlarını ve boyunu belirledikten sonra, kanat açısı, kanat kalınlığı, kanat sayısı gibi parametreler tanımlanır. Önceden de belirtildiği gibi, kanat boyunu belirlerken kanat sayısına ihtiyaç vardır. Kanat sayısı da çeşitli literatür araştırmaları ve deneyime bağlı olarak seçilir. Örneğin; kanat boyunun daha uzun olması isteniyorsa, kanat sayısı azaltılır; fakat kanat boyunun uzaması da kayıpların artmasına yol açar. Bunun gibi faktörler göz önünde bulundurularak ve önceliklere karar verilerek, kanat sayısına karar verilir. Kanat kalınlığına da tıpkı kanat boyuna olduğu gibi, daha çok deneyimle ve literatürdeki benzer çalışmaların sonucuna bakarak verilir. Kanat kalınlığının artmasının akış özellikleri üzerine olumsuz bir etkisi varken, kanadın yapısal dayanımı açısından olumlu özellikleri mevcuttur. Burada da yine tasarım önceliklerine karar verilerek seçim yapılması gerekmektedir. Kanat açısına ise, kanat kalınlığına ve sayısına karar verilmesinin ardından, çeşitli teorik hesaplamaların sonuçlarını başlangıç noktası kabul ederek, deneme – yanılma yöntemiyle karar verilir.

2.5.2. HAD Analizleri

Tasarlanan türbin, HAD yardımıyla analiz edilmiştir. HAD analizleri için ANSYS CFX 15.0 kullanılmıştır. Türbin tasarımcıları, CFX’i yaygın olarak simülasyonlarında kullanmaktadırlar [67,68]. HAD simülasyonlarında $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır. BladeGen modülü kullanılarak matematiksel modellenmesi tamamlanan ayar kanatlarına, H/J/C/L Topolojisi ile çözüm ağı uygulanmıştır. Ağ oluşumu, Bölüm 3.2’de detaylı olarak açıklanmıştır. Çözüm ağı, HAD tabanlı tasarım ve optimizasyon süreçlerinin en önemli basamaklarından birisidir. Elde edilen çözümün doğruluğu, çözüm ağındaki eleman boyutu ve sayısına bağlıdır [65]. Ayar kanatlarına yapılan çözüm ağı uygulamasında, çözümün doğruluğunu artırmak için, altı yüzlü elementler kullanılmıştır. Çözüm ağı uygulamasından sonra toplam basınç girişi ve kütleli debi çıkışı sınır koşulları verilerek HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. HAD analizleri sayesinde istenmeyen akış koşulları gözlemlenebilmiştir. Bu koşullar yok edilip, doğru çıkış açıları ve kayıplar yakalanana kadar HAD analizlerine devam edilmiştir [22].

3. HAD METODOLOJİSİ

3.1. HAD Analizleri

Francis türbinindeki akış, her ne kadar rotor – stator ilişkisinden dolayı zamana bağımlı olsa da, HAD analizleri “Çoklu Çerçeve Referans Sistemi (Multiple Frames of Reference – MFR)” yaklaşımı kullanılarak 3 boyutlu ve zamandan bağımsız olarak gerçekleştirilmiştir. Analizlerin zamandan bağımsız olarak yapılması, ciddi bir zaman ve bilgisayar gücü tasarrufuna olanak sağlamıştır.

Ayar kanatlarının tasarımında ve çeşitli tasarım parametrelerinin değiştirilmesinde ANSYS BladeGen 15.0, çözüm ağı uygularken ANSYS TurboGrid 15.0 ve analizler gerçekleştirilirken de ANSYS CFX 15.0 kullanılmıştır. Düzgün hız, basınç dağılımları ve akış davranışı elde edilene kadar analizlere devam edilmiştir.

3.1.1. Korunum Denklemleri

Navier – Stokes denklemleri, ekstra bir bilgiye gerek kalmadan akışkanların üç boyutlu hareketini modellemek için yeterlidir.

3.1.1.1. Kütle Korunumu

Boyutları dx, dy ve dz olan bir akışkan parçacığı için kütle korunumu Denklem 3.1’deki gibi ifade edilmektedir. Kütle korunumu ile akış elemanı içerisindeki net kütle değişiminin, eleman sınırlarından geçen net kütle akısına eşit olduğu ifade edilir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (3.1)$$

Gerçekleştirilen analizler zamandan bağımsız ve kullanılan akışkan sıkıştırılamaz (yoğunluk sabit) olduğundan Denklem 3.1, Denklem 3.2’ye indirgenir.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.2)$$

3.1.1.2. Momentum Korunumu

Momentum korunumu ile akışkan içerisindeki birim kütleyle etki eden momentum değişimlerinin, basınç değişimleri, viskoz kuvvetler ve dış kuvvetlerin toplamına eşit olduğunu ifade eder. Momentum korunumu, Denklem 3.3 ile ifade edilir.

$$\underbrace{\frac{D(u_i)}{Dt}}_{(a)} = \underbrace{\frac{\partial u_i}{\partial t}}_{(b)} + \underbrace{u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j}}_{(c)} = - \underbrace{\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i}}_{(d)} + \underbrace{\nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2}}_{(e)} + \underbrace{F_i}_{(f)} \quad (3.3)$$

Burada;

- (a) İvmelenme değişimleri
- (b) Lokal ivme
- (c) Konvektif ivme
- (d) Basınç gradyenleri
- (e) Viskoz kuvvetler
- (f) Dış kuvvetler olarak ifade edilir.

HAD analizleri için kullanılan program, Navier – Stokes denklemlerinin konservatif formunu kullanmaktadır. Bu formlar ise, sıkıştırılamaz bir akış için kartezyen koordinatlarda, sırayla x, y ve z eksenlerinde Denklem 3.4'teki gibi ifade edilir.

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} &= g_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \\ \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} &= g_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \\ \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} &= g_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (3.4)$$

Francis türbini içerisindeki akış, Reynolds Ortalamalı Navier – Stokes (RANS) denklemleri kullanılarak simüle edilmiştir. Endüstriyel uygulamalarda RANS metodları yaygın olarak kullanılmaktadır [66]. Reynolds ortalamasında; esas Navier – Stokes denklemlerindeki çözüm değişkenleri, ortalama ve çalkantılı olmak üzere

bileşenlerine ayrıldıktan sonra bu bileşenlerin zamana göre ortalamaları alınır. Bu denklemlerin x, y ve z eksenlerine göre son halleri Denklem 3.5’de verilmiştir.

$$\begin{aligned}
\rho \frac{D\bar{u}}{Dt} &= \rho \left[\frac{\partial}{\partial x} (\bar{u}^2) + \frac{\partial}{\partial y} (\bar{u}\bar{v}) + \frac{\partial}{\partial z} (\bar{u}\bar{w}) \right] = \rho g_x - \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} - \rho \overline{u'^2} \right] + \\
&\frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - \rho \overline{u'v'} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} - \rho \overline{u'w'} \right] \\
\rho \frac{D\bar{v}}{Dt} &= \rho \left[\frac{\partial}{\partial x} (\bar{u}\bar{v}) + \frac{\partial}{\partial y} (\bar{v}^2) + \frac{\partial}{\partial z} (\bar{v}\bar{w}) \right] = \rho g_y - \frac{\partial \bar{P}}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} - \rho \overline{u'v'} \right] + \\
&\frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} - \rho \overline{v'^2} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} - \rho \overline{v'w'} \right] \tag{3.5} \\
\rho \frac{D\bar{w}}{Dt} &= \rho \left[\frac{\partial}{\partial x} (\bar{u}\bar{w}) + \frac{\partial}{\partial y} (\bar{v}\bar{w}) + \frac{\partial}{\partial z} (\bar{w}^2) \right] = \rho g_z - \frac{\partial \bar{P}}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} - \rho \overline{u'w'} \right] + \\
&\frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} - \rho \overline{v'w'} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} - \rho \overline{w'^2} \right]
\end{aligned}$$

3.1.2. Türbülans Modeli

Türbülans, akış alanı içerisinde zaman ve uzayda dalgalanmalar içerir. Üç boyutlu, zamana bağımlı ve oldukça karmaşık bir yapıdır. Akış karakteristiğinde ciddi değişikliklere sebep olabilir. Akışkan üzerindeki atalet kuvvetleri, viskoz kuvvetlere baskın geldiği zaman meydana gelir. Her ne kadar ortalama alma yöntemleriyle korunum denklemleri basitleştirilse de, bu denklemler akışın tam olarak çözülmesi için yeterli olmamaktadır. Bu yüzden de akışın çözülebilmesi için RANS denklemleriyle beraber türbülans modellerinden gelen iki denkleme daha ihtiyaç duyulmaktadır. Bu çalışmada RANS denklemleriyle birlikte k-ε türbülans modeli kullanılmıştır.

k-ε iki denklemlilik bir türbülans modelidir. Bu model, nümerik başarı ve hesaplamalı doğruluk derecesi arasında iyi bir uyum sağladığı için sıklıkla kullanılmaktadır. Hız ve uzunluk ölçeği ayrı taşınım denklemleri kullanılarak çözülmektedir. Burada k, türbülans kinetik enerjisidir ve hızdaki çalkantıların değişimi olarak ifade edilir. ε ise türbülans kaynaklı girdapların hangi oranda kaybolduğunu ifade etmektedir.

k-ε türbülans modeli, türbin tasarım ve optimizasyonunda sıklıkla kullanılan bir türbülans modelidir [18,67]. Hidrolik sistem boyunca akışın karmaşık karakteristiğini daha kesin bir şekilde modelleyebilmek adına yaygın olarak kullanılmaktadır [44].

3.1.3. Adveksiyon Şemaları

Çalışmalar boyunca upwind ve yüksek çözünürlük olmak üzere iki farklı adveksiyon şeması kullanılmıştır.

Kanatların başlangıçta ilk boyutlarını belirlerken zamandan ve bilgisayar gücünden tasarruf etmek amacıyla kaba çözüm ağı kullanılmıştır. Bu analizler, upwind adveksiyon şeması kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Boyutlar belirlendikten sonra, detaylı akış analizleri sırasında ise çözüm ağı sayısı artırılmıştır. Bu analizler gerçekleştirilirken ise yüksek çözünürlük adveksiyon şeması kullanılmıştır. Yüksek çözünürlükle elde edilen sonuçlar, upwind'e göre daha iyi sonuç vermektedir [35]. Ayrıca bu adveksiyon şeması, çözüm ağı kusurlarına karşı, diğerlerine nazaran en az hassas olanıdır. Upwind adveksiyon şemasının, %5'e kadar türbin verimliliğini daha düşük hesaplayabildiği gözlemlenmiştir [44].

3.1.4. Ayrıştırma Şeması

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri için akış alanı, sonlu elemanlar metoduyla ayrıştırılmıştır. Akış alanı, kütle ve momentum korunacak şekilde çok sayıda elemana bölünerek analizler gerçekleştirilmiştir [24]. Analizler esnasında, oluşturulan çözüm ağındaki bulunan düğümler vasıtasıyla bilinmeyen değişkenler hesaplanır. Bütün çözüm değişkenleri ve akışkan özellikleri düğümlerde muhafaza edilir.

3.1.5. Çözüm Ağı Bağlantısı

Rotor – stator analizlerinde, iki komponentin çözüm ağlarının bağlantısı MFR modeli kullanılarak zamandan bağımsız bir şekilde gerçekleştirilmiştir. Bu model, birbirine göre dönen akış alanlarının analizlerinde kullanılmaktadır. Bu, rotor – stator veya

birbirlerine göre farklı hızlarda dönen iki eleman olabilir. Bu yaklaşıma göre iki eleman birbirinden bağımsız olarak ele alınır. Rotor – stator ilişkisinde, stator durgun referans sistemi olarak atanırken, dönme hızı tanımlanan rotor dönel referans sistemi olarak atanır. Her ne kadar MFR modeli bir yaklaşım olsa da, birçok uygulama için makul sonuçlar vermektedir [66]. MFR modelinde iki farklı çözüm ağı birleştirme yöntemi mevcuttur:

- **Genel Ağ Arayüzü (General Grid Interface - GGI):** Bu yöntem, bağlanan iki yüzeyin ağları birbirleriyle tam olarak uyuşmuyorsa tercih edilir. GGI yöntemi; uyuşmayan düğüm konumu, eleman tipi, yüzey boyutu, yüzey şekli hatta bağlantı boyunca uyuşmayan akış fiziği durumlarında kullanılır. Herhangi bir düğüm için sonuçların enterpolasyonu yapılır ve bir sonraki çözüm ağı için girdi olarak kullanılır. Ayrıca bu yöntem, arada oldukça küçük bir boşluk olduğu için tam olarak örtüşmeyen ağlara da izin verir. Daha çok “salyangoz & sabit kanatlar”, “sabit kanatlar & ayar kanatları” gibi iki komponentin de durgun olduğu durumlarda kullanılır.

- **Donmuş Rotor Yaklaşımı (Frozen Rotor Approach):** Bu yaklaşım sayesinde zamana bağımlı bir analiz, zamandan bağımsız bir şekilde gerçekleştirilebilir. Dönel referans sisteminden durgun referans sistemine dönüşüm sağlanır. Dönen komponentin hareketi spesifik bir pozisyonda dondurulur ve o pozisyondaki anlık akış alanı gözlemlenir. Bu da bir nevi hareketi dondurmaya benzer. Stator sabit referans çerçevesinde hesaplanırken, rotor dönel referans çerçevesinde hesaplanır. Ara yüzeyde ise akış değişkenleri ilgili referans çerçevesine göre dönüştürülür. Bu yaklaşımın temel avantajı, zamana bağlı analizlere göre çok daha az bilgisayar gücü gerektirmesidir [68]. Bu metod, “çark& ayar kanadı”, “çark&emme borusu” gibi biri dönen biri sabit iki komponenti bağlamak için kullanılır. Rotor – stator simülasyonlarında bu metodun iyi sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir [2].

3.1.6. Sınır Koşulları

Ayar kanadı için yapılan simülasyonlarda giriş koşulu olarak toplam basınç ve çıkış koşulu olarak da kütleli debi kullanılmıştır. Giriş koşulu için, ayar kanadına gelene

kadar salyangoz ve sabit kanattaki hidrolik kayıpların toplamı türbin net düşüsünden çıkarılmıştır ve elde edilen düşü üzerinden toplam basınç hesaplanmıştır. Çıkış koşulu olan kütleli debi içinse, sızıntı olmadığı varsayımı yapılarak, herhangi bir değişiklik yapmaksızın türbin kütleli debisi kullanılmıştır. Katı sınırlar da kaymaz sınır koşulu olarak girilmiştir. Bunun anlamı, duvara yakın yerdeki akışkan hızının, duvar hızına eşit olması, yani sıfır olmasıdır.

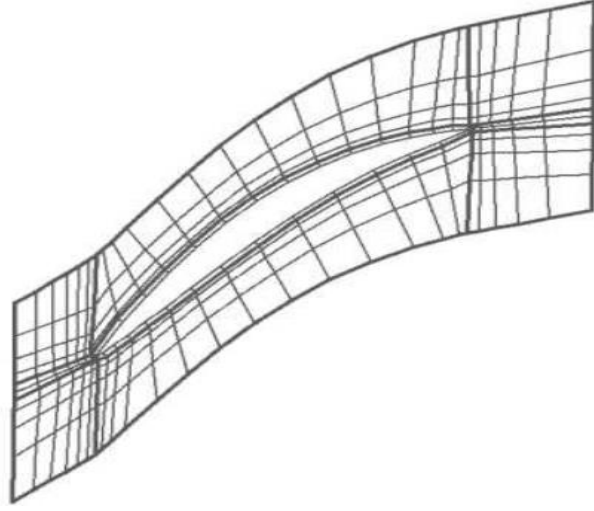
3.2. Ağ Oluşumu

3.2.1. Topoloji Tanımı

Kaba çözüm ağı kullanarak gerçekleştirilen simülasyonlar hızlı olsa da ve akışın genel eğilimi hakkında bir fikir verse de [69], simülasyonların doğruluğu açısından, kullanılan çözüm ağının yeterli kalitede olması çok önemlidir; çünkü HAD analizlerinin sonuçlarının doğruluğu ağ kalitesine bağlıdır [70]. Kaliteli ağ yapısıyla, bütün önemli akış olayları gözlemlenebilir ve numerik hesaplamalardaki kararsızlıkların önüne geçilebilir [18,32]. Bu tip bir ağ yapısına erişebilmek için kanat etrafında, konuma uygun farklı topolojiler kullanılmıştır. H/J/L/C – O ağı da bunlardan bir tanesidir. Bu topolojiler aşağıda daha detaylı olarak anlatılmıştır.

- H-ağ topolojisi:

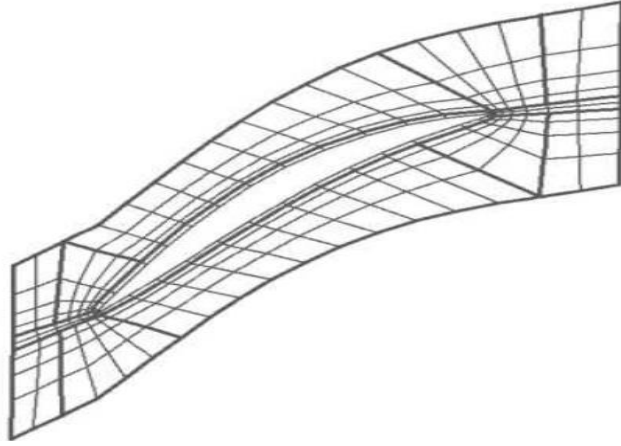
Bu topoloji, kanat tasarımı için oldukça kullanışlıdır. Bu topolojide, yapılanmamış bloklar, hücum kenarının üst kısmını, kuyruk kenarının da alt kısmını oluştururlar. H - Ağ topolojisi Şekil 3.1’de gösterilmiştir.



Şekil 3.1. H-Ağ topolojisi

- **J-Ağ topolojisi:**

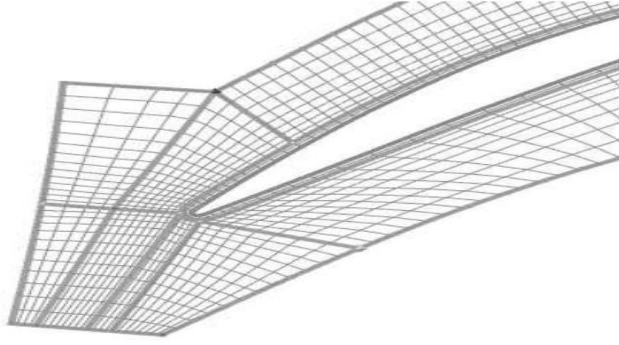
J-Ağı, opsiyonel olarak eklenen ve kanadı çevreleyen O-Ağı ile bir topoloji uygular. J-Ağı topolojisi Şekil 3.2' de gösterilmiştir.



Şekil 3.2. J-Ağ topolojisi

- **L-Ağ topolojisi:**

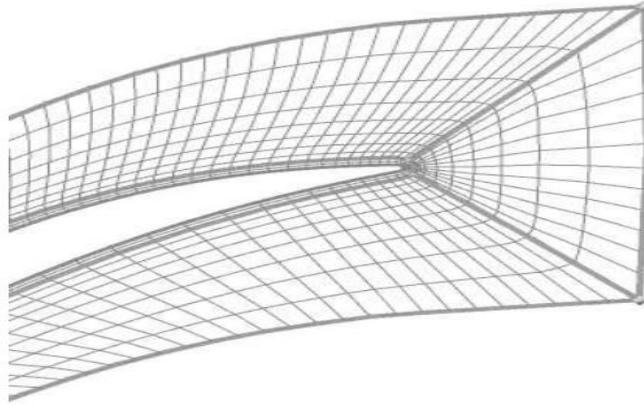
L-Ağ topolojisi, birebir periyodikliği olmayan üst ve alt kısım uçları için uygundur. L-Ağ topolojisi, Şekil 3.3' de gösterilmiştir.



Şekil 3.3. L-Ağ topolojisi

- **C-Ağ topolojisi:**

Hücum ve kuyruk kenarında kullanılan C - ağ, bütün geçiş boyunca O - Ağ topolojisinin oluşumuyla sonuçlanır. C - Ağ topolojisi, Şekil 3.4’de gösterilmiştir.



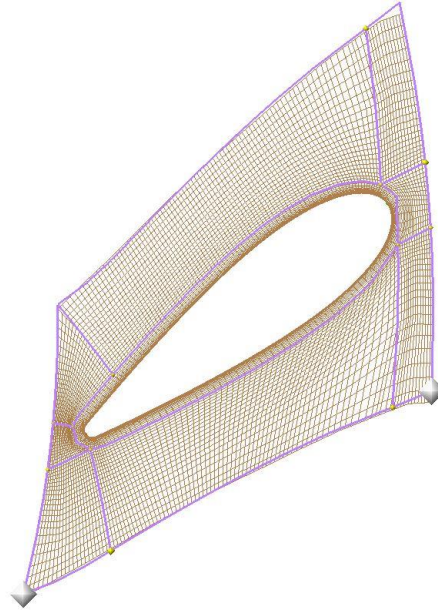
Şekil 3.4. C-Ağ topolojisi

- **O-Ağ topolojisi:**

Kanat profilinin hemen etrafı için kullanılır. Simülasyonlar sırasında kaba çözüm ağı kullanılsa dahi sınır tabakayı çözme konusunda oldukça kullanışlıdır. Bu çalışmada kullanılan her iki türbinin ayar kanatları için çözüm ağı oluşturulurken genişlik faktörü 0.2 olarak seçilmiştir. Bunun anlamı; O – Ağ kalınlığının, ortalama kanat kalınlığının 0.2 katı olmasıdır.

- **H/J/C/L-Ağ topolojisi:**

Bu topoloji tipi, H/J/C/L - Ağ topolojilerinden bir tanesini ya da bunların kombinasyonlarını buluşsal yöntemlerle seçer. Bu topoloji tipinde, geçişin üst kısmı için otomatik olarak J - Ağ topolojisi kullanılır. Alt kısmı içinse benzer şekilde H - Ağ topolojisi kullanılır. L - Ağ topolojisi ise, birebir periyodikliği olmayan üst veya alt kısımların uçlarında kullanılır. Son olarak, C - Ağ topolojisi ise hücum ve kuyruk kenarları için kullanılır. Bu projede, H/J/C/L- Ağ topolojisi kullanılmıştır. Bu topoloji, Şekil 3.5'te gösterilmiştir.

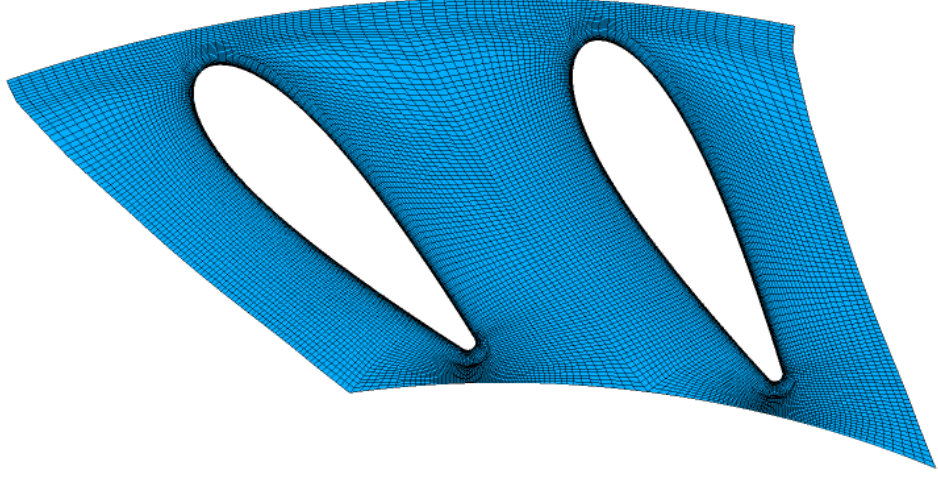


Şekil 3.5.H/J/C/L-Ağ topolojisi

3.2.2. Çözüm Ağı Oluşumu

Ayar kanadı profilleri üzerinde ANSYS TurboGrid kullanılarak çözüm ağı oluşturulmuştur. H/J/L/C – O ağ topolojisi kullanılarak altı yüzlü elemanlarla çözüm ağı oluşturulmuştur. Bu topoloji ve eleman tipinin kullanılmasının sebebi, daha önce belirtildiği gibi, yeterince kaliteli bir çözüm ağı oluşturarak HAD analizleri sonuçlarının doğruluğunu artırmaktır. Ataköy HES için oluşturulan çözüm ağı, Şekil 3.6'da verilmiştir. Şekil 3.6'da da görüldüğü gibi, en yüksek basınç ve hız gradyanları

kanat etrafında bulunduğu için, çözüm ağı elemanlarının yoğunluğu bu bölgede artmıştır.



Şekil 3.6. Ayar kanatları etrafında kullanılan çözüm ağı

4. UYGULAMALAR

4.1. Projelerin Spesifikasyonları

4.1.1. Problemlerin Tanımı

Geliştirilen metodoloji ve tasarlanan ayar kanatları Türkiye’de bulunan Yuvacık ve Ataköy hidroelektrik santralleri için kullanılmıştır. Yuvacık HES, İzmit’te bulunan Yuvacık Barajı üzerine kurulmuştur. İki tane 1.15 MW güç kapasiteli yatay Francis türbininden oluşmaktadır. Bu türbinin frekansı 50 Hz ve çark verimliliği %97.9’dur. Ataköy HES ise, Tokat’ta bulunmaktadır. Bu hidroelektrik santral de, 2. 563 MW güç kapasiteli üç adet yatay Francis türbininden oluşmaktadır. Bu türbinin de frekansı 50 Hz ve çark verimliliği %96.23’tür.

4.1.2. Girdi Değerleri

Daha önceden de belirtildiği gibi, türbin net düşüsü ve debisi, gerekli olan girdi parametreleridir. Yuvacık hidroelektrik santralının türbin net düşüsü 45 m ve tasarım debisi 5 m³/s olarak belirlenmiştir. Mevcut iki ünitenin de tasarım özellikleri birbirleriyle aynıdır. Dolayısıyla iki ünite de aktif haldeyken, tek ünitenin net düşüsü 45 m ve debisi 2.5 m³/s’dir. Ataköy hidroelektrik santralının türbin net düşüsü ise 66.8 m ve tasarım debisi 12.75 m³/s olarak belirlenmiştir. Bu santral için de mevcut üç ünitenin de tasarım özellikleri birbirleriyle aynıdır. Yine benzer olarak, mevcut üç ünite de çalışır haldeyken, tek ünitenin net düşüsü 66.8 m ve düşüsü 4.25 m³/s’dir. Her iki santralin de net düşü ve debi değerlerine bakıldığında, ikisi için de en uygun türbin tipinin yatay eksenli Francis türbini olduğu görülür.

4.2. Ayar Kanadı Tasarım Parametrelerinin Hesaplanması

4.2.1. Ayar Kanadı Yüksekliğinin Hesaplanması

Çark giriş çapının ve çarka giriş hızının belirlenmesinin ardından kanat yüksekliği, b_0 , Denklem 2.15 ve 2.16'da verilen ifadelerden faydalanılarak hesaplanır.

- Ataköy HES:

$$Q_d = 4.25 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V_{1m} = 10.79 \text{ m/s}$$

$$D_1 = 824.6 \text{ mm}$$

Buradan $b_0 = 152 \text{ mm}$ olarak bulunur.

- Yuvacık HES:

$$Q_d = 2.5 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V_{1m} = 5.9 \text{ m/s}$$

$$D_1 = 695.6 \text{ mm}$$

Buradan $b_0 = 192.03 \text{ mm}$ olarak bulunur.

4.2.2. Ayar Kanadı Uzunluklarının Hesaplanması

Ayar kanadı yüksekliklerinin hesaplanmasının ardından kanat sayısına karar verilir. Bu karar verilirken, türbinin net düşüsü, çark boyutları, sistem debisi gibi değerler göz önünde bulundurulur. Kanat sayısına karar verdikten sonra, kanat uzunlukları Denklem 2.13'deki ifadeden faydalanılarak hesaplanır.

- Ataköy HES:

$$D_1 = 824.6 \text{ mm}$$

$$D_g = 956.5 \text{ mm}$$

$$\text{Kanat Sayısı} = 24$$

$$L_g = 140 \text{ mm} \text{ olarak hesaplanır.}$$

- **Yuvacık HES:**

$$D_1 = 695.6 \text{ mm}$$

$$D_g = 806.9 \text{ mm}$$

$$\text{Kanat Sayısı} = 16$$

$$L_g = 176.04 \text{ mm olarak hesaplanır.}$$

4.2.3. Optimum Ayar Kanadı Açısının Hesaplanması

Su, çarkı minimum enerjiyle terk eder. Çark tarafından maksimum enerjinin çekilebilmesi için, çark çıkışındaki çevrinti miktarı olan Γ_2 'nin minimum değeri olan sıfıra yaklaşması gerekir. Tasarım durumunda çark çıkışındaki çevrintinin sıfır olduğu kabul edilerek Euler denklemi, Denklem 4.1'e indirgenir.

$$H_d \eta = \Gamma_1 \omega / g(2\pi) \quad (4.1)$$

Daha önceden de belirtildiği gibi, ayar kanadı çıkışındaki çevrinti, çark girişindeki çevrinti değerine eşittir. Dolayısıyla, ayar kanadı çıkışındaki circulation Denklem 4.2'deki şekilde hesaplanır.

$$\Gamma_0 = H_d \eta g 2\pi / \omega \quad (4.2)$$

Her iki türbin için de yapılan hesaplamalar detaylı olarak verilmiştir.

- **Ataköy HES:**

$$P_d = \rho g Q_d H_d \eta = 2726.5 \text{ kW}$$

$$c_{nq} = \min(2600; 2600 - (200000 - P_d)/365) = 2059.5$$

$$n_q = \frac{c_{nq}}{H_d^{0.535}} = 217.5$$

$$n = n_q \frac{H_d^{1.25}}{P_d^{0.5}} = 795.5 \text{ rpm}$$

$$\text{kutup çiftlerinin sayısı} = \frac{f * 60}{n} = \frac{50 * 60}{795.558} = 3.7$$

Burada, kutup çiftlerinin sayısı 4'e yuvarlanmıştır.

$$n = n_{senk} = \frac{120*f}{2*kutup\ çiftleri\ sayısı} = \frac{120*50}{2*4} = 750\ rpm$$

Türbinin açısal hızını bulmak için, Denklem 4.3'deki ifadeden yararlanılmıştır.

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = 78.5\ rad \quad (4.3)$$

Ayar kanadı çıkışındaki çevrinti;

$$\Gamma_0 = H_d \eta g \frac{2\pi}{\omega} = 51.3$$

Denklem 2.29'da da belirtildiği gibi;

$\Gamma_0 = \pi D_0 V_{0u}$ formülünden çevresel hız komponenti çekilir. Burada ayar kanatları çıkış çapı 816.5 mm olarak seçilmiştir.

Buradan çevresel hız komponenti;

$$V_{0u} = \frac{\Gamma_0}{\pi D_0} = 20\ m/s$$

Meridyonel hız komponenti ise Denklem 4.4'teki ifadeyle bulunur.

$$V_{0m} = V_{0r} = \frac{Q}{\pi D_0 b_0} = 10.1\ m/s \quad (4.4)$$

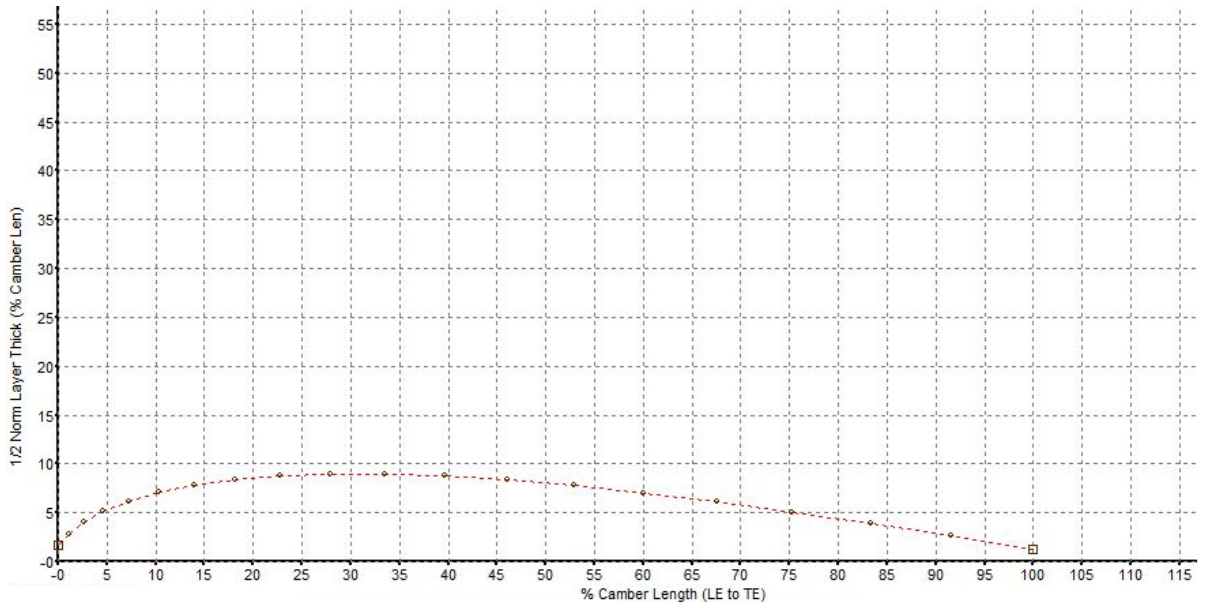
Bu iki hız bileşenin bulunmasının ardından, teorik optimum ayar açısı 61.42° olarak bulunur.

- **Yuvacık HES:**

Aynı hesaplamalar Yuvacık HES için yapıldığında, teorik optimum ayar kanadı açısı 62.94 olarak bulunur. Bu değerler her ne kadar son tasarım açıları olmasa da, tasarıma başlarken bir fikir vermesi açısından oldukça faydalıdır.

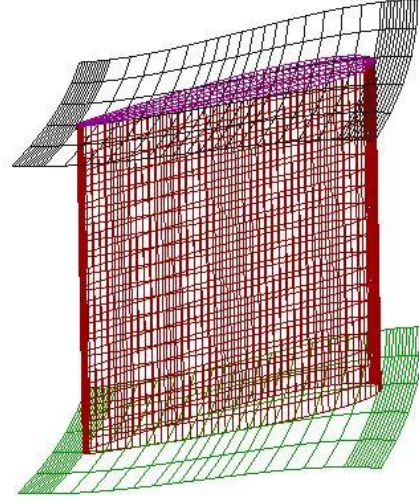
4.2.4. Ayar Kanadı Kalınlıklarının Bulunması

Her ne kadar bütün meridyonel kesitlerin kalınlıkları birbirine eşit olsa da, her kesit için ayrı ayrı tanımlanır. Kanat kalınlıklarını tanımlamak için simetrik NACA profillerinden faydalanılır. Kanat kalınlığını belirlemek için ampirik veya teorik formül mevcut değildir. Kanatların maruz kalacağı kuvvete bakarak dayanımları hesaplanır. Eğer mevcut kalınlıkla kanat bu yüke dayanabiliyorsa, bu şekilde devam edilir. Eğer dayanmıyorsa, kanatlar kalınlaştırılır. Şekil 4.1’de kanat kalınlığı profiline örnek verilmiştir.



Şekil 4.1. Ataköy HES ayar kanadının kalınlık profili

Şekil 4.2’de ise, bütün parametreleri belirlenen bir kanadın akış alanı gösterilmiştir. Şekildeki kanat NACA 0018 kalınlık profiline sahiptir.

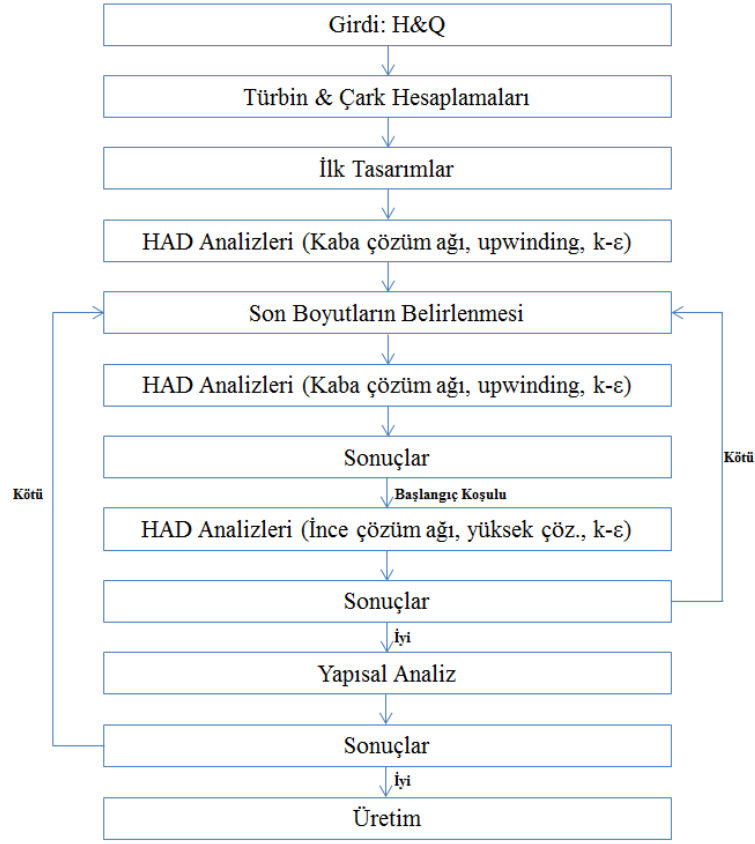


Şekil 4.2. Ataköy HES ayar kanatlarının akış alanı

4.3. HAD Uygulamaları

4.3.1. HAD ile Tasarım Prosedürü

Daha önce Bölüm 2.5.2’de de belirtildiği gibi, HAD analizleri için ANSYS CFX kullanılmıştır. Teorik hesaplamalarla belirlenen ilk boyutlarla kaba çözüm ağı kullanılarak ilk analizlere başlanmıştır. Ardından, bu parametrelerin en iyi değerlerini bulmak için ince çözüm ağı kullanılarak analizlere devam edilmiştir. Boyutlara karar verdikten sonra da istenilen çark giriş açısını ve daha önce belirtilen akış koşullarını elde etmek için kanat açıları değiştirilerek analizler sürdürülmüştür. Bu analizler sırasında da farklı adveksiyon şemaları kullanılmıştır. HAD yardımıyla yapılan tasarım sürecinde izlenen prosedür Şekil 4.3’te verilmiştir.



Şekil 4.3. HAD yardımıyla tasarım süreci

4.3.2. Son Tasarımlar İçin Kullanılan Çözüm Ağı Bilgileri

Ataköy ve Yuvacık HES ayar kanatlarının son tasarımları için kullanılan çözüm ağı bilgileri Çizelge 2’de verilmiştir. Her iki kanat yapısı için de O- Ağ Topolojisi kalınlığı 0.2 olarak seçilmiştir. Başka bir deyişle, kanat kalınlığının 0.2 katı kadar bir yükseklikte kanat çevresine O – Ağ topolojisi uygulanmıştır. Bu topolojinin uygulandığı bölgede, sınır tabaka çok daha başarılı bir şekilde çözülmüştür.

Çizelge 4.1. Ataköy ve Yuvacık HES ayar kanatları için kullanılan çözüm ağı bilgileri

	Çözüm Ağı Tipi	Eleman Sayısı	Düğüm Sayısı
Ataköy	6 – Yüzlü	476476	500871
Yuvacık	6 – Yüzlü	482608	505827

5. SONUÇLAR

5.1. Ayar Kanadı Simülasyonları

İstenilen ayar kanadı tasarımlarına ulaşılan kadar, deneme – yanılma yöntemiyle birçok simülasyon yapılmıştır. Kaba çözüm ağı kullanılarak hızlı simülasyonlarla kanadın boyutlarına karar verildikten sonra kanat açısına karar vermek için simülasyonlara devam edilmiştir. Kanat açısını belirlemek için yapılan simülasyonlarda ince çözüm ağı kullanılmıştır; çünkü kanat açısındaki çok küçük bir değişim bile, suyun çıkış açısında büyük etkiye sahiptir. Suyun çarka yanlış açıyla girmesi, düşük verimlilik ve kavitasyon gibi problemlere neden olabilmektedir. Bununla beraber, ayar kanatlarının ebatları, acil bir durumda kanatlar üst üste gelerek örtülecek şekilde belirlenmiştir.

Ataköy ve Yuvacık HES için kullanılan ayar kanadı tasarım sonuçları verilmiştir. Tasarımlar sonlandırılırken, kanatların istenilen çark giriş açısına, acil durumlarda üst üste binebilecek boyutlara, düzgün hız – basınç dağılımına ve üniform akış dağılımına sahip olmasına dikkat edilmiştir.

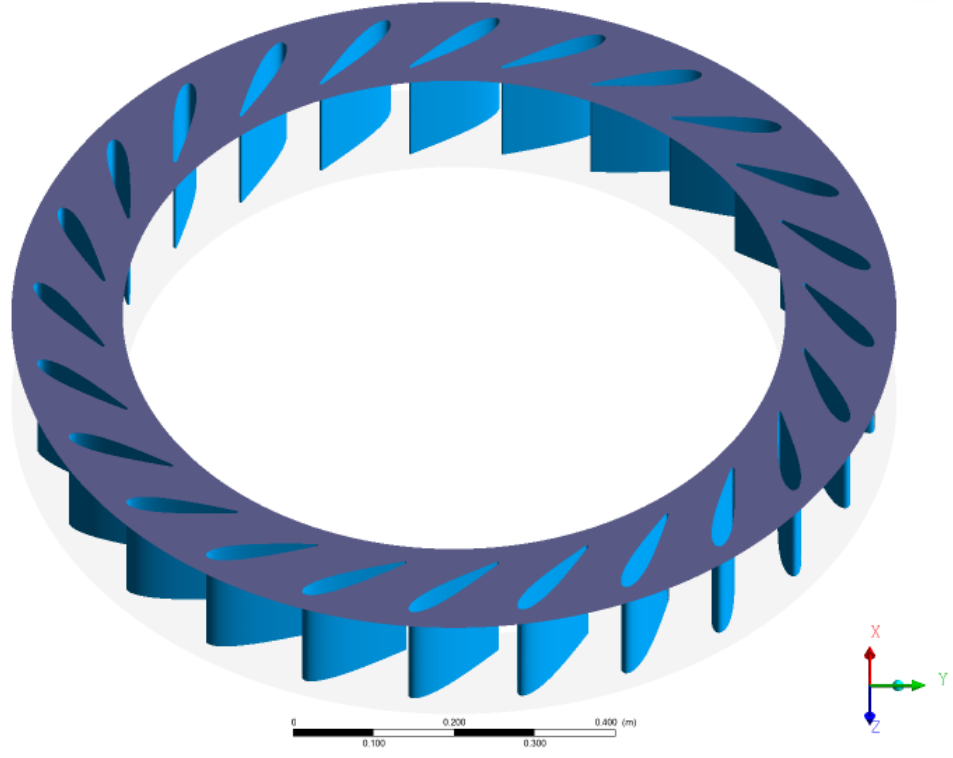
5.1.1. Ataköy HES

Ataköy HES için elde edilen sonuçlar, Çizelge 3 ve Şekil 5.1 – 5.10 arasında verilmiştir.

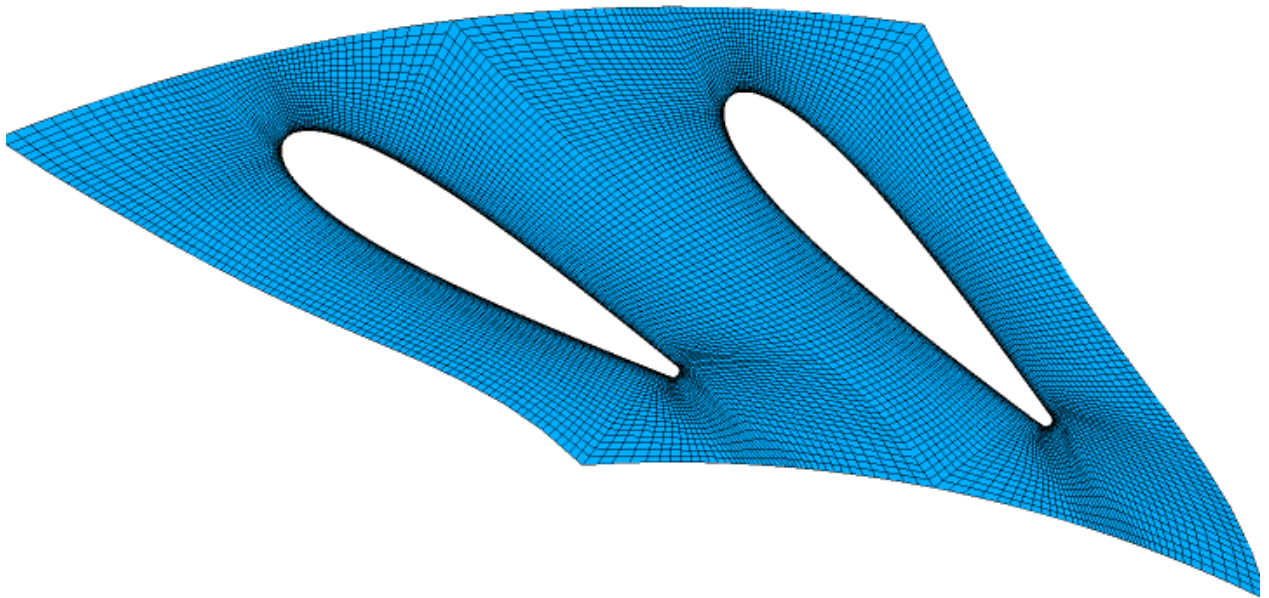
Çizelge 5.1. Ataköy HES ayar kanadı için akış analizi sonuçları

	Giriş	HK Kesiti	KK Kesiti	Çıkış	Birim
Yoğunluk	997	997	997	997	[kg/m ³]
Statik Basınç	646.4	630.5	513.1	491.8	[kPa]
Toplam Basınç	736.9	736.6	732.4	731.4	[kPa]
Cm	8.1	8.84	10.3	10.8	[m/s]
Cu	-10.7	-11.1	-17.4	-19.1	[m/s]
C	13.4	14.3	20.3	21.9	[m/s]
Akış Açısı	37.1	44.6	33.8	29.6	[derece]

Çizelge 3'te, sonlu hacmin girişinde, çıkışında, ayar kanadının başlangıç noktasında (HK Kesiti) ve ayar kanadının bitişinde (KK Kesiti) hesaplanan değerler, bulunduğu yüzeydeki alana ya da kütleye göre ortalama alınarak verilmiştir. Bu çizelgeden, ayar kanadının hücum kenarından kuyruk kenarına doğru ilerlendikçe suyun hızının arttığı, dolayısıyla statik basıncın düştüğü görülmektedir. Meridyonel hız bileşeni çok az değişirken, çevresel hız bileşenindeki artış çok daha fazladır. Toplam basınç değeri girişten çıkışa doğru azalmıştır. Bunun sebebi, bu istikamette kayıpların artmasıdır. Ayrıca çark için istenilen giriş açısı 29.6°'nin de elde edildiği görülmektedir.

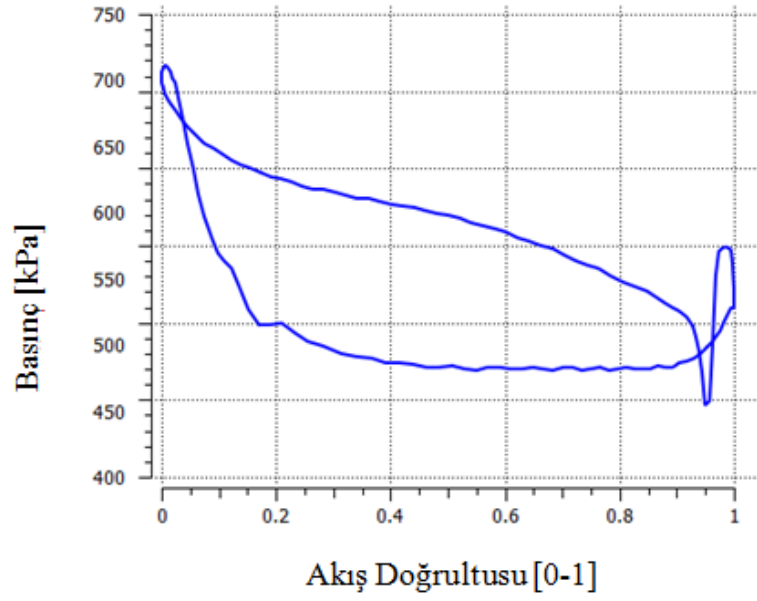


Şekil 5.1. Ataköy HES için hazırlanan ayar kanadı modeli



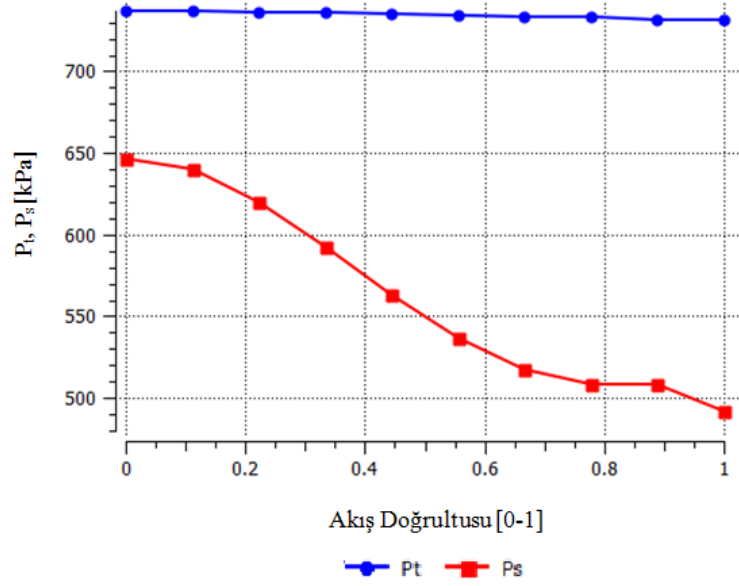
Şekil 5.2. Ayar kanatları çözüm ağı

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği için yapılan analizler sırasında ayar kanatları, Bölüm 4.3.2’de de belirtildiği üzere yeterli sayıda sonlu hacme bölünmüştür. Ayrıca Şekil 5.2’de de görüldüğü üzere, çözüm ağı konsantrasyonu kanat etrafında daha yoğundur. Bu sayede, analiz sonucunda elde edilen değerlerin gerçek değerlere yakın sonuçlar vermesi sağlanmıştır.



Şekil 5.3. Kanat yüklemesi diyagramı

Şekil 5.3’de de görüldüğü gibi, akış doğrultusu boyunca kanat üzerindeki basınç dağılımını gösteren kanat yüklemesi eğrisi, akış doğrultusu boyunca belirli noktalarda ters dönmektedir. Eğrinin bu karakteristiğinin sebebi, kanadın ön tarafında oluşan durma noktasıdır. Ayrıca yine şekilde de görüldüğü üzere, kanat üzerindeki en yüksek basınç da durma noktasının olduğu lokasyonda görülmektedir.



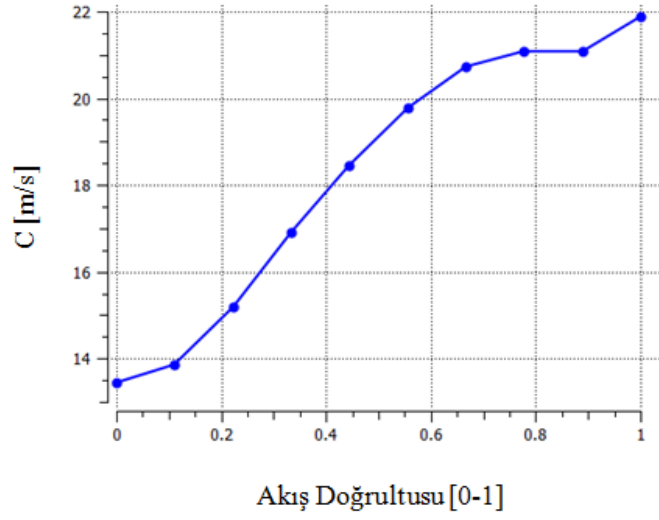
Şekil 5.4. Akış doğrultusu boyunca statik ve toplam basınç

Şekil 5.4'te P_t toplam basıncı, P_s ise statik basıncı ifade etmektedir. Denklem 5.1'de de ifade edildiği üzere, toplam basınç, statik ve dinamik basıncın toplamına eşittir.

$$P_t = P_s + P_{d'} \quad (5.1)$$

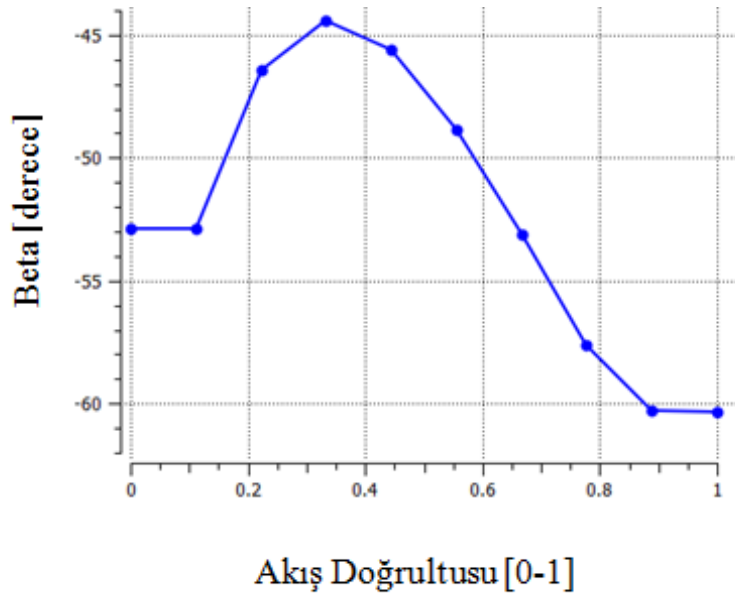
$$P_{d'} = \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (5.2)$$

Denklem 5.2'de ifade edildiği gibi, dinamik basınç sıvının yoğunluğuna ve hızına bağlıdır. Akış boyunca akışkanın yoğunluğu sabit olduğuna göre, dinamik basınç değerini değiştirebilecek tek değişken akışkan hızıdır. Kanadın hücum kenarından kuyruk kenarına doğru ilerledikçe akışkanın hızının arttığı bilinmektedir. Dolayısıyla bunun bir sonucu olarak, Şekil 5.4'te de görüldüğü gibi dinamik basınçta artış görülürken statik basınçta düşüş görülür ve toplam basınç sabit kalır.



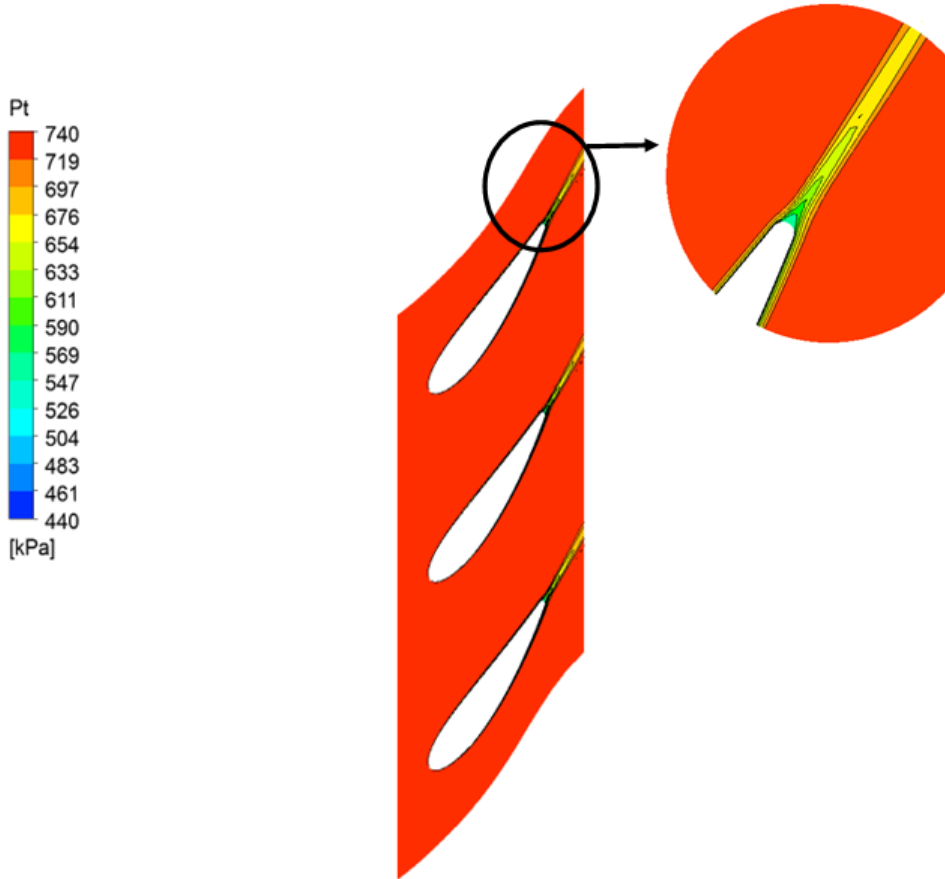
Şekil 5.5. Akış doğrultusu boyunca hız değişimi

Şekil 5.5'te, suyun kanat etrafındaki akış doğrultusu boyunca hız değişimi gösterilmektedir. Görüldüğü üzere, kanadın hücum kenarından kuyruk kenarına doğru ilerlendikçe, suyun hızı artmaktadır.



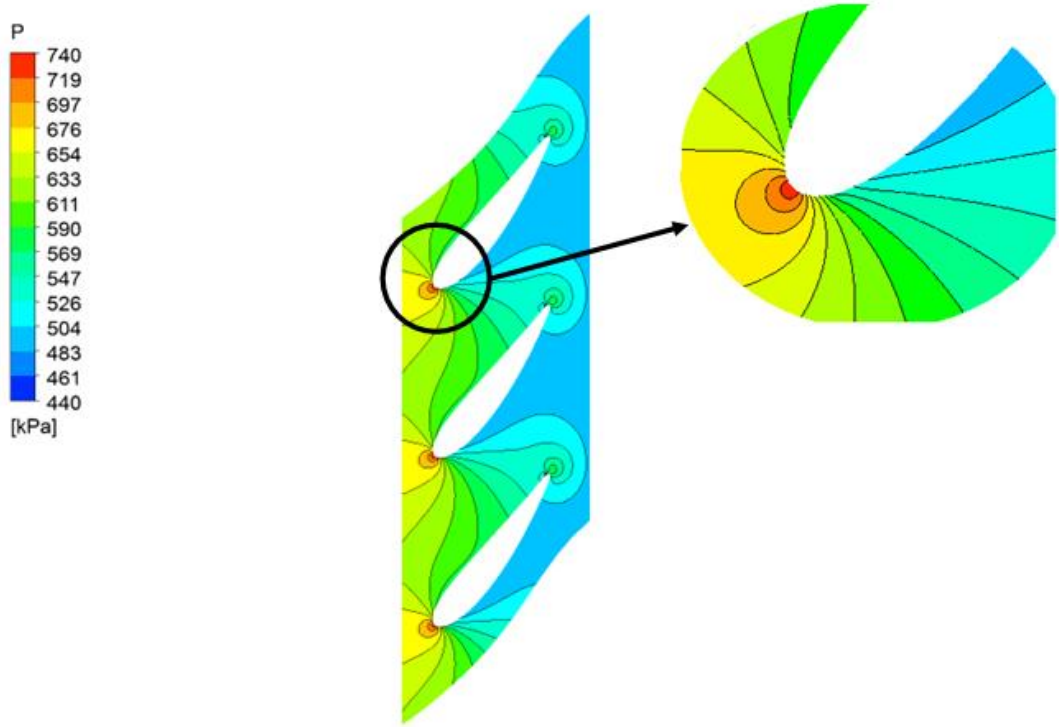
Şekil 5.6. Akış doğrultusu boyunca beta değişimi

Beta, akış açısı olarak tarif edilir. Kanat çevresel hızıyla akışkan hızı arasındaki açıdır. Sabit kanatlardan su 37.12° ile çıkmaktadır. Şekil 5.6'da ise ayar kanadı giriş açısı 52.88° olarak görülmektedir. Bunun sebebi, açıların hesaplandığı yönlerle ilgilidir. 37.12° suyun düşey eksenle yaptığı açıyı ifade ederken, 52.88° yatayla yaptığı açıyı ifade eder. Başka bir deyişle, bu iki açı birbirleriyle tümleyendir. Çıkışta ise, çarka giriş açısı olan 29.6° 'nin, yani yatayla 60.4° 'nin elde edildiği görülmektedir. Belli bir noktadan sonra da, istenilen açının yakalanması sebebiyle, beta değeri sabitlenmektedir.



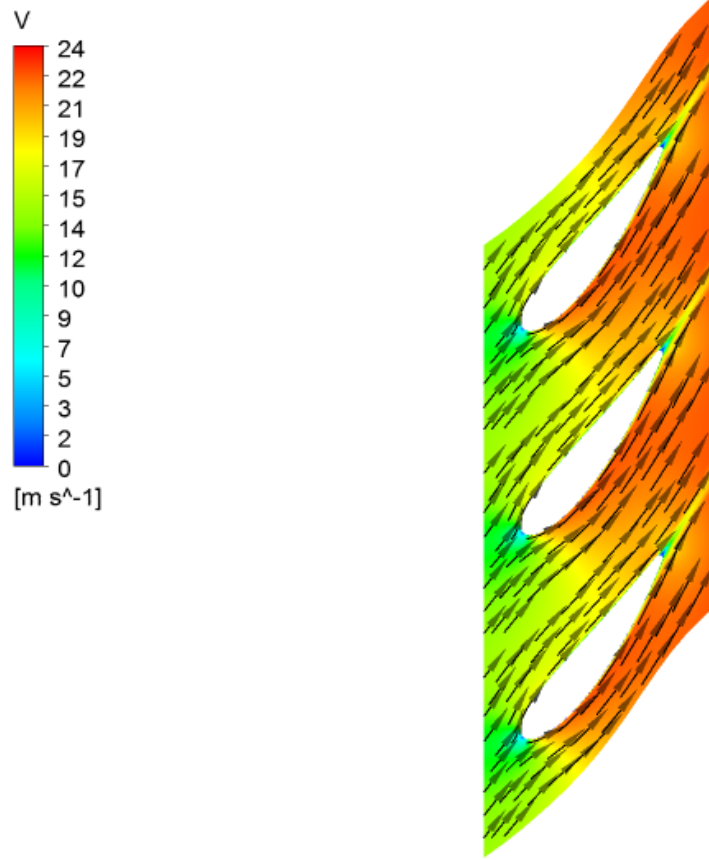
Şekil 5.7. Ayar kanatları etrafında toplam basınç dağılımı

Toplam basınç, akışkanın enerji seviyesinin bir göstergesidir. Kayıp yüksek olan bölgelerde bu değer daha düşükken, kayıp düşük olan bölgelerde daha yüksektir [71]. Kanadın hücum kenarından kuyruk kenarına doğru ilerledikçe hızın artması, kanatların kuyruk kenarında oluşan girdaplar gibi sebeplerden dolayı, kuyruk kenarında toplam basınç değeri minimuma inerken, hücum kenarında maksimumdur.



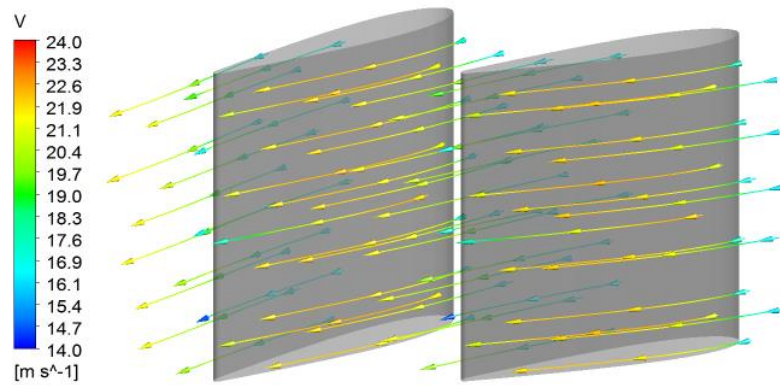
Şekil 5.8. Ayar kanatları etrafında basınç dağılımı

Daha önceden de belirtildiği gibi, hücum kenarından kuyruk kenarına doğru gidildikçe su hızlanır, dolayısıyla basınç düşer. Bununla beraber kanat üzerindeki maksimum basınç, durma noktasında meydana gelir. Durma noktasının da kanat hücum kenarının tam ortasında meydana gelmesi gerekmektedir. Bu koşulun sağlandığı Şekil 5.8'de görülmektedir.



Şekil 5.9. Ayar kanadı üzerindeki hız dağılımı ve hız vektörleri

Şekil 5.9'da da görüldüğü gibi, ayar kanadının hücum kenarından kuyruk kenarına doğru gidildikçe su hızlanmaktadır. Ayrıca hız vektörleri, istenildiği gibi kanat etrafında herhangi bir sapma olmaksızın üniform bir dağılıma sahiptir.



Şekil 5.10. Ayar kanatları etrafındaki akış iplikçikleri

Şekil 5.10’da ayar kanatları etrafında hız değerleri cinsinden akım iplikçikleri gösterilmiştir. Bu şekilden daha net görüldüğü gibi, akım iplikçikleri düzgün bir şekilde, herhangi bir sapma yapmadan ilerlemektedir. Bu da yapılan tasarımın doğruluğunu kanıtlayan kriterlerden biridir.

5.1.2. Yuvacık HES

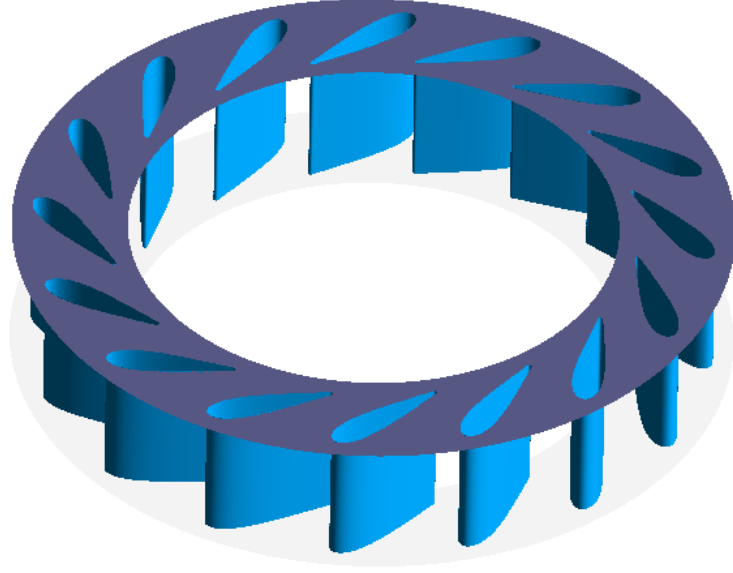
Yuvacık HES için elde edilen sonuçlar, Çizelge 4 ve Şekil 5.11 – 5.20 arasında verilmiştir.

Çizelge 5.2. Yuvacık HES ayar kanadı için akış analizi sonuçları

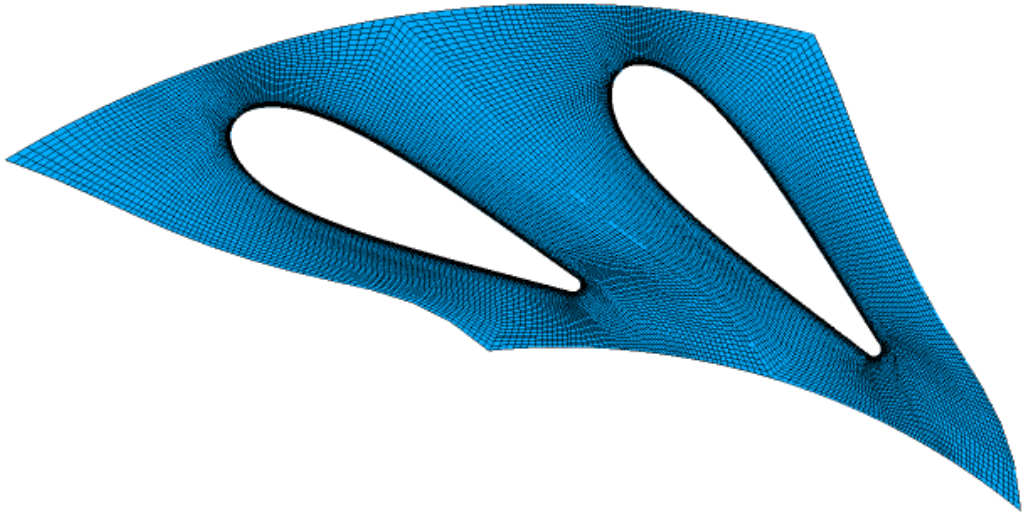
	Giriş	HK Kesiti	KK Kesiti	Çıkış	Birim
Yoğunluk	997	997	997	997	[kg/m ³]
Statik Basınç	487.3	479.4	418.46	405.5	[kPa]
Toplam Basınç	529.0	528.82	526.42	525.78	[kPa]
Cm	4.24	4.82	5.92	6.25	[m/s]
Cu	-7.9	-8.28	-12.62	-14.2	[m/s]
C	9.05	9.66	14.02	15.52	[m/s]
Akış Açısı	27.9	49.17	30.5	23.7	[derece]

Çizelge 4’te, sonlu elemanlara bölünen hacmin girişinde, çıkışında, ayar kanadının başlangıç noktasında (HK Kesiti) ve ayar kanadının bitişinde (KK Kesiti) hesaplanan değerler, bulunduğu yüzeydeki alana ya da kütleye göre ortalama alınarak verilmiştir. Bu çizelgeden, ayar kanadının hücum kenarından kuyruk kenarına doğru ilerledikçe suyun hızının arttığı, dolayısıyla statik basıncın düştüğü görülmektedir. Meridyonel hız bileşenindeki artış oldukça azken, çevresel hız bileşenindeki artış çok daha fazladır.

Bunun sebebi, bu istikamette kayıpların artmasıdır. Ayrıca çark için istenilen giriş açısı 23.7° 'nin de elde edildiği görülmektedir.

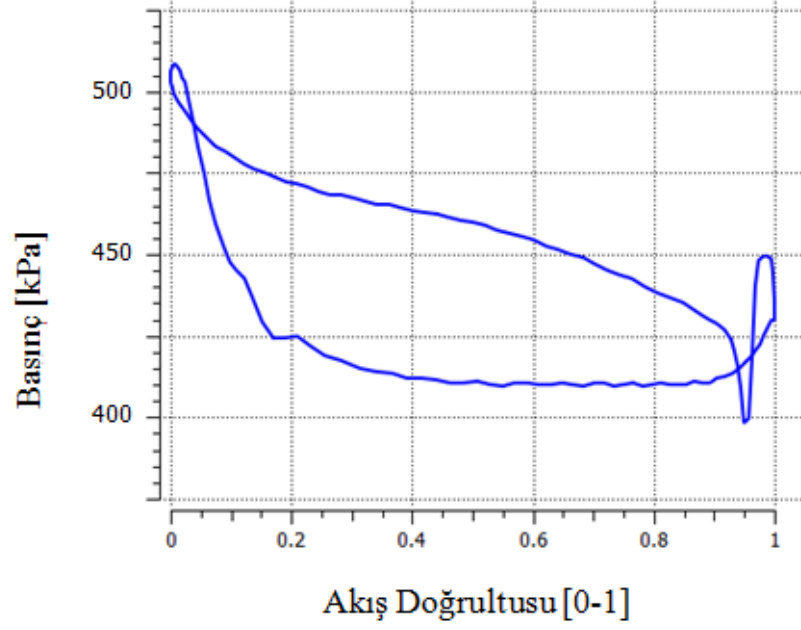


Şekil 5.11. Yuvacık HES için hazırlanan ayar kanadı modeli



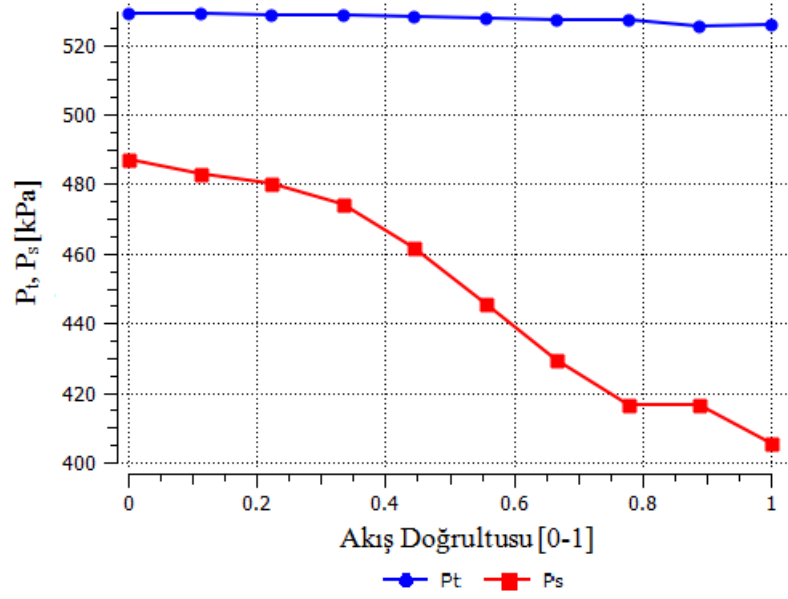
Şekil 5.12. Ayar kanatları çözüm ağı

Şekil 5.12’de görüldüğü üzere, çözüm ağı konsantrasyonu kanat etrafında daha yoğundur. Bu sayede, analiz sonucunda elde edilen değerlerin gerçek değerlere yakın sonuçlar vermesi sağlanmıştır.



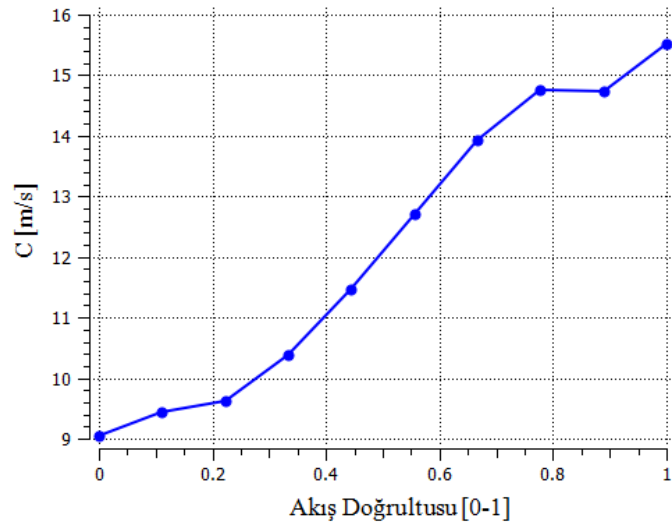
Şekil 5.13.Kanat yüklemesi diyagramı

Şekil 5.13’de görüldüğü gibi, kanat yüklemesi eğrisi, akış doğrultusu boyunca belirli noktalarda ters dönmektedir. Eğrinin bu karakteristiği, kanat ön tarafında oluşan durma noktası sebebiyle böyledir. Ayrıca yine şekilde de görüldüğü üzere, kanat üzerindeki en yüksek basınç da durma noktasının olduğu lokasyonda görülmektedir.



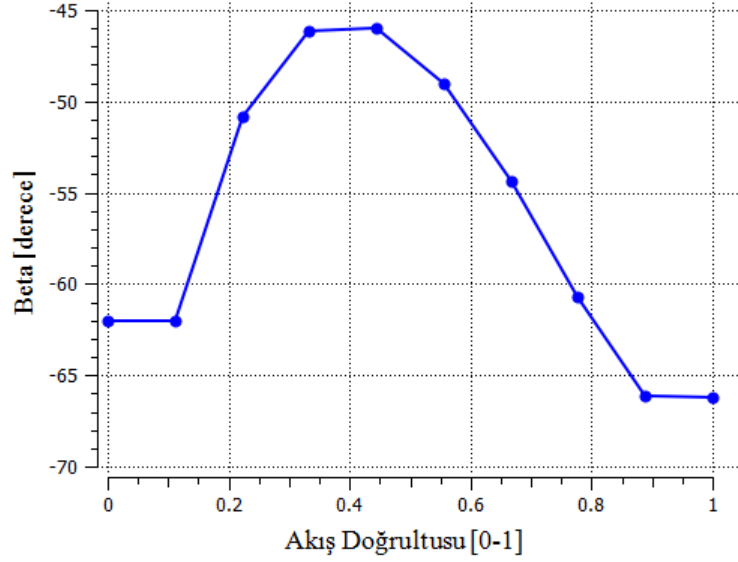
Şekil 5.14. Akış doğrultusu boyunca statik ve toplam basınç

Dinamik basınç sıvının yoğunluğuna ve hızına bağlıdır. Akış boyunca akışkanın yoğunluğu sabit olduğuna göre, dinamik basınç değerini değiştirebilecek tek değişken akışkan hızıdır. Kanadın hücum kenarından kuyruk kenarına doğru ilerlendikçe akışkanın hızının arttığı bilinmektedir. Dolayısıyla bunun bir sonucu olarak, Şekil 5.14’de de görüldüğü gibi dinamik basınçta artış görülürken statik basınçta düşüş görülür ve toplam basınç sabit kalır.



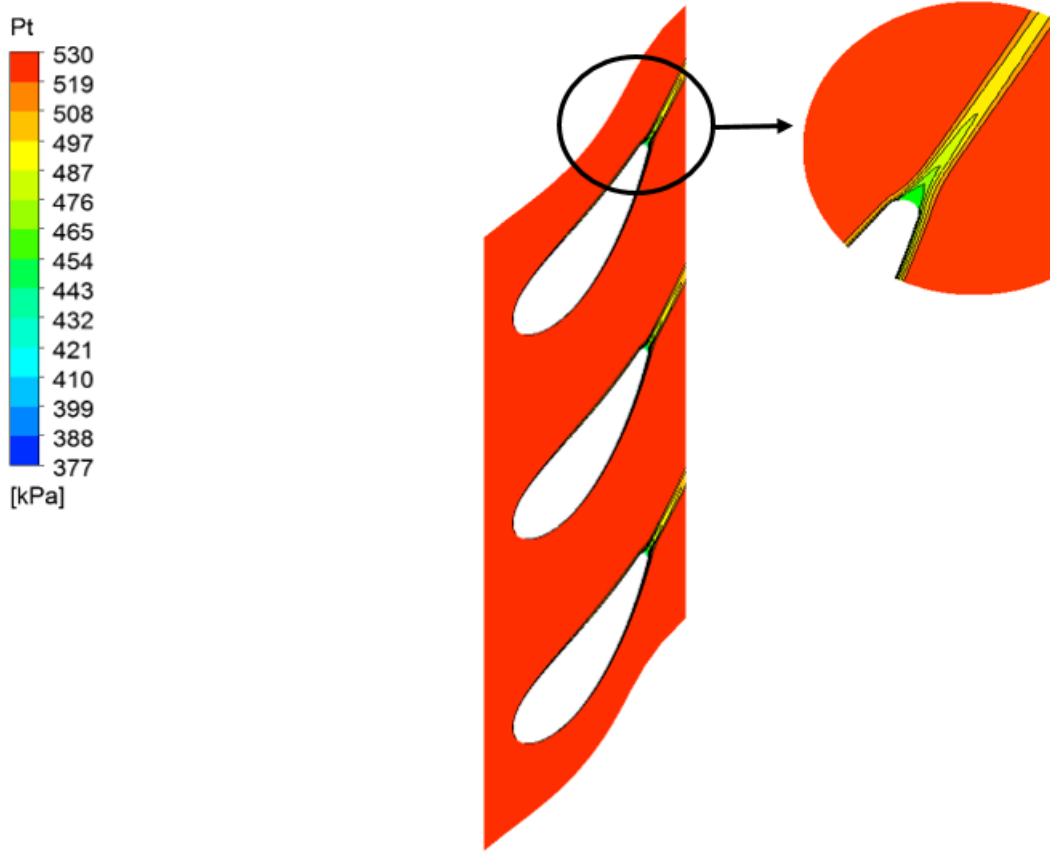
Şekil 5.15. Akış doğrultusu boyunca hız değişimi

Tıpkı Şekil 5.5’de olduğu gibi Şekil 5.15’de de, suyun kanat etrafındaki akış doğrultusu boyunca hız değişimi gösterilmektedir. Görüldüğü üzere, kanadın hücum kenarından kuyruk kenarına doğru ilerlendikçe, suyun hızı artmaktadır.



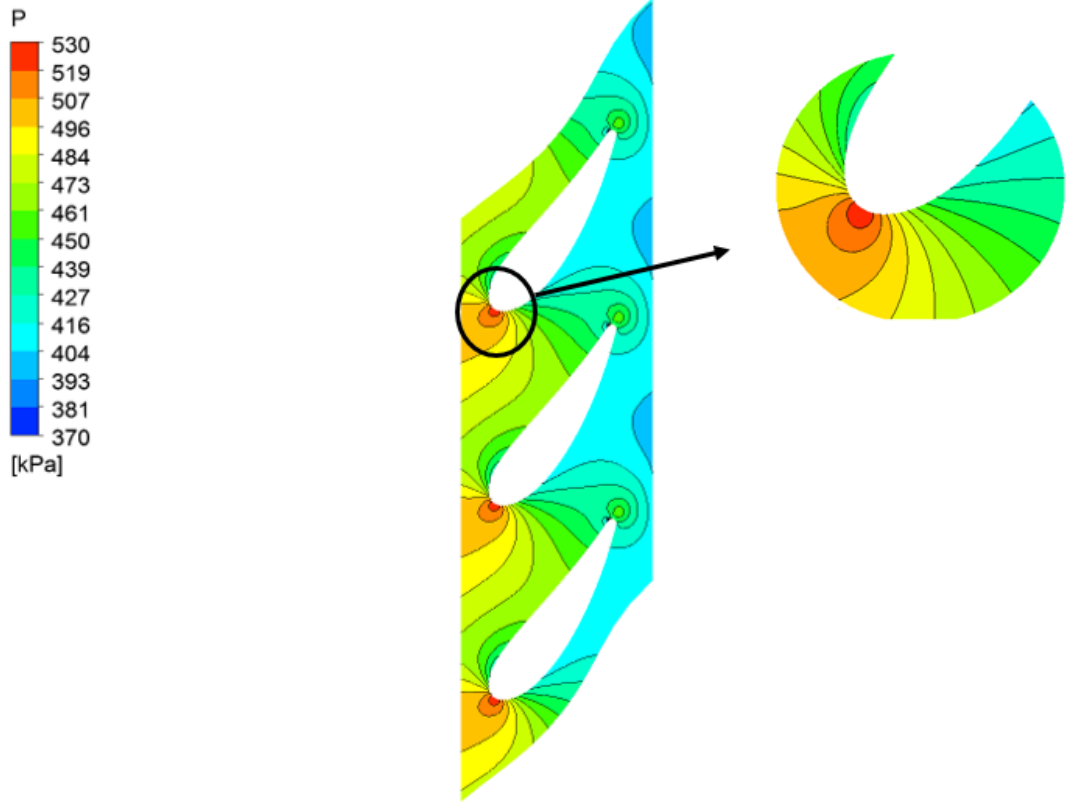
Şekil 5.16. Akış doğrultusu boyunca beta değişimi

Sabit kanatlardan su 27.96° ile çıkmaktadır. Şekil 5.16’da ise ayar kanadı giriş açısı 62.03 olarak görülmektedir. Bunun sebebi, açıların hesaplandığı yönlerle ilgilidir. 27.96° suyun düşey eksenle yaptığı açıyı ifade ederken, 62.03° yatayla yaptığı açıyı ifade eder. Başka bir deyişle, bu iki açı birbirleriyle tümleyendir. Çıkışta ise, çarka giriş açısı olan 23.7° ’nin, yani yatayla 66.3° ’ün elde edildiği görülmektedir. Belli bir noktadan sonra da, istenilen açının yakalanması sebebiyle, beta değeri sabitlenmektedir.



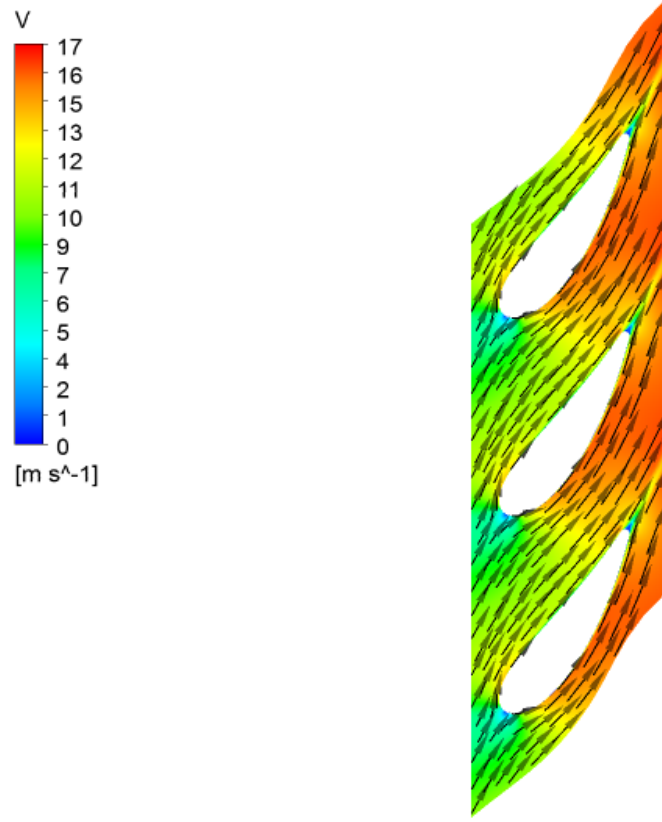
Şekil 5.17.Ayar kanatları etrafında toplam basınç dağılımı

Toplam basınç değeri, o bölgedeki enerji seviyesinin bir göstergesidir. Kanadın hücum kenarından kuyruk kenarına doğru ilerledikçe hızın artması, kanatların kuyruk kenarında oluşan girdaplar gibi sebeplerden dolayı, kuyruk kenarında toplam basınç değeri minimuma inerken, hücum kenarında maksimumdur.



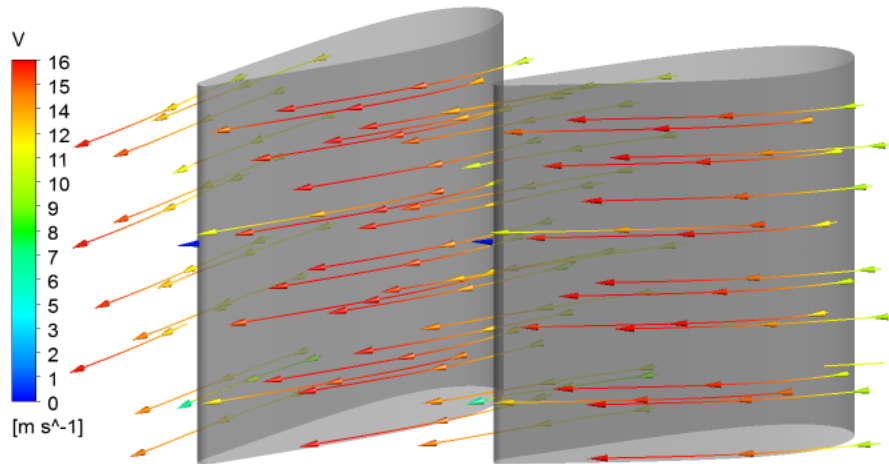
Şekil 5.18. Ayar kanatları etrafında basınç dağılımı

Hücum kenarından kuyruk kenarına doğru gidildikçe su hızlanır, dolayısıyla basınç düşer. Bununla beraber kanat üzerindeki maksimum basınç, Şekil 5.18’de de görüldüğü gibi, durma noktasında meydana gelir.



Şekil 5.19. Ayar kanadı üzerindeki hız dağılımı ve hız vektörleri

Şekil 5.19'daki hız vektörleri, istenildiği gibi kanat etrafında herhangi bir sapma olmaksızın üniform bir dağılıma sahiptir.



Şekil 5.20. Ayar kanatları etrafındaki akış iplikçikleri

Şekil 5.20’de ayar kanatları etrafında hız değerleri cinsinden akım iplikçikleri gösterilmiştir. Bu şekilden daha net görüldüğü gibi, akım iplikçikleri düzgün bir şekilde, herhangi bir sapma yapmadan ilerlemektedir.

5.2. Kanatların Boyutsal Tasarım Parametrelerinin Değiştirilmesi

5.2.1. NACA Profilleri

Ataköy HES ayar kanatları NACA 0018 kalınlık profiline sahipken, Yuvacık HES ayar kanatları NACA 0024 kalınlık profiline sahiptir. Her iki kanat da, kendilerinkinden daha ince ve daha kalın kalınlık profilleri kullanılarak tekrar analiz edilmiş ve çeşitli değerlerdeki değişim gözlemlenmiştir. Elde edilen sonuçlar Çizelge 5.3 ve 5.4’de verilmiştir.

Çizelge 5.3. Ataköy HES ayar kanatları farklı NACA profilleri için elde edilen sonuçlar

Ataköy	Tork [J]	Merid. Hız [m/s]	Çevr. Hız [m/s]	Hız [m/s]	Çıkış Açısı [derece]	Kayıp [mWC]
NACA0010	-751.9	10.824	17.55	20.62	31.6	0.43
NACA0012	-700.3	10.824	17.88	20.9	31.2	0.45
NACA0015	-660.7	10.825	18.41	21.36	30.4	0.50
NACA0018	-586.6	10.826	19.01	21.88	29.7	0.56
NACA0024	-376.6	10.827	20.42	23.12	27.9	0.69

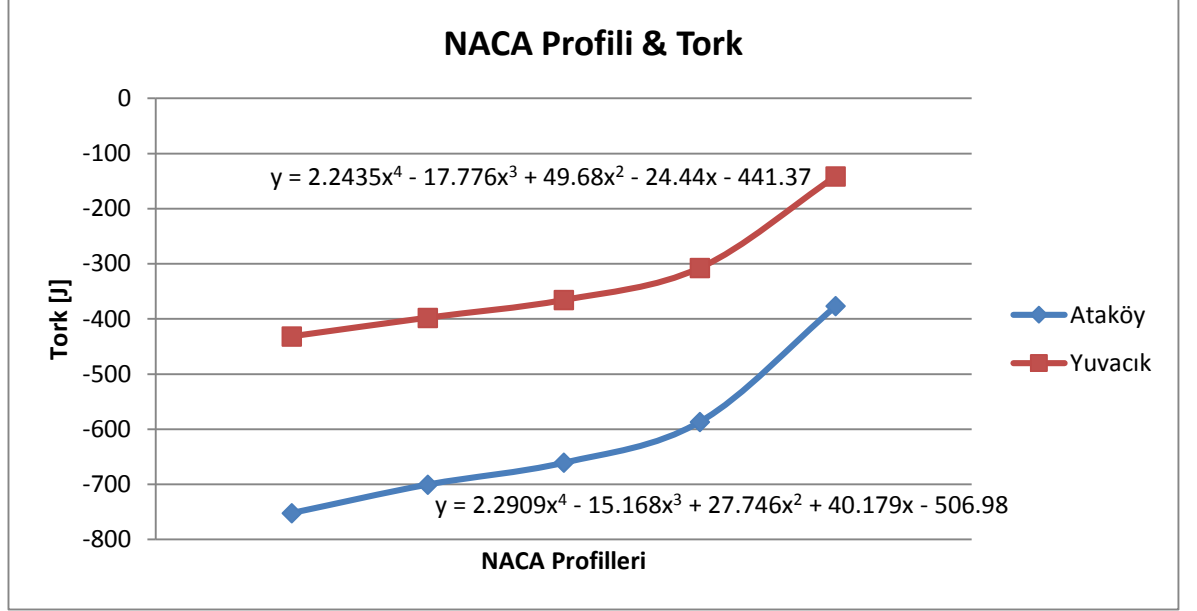
Çizelge 5.4. Yuvacık HES ayar kanatları farklı NACA profilleri için elde edilen sonuçlar

Yuvacık	Tork [J]	Merid. Hız [m/s]	Çevr. Hız [m/s]	Hız [m/s]	Çıkış Açısı [derece]	Kayıp [mWC]
NACA0012	-431.6	6.244	12.36	13.85	26.83	0.22
NACA0015	-397.8	6.248	12.70	14.16	26.22	0.23
NACA0018	-365.8	6.249	13.11	14.53	25.51	0.26
NACA0024	-307.5	6.250	14.19	15.52	23.77	0.33
NACA0036	-141.3	6.253	16.97	18.11	20.25	0.55

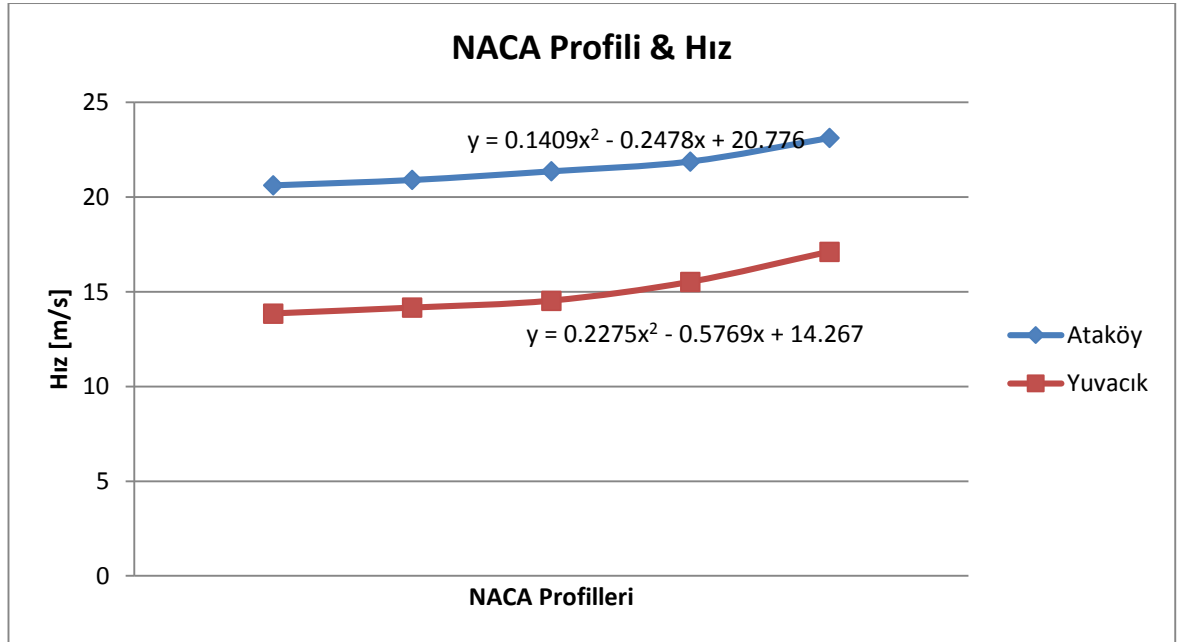
Çizelge 5.3 ve 5.4’de görülen tork değerlerinin önündeki eksi işareti, yönü ifade etmektedir. Her iki türbin için de hız artmış, bunun sonucu olarak basınç, kuvvet ve tork azalmış ve kayıp artmıştır. Çıkış açısındaki azalma ise, çevresel hız komponentindeki artışa bağlıdır. Her ne kadar meridyonel hız komponentinde de artış oluyorsa da, çevresel hız komponentindeki artış, meridyonel hız komponentindeki artıştan daha fazladır. Dolayısıyla $\tan^{-1}(C_m/C_u)$ ifadesiyle hesaplanan çıkış açısında da azalma görülmektedir. Bunlara ek olarak, kanat kalınlığı arttıkça akış ayrılması ve sapmalar gibi istenmeyen durumların ortaya çıktığı da gözlemlenmiştir. Bununla beraber aynı değişkenler için iki türbinin de benzer davranışlar sergilediği gözlemlenmiştir.

NACA profilinin tork üzerindeki etkisi için elde edilen bağıntılar Yuvacık HES için $y = 2.2435x^4 - 17.776x^3 + 49.68x^2 - 24.44x - 441.37$ iken Ataköy HES için $y = 2.2909x^4 - 15.168x^3 + 27.746x^2 + 40.179x - 506.98$ olarak bulunmuştur. Hız üzerindeki etkisi için elde edilen bağıntılar Yuvacık HES için $y = 0.2275x^2 - 0.5769x + 14.267$ iken Ataköy HES için $y = 0.1409x^2 - 0.2478x + 20.776$ şeklindedir. NACA profili değişiminin ayar kanadı kaybını nasıl değiştirdiği incelendiğinde ise Yuvacık HES için $y = 0.0039x^3 - 0.0174x^2 + 0.0404x + 0.1958$ ve Ataköy HES için $y = 0.004x^3 - 0.0198x^2 + 0.0606x + 0.3866$ bağıntıları elde edilmiştir. Son olarak suyun çıkış açısı üzerindeki etkisi incelendiğinde Yuvacık HES için $y = -0.1399x^3 + 0.7688x^2 - 1.9206x + 28.121$ ve Ataköy HES için $y = -0.1399x^3 + 0.7688x^2 - 1.9206x + 28.121$ bağıntıları

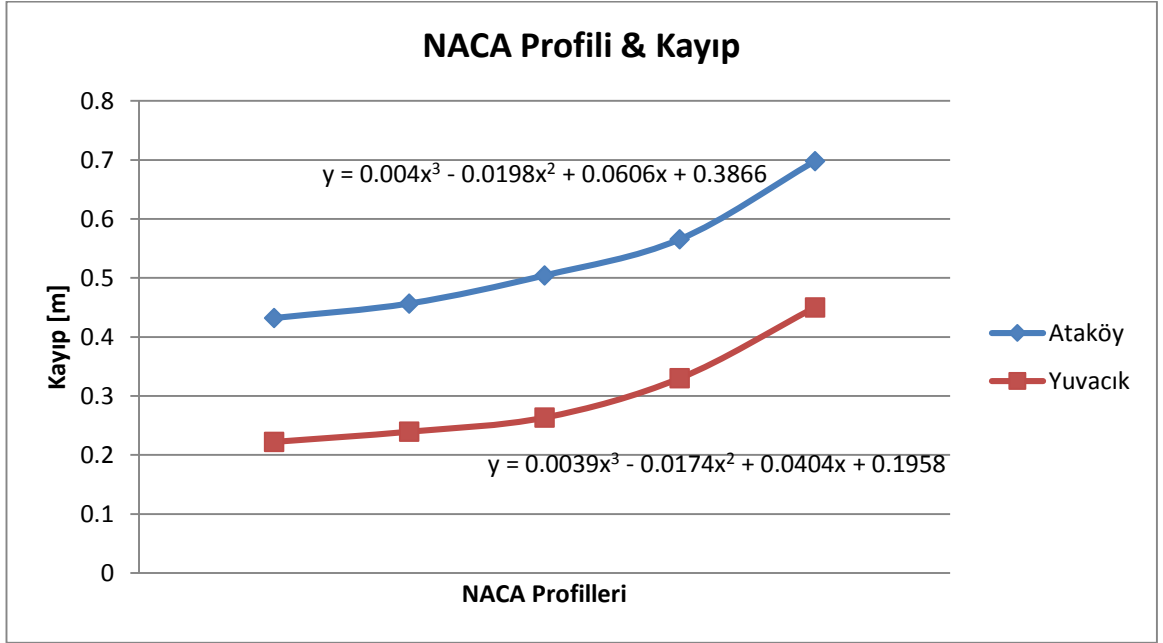
elde edilmiştir. İki türbinin tork, hız, kayıp ve çıkış açısı cinsinden karşılaştırılması Şekil 5.21, 5.22, 5.23 ve 5.24'te verilmiştir.



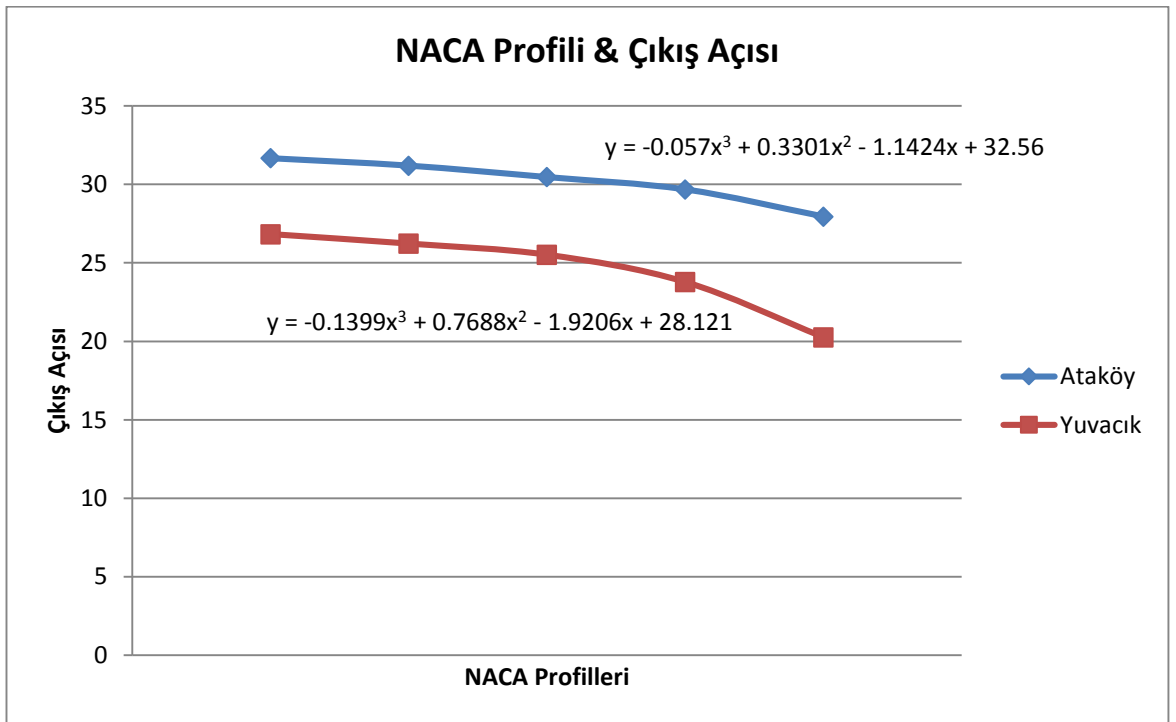
Şekil 5.21. Ataköy ve Yuvacık HES için NACA profillerine bağlı olarak tork değişimi



Şekil 5.22. Ataköy ve Yuvacık HES için NACA profillerine bağlı olarak hız değişimi



Şekil 5.23. Ataköy ve Yuvacık HES için NACA profillerine bağlı olarak kayıptaki değişim



Şekil 5. 24. Ataköy ve Yuvacık HES için NACA profillerine bağlı olarak çıkış açısı değişimi

5.2.2. Eksentrisite ve Kanat Açıları

Ataköy ve Yuvacık HES ayar kanatları için farklı eksentrisite ve kanat açıları kullanılarak simülasyonlar yapılmıştır. Her iki kanat da, kanatların hücum kenarından itibaren %25, 35, 50, 65 ve 75'inden döndürülmüştür. Ayrıca her bir eksentrisite değerinde, en iyi kanat açısının 5° fazlası ve eksisinde, tam kapalıya yakın konumda ve ikisi arasındaki belirli açıklıklarda analiz yapılmıştır. Analizlerin sonucunda, çıkış açıları ve tork değerleri incelenmiştir. Sonuçlar Çizelge 5.5, 6, 7, 8'de ve iki türbinin karşılaştırması Şekil 5.25 – 5.32'de verilmiştir. Ataköy ayar kanadı için en iyi açıklık 37.55° iken, Yuvacık ayar kanadı için bu değer 35.3° olarak bulunmuştur.

Çizelge 5.5. Ataköy HES için farklı kanat açısı ve eksentrisite değerleri için elde edilen çıkış açıları

Ataköy Kanat Açısı [derece]	e= 0.25	e= 0.35	e= 0.5	e= 0.65	e= 0.75
32.55°	22.24	23.34	24.57	25.64	26.86
33.55°	23.34	24.45	25.56	26.64	27.88
34.55°	24.44	25.54	26.65	27.72	28.9
35.55°	25.55	26.65	27.73	28.76	29.9
36.55°	26.68	27.76	28.74	29.8	30.8
37.55°	27.80	28.46	29.68	30.91	31.8
38.55°	28.93	29.97	30.76	31.95	32.93
39.55°	29.97	30.9	31.81	32.98	33.98
40.55°	30.72	31.89	32.87	33.94	34.83
41.55°	31.78	32.8	33.64	34.92	35.81
42.55°	32.53	33.7	34.64	35.86	36.61

Çizelge 5.6. Ataköy HES için farklı kanat açısı ve eksentrisite değerlerine karşılık gelen tork değerleri

Ataköy Kanat Açısı [Derece]	e= 0.25	e= 0.35	e= 0.50	e= 0.65	e= 0.75
3°	-948.5	-1076.8	-1344.02	-1476.93	-1595.49
10°	125.42	130.82	167.42	180.24	200.87
15°	151.59	167.31	221.98	216.66	250.43
20°	70.2	78.86	100.9	109.66	112.73
25°	-138.66	-144.2	-185.2	-201.48	-213.45
30°	-232.35	-261.81	-330.91	-362.45	-391.15
32.55°	-293.56	-334.73	-433.18	-463.3	-500.08
33.55°	-328.57	-366.55	-466.75	-493.25	-528.25
34.55°	-362.22	-400.45	-500.98	-521.92	-565.58
35.55°	-396.2	-431.81	-535.92	-549.21	-590.08
36.55°	-428.89	-462.75	-554.02	-576.54	-614.76
37.55°	-460.18	-492.41	-586.6	-599.5	-634.61
38.55°	-490.23	-522.38	-618.67	-624.53	-654.54
39.55°	-520.22	-551.75	-648.55	-650.16	-697.06
40.55°	-546.92	-576.83	-688.93	-693.52	-728.42
41.55°	-572.3	-604.38	-722.64	-728.43	-764.42
42.55°	-589.31	-617.53	-732.38	-744.49	-784.16

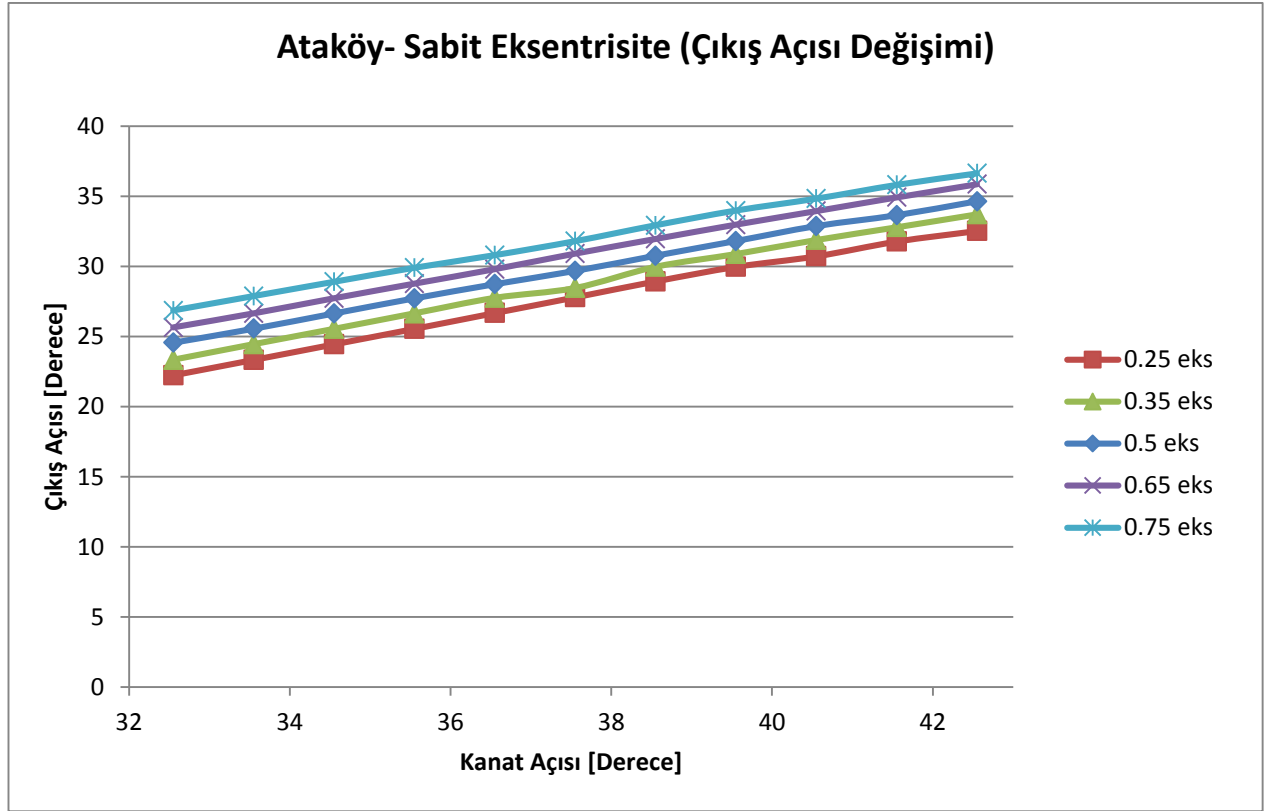
Çizelge 5.7. Yuvacık HES için farklı kanat açısı ve eksentrisite değerleri için elde edilen çıkış açıları

Yuvacık Kanat Açısı [derece]	e= 0.25	e= 0.35	e= 0.5	e= 0.65	e= 0.75
30.3°	15.1	16.41	18.8	21.7	23.6
31.3°	15.91	17.25	19.9	22.65	24.44
32.3°	16.97	18.3	20.85	23.45	25.46
33.3°	17.8	19.18	21.73	24.41	26.35
34.3°	18.8	20.18	22.75	25.43	27.32
35.3°	19.85	21.34	23.71	26.54	28.3
36.3°	20.83	22.3	24.7	27.32	29.3
37.3°	21.87	23.35	25.7	28.32	30.25
38.3°	22.84	24.3	26.62	29.32	31.23
39.3°	23.83	25.33	27.65	30.31	32.18
40.3°	24.81	26.31	28.63	31.3	33.20

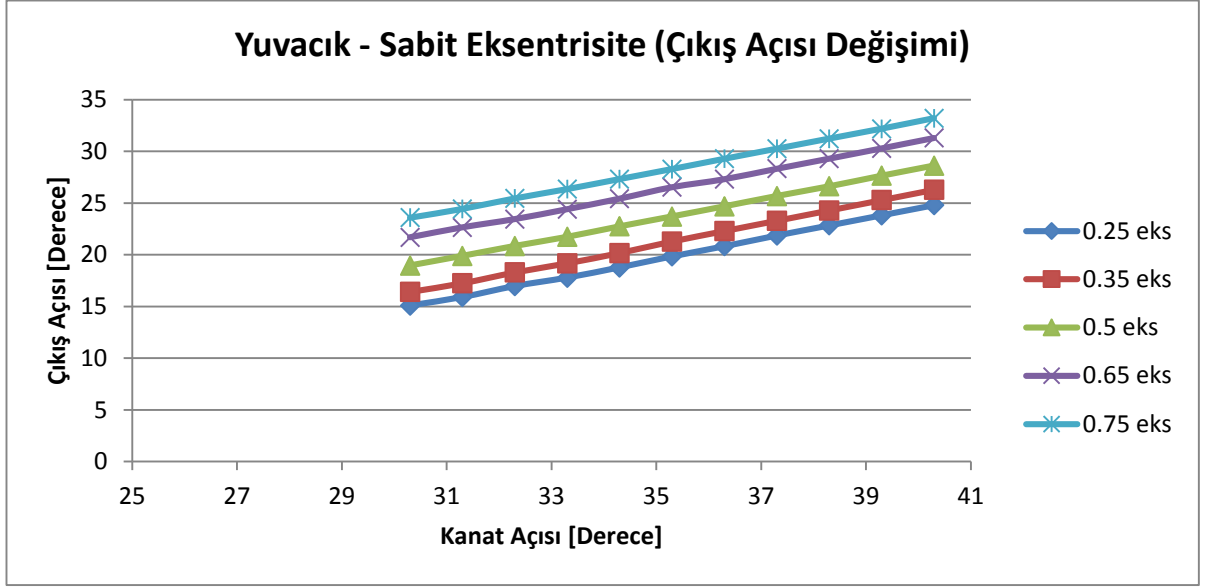
Çizelge 5.8. Yuvacık HES için farklı kanat açısı ve eksentrisite değerlerine karşılık gelen tork değerleri

Yuvacık Kanat Açısı [Derece]	e= 0.25	e= 0.35	e= 0.5	e= 0.65	e=0.75
5°	-1148.9	-1522.8	-2288.55	-3738.3	-4072.8
10°	-412.5	-533.33	-803.12	-1312.43	-2047.2
15°	306.4	400.12	651.75	1064.55	706.95
17°	348.55	457.23	743.75	1215.97	1963.52
20°	294.82	384.61	625.73	1022.37	1664.40
25°	154	200.3	324.28	530.18	876.17
30.3°	-11.77	-14.66	-22.72	-36.36	-60.82
31.3°	-41.2	-92.23	-137.06	-166.72	-280.69
32.3°	-60.7	-124.62	-191.25	-214.33	-397.49
33.3°	-75.62	-153.3	-232.28	-256.1	-405.03

34.3°	-88.46	-178.5	-273.93	-291.73	-414.81
35.3°	-117.1	-190.6	-287.6	-377.9	-428.2
36.3°	-102.63	-235.96	-359.21	-379.1	-450.6
37.3°	-114.26	-261.11	-420.34	-429.44	-533.57
38.3°	-123.85	-283.7	-452.07	-500.12	-573.9
39.3°	-136.51	-312.01	-489.77	-604.52	-654.34
40.3°	-141.74	-325.14	-513.53	-665.51	-717.64

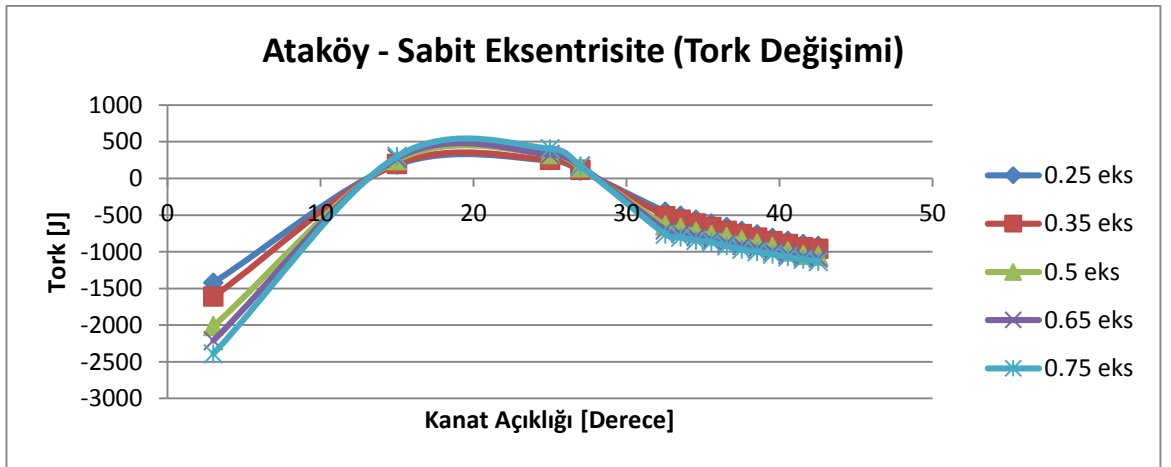


Şekil 5.25. Ataköy HES ayar kanatlarının sabit eksentrisitelerde kanat açısı değişiminin çıkış açısına etkileri

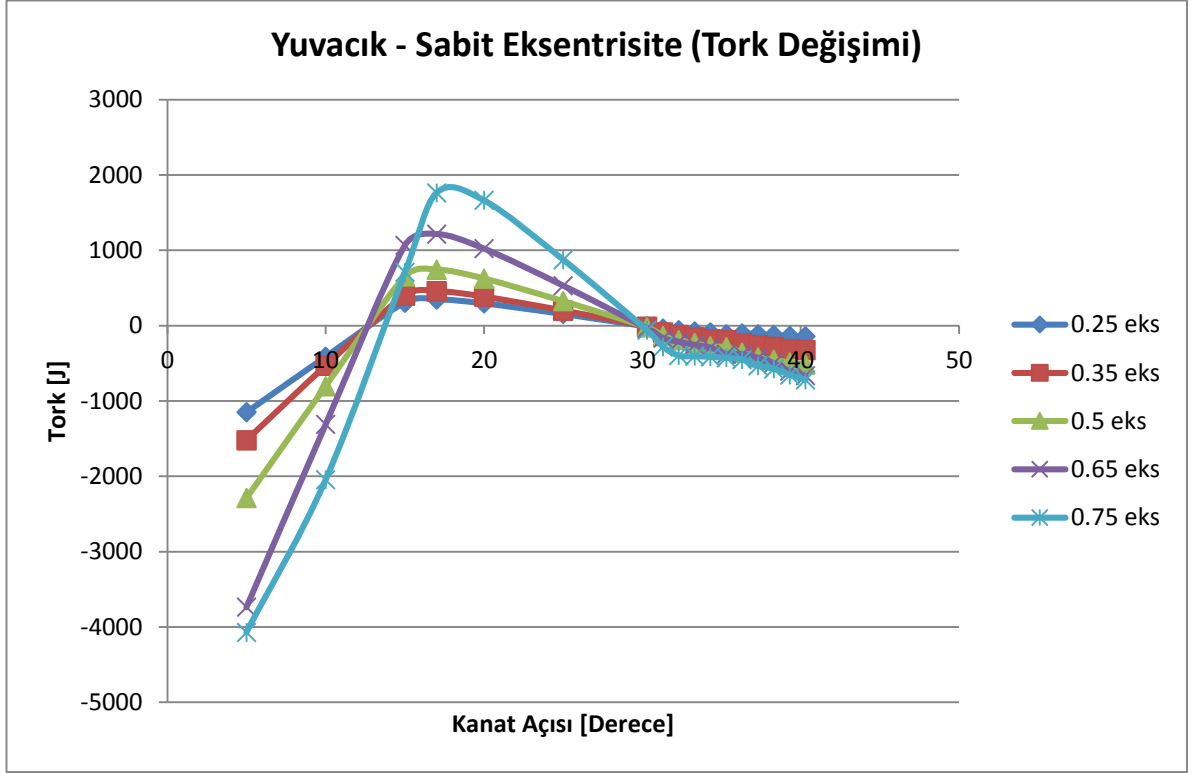


Şekil 5.26. Ataköy HES ayar kanatlarının sabit eksentrisitelerde kanat açısı değişiminin çıkış açısına etkileri

Her iki türbin için de eksentrisite değerleri sabit alınıp (kanatlar aynı yerden döndürülüp) kanat açıklıkları değiştirildiğinde, kanat açıklığı arttıkça suyun çıkış açısının da arttığı görülmüştür. Bunun sebebi, suyun çıkış açısında esasen kanat açıklığının etkili olmasıdır. Suyu yönlendiren giriş açısından ziyade kanat açıklığıdır. Dolayısıyla kanat açıklığı arttıkça, suyun çıkış açısı da artmaktadır.

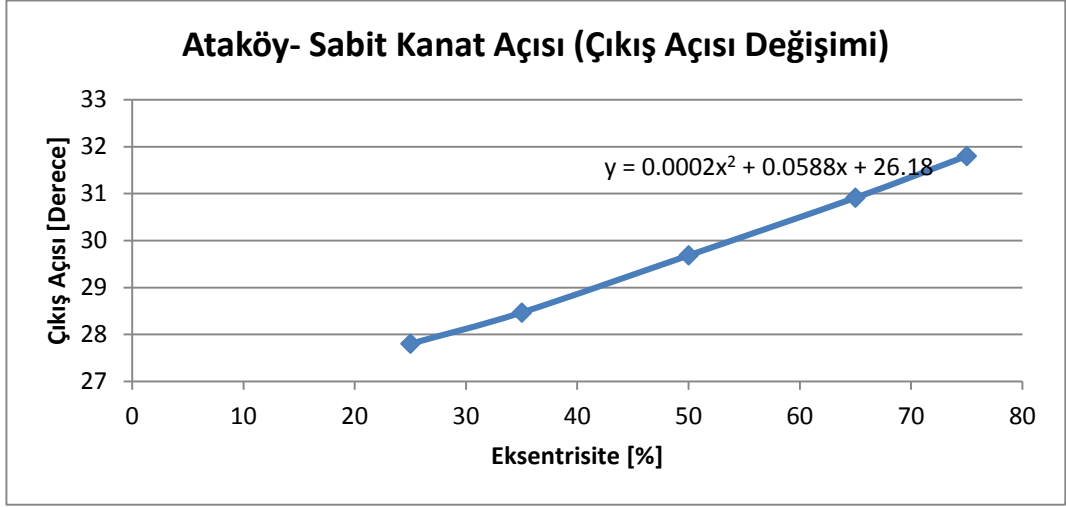


Şekil 5.27. Ataköy HES ayar kanatlarının sabit eksentrisitelerde kanat açısı değişiminin tork değerine etkileri

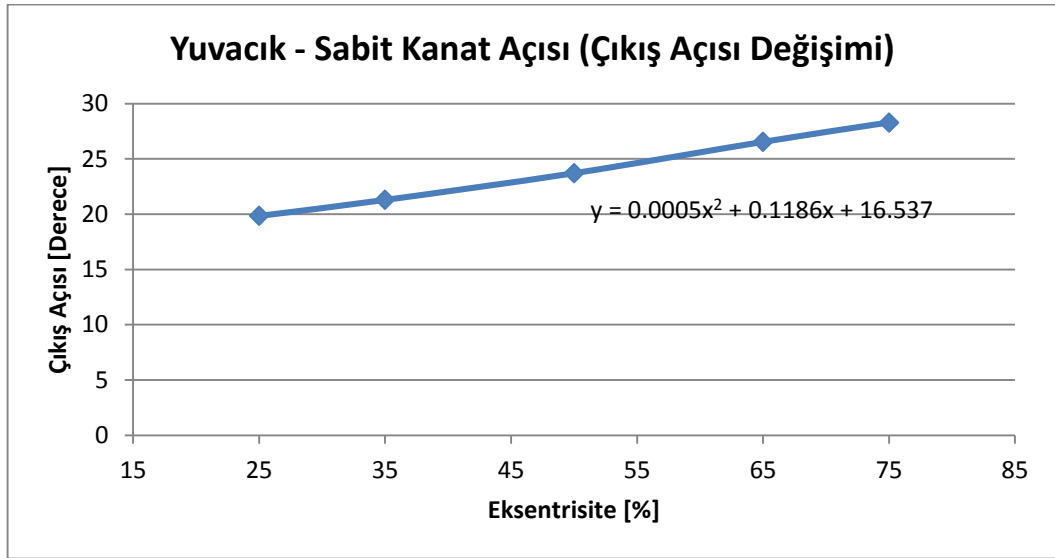


Şekil 5.28. Yuvacık HES ayar kanatlarının sabit eksentrisitelerde kanat açısı değişiminin tork değerine etkileri

Şekil 5.27 ve 28’de ise Şekil 5.25 ve 26’dan farklı olarak, aynı koşullar altında tork değerleri ölçülmüştür. Her iki türbin için de benzer eğriler elde edilmiştir. Grafiklerdeki ilk noktalar, kanatların kapalı oldukları konumdaki sonuçları göstermektedir. Torkun yön değiştirmesi ise yine kanat açıklığıyla ilgilidir. Kanat kapalı konumdan sonra yavaş yavaş açılmaya başladığında, sabit açıyla gelen su, kanadın önce bir yüzünde torka sebep olurken, kanat açıklığı arttıkça diğer yüzünde torka sebep olmaktadır. Açıklık arttıkça da, geçebilen kütleli debi miktarı arttığı için tork artmaktadır.



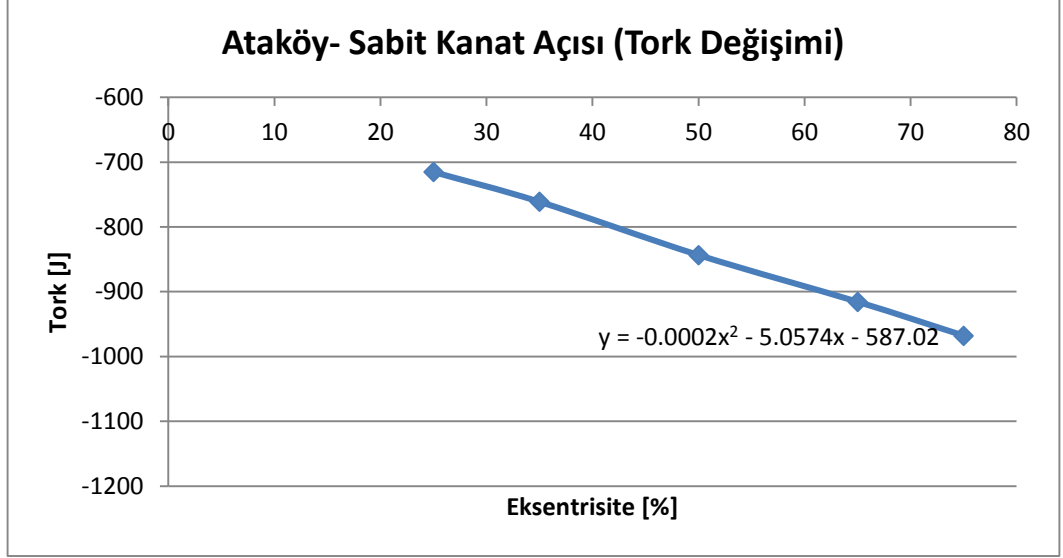
Şekil 5.29. Ataköy HES ayar kanatlarının sabit kanat açısında (tasarım açısı) eksantrisite değişiminin çıkış açısına etkisi



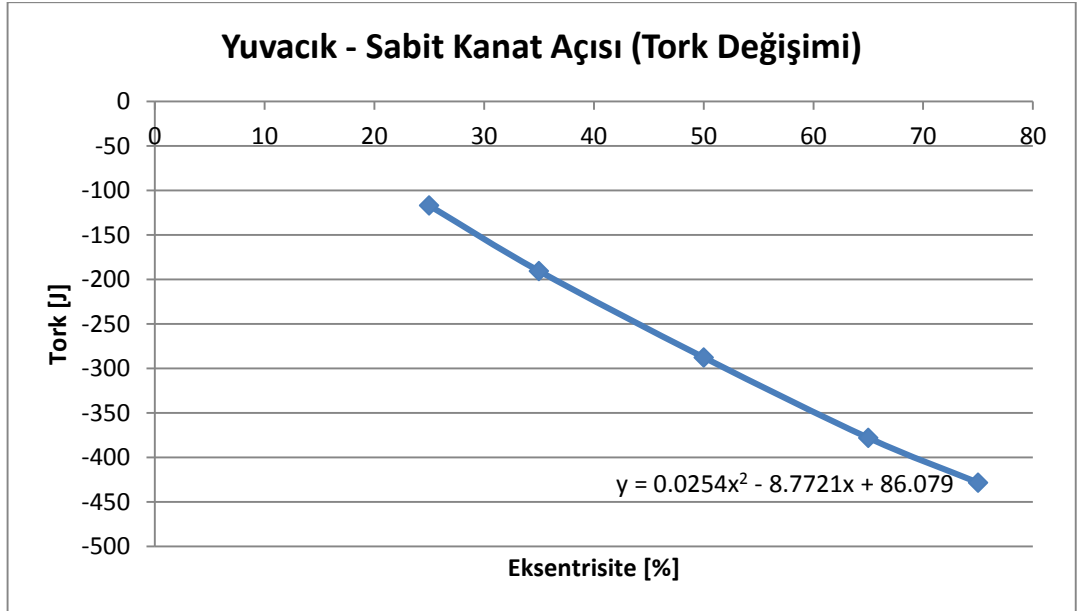
Şekil 5.30. Yuvacık HES ayar kanatlarının sabit kanat açısında (tasarım açısı) eksantrisite değişiminin çıkış açısına etkisi

Şekil 5.29 ve 30'da en iyi açıklıklarında kabul edilen ayar kanatlarının eksantrisite değerleri değiştirilerek suyun çıkış açısı incelenmiştir. Ataköy HES için bu açıklık 35.3° ve Yuvacık HES için 37.55°'dir. Bu açıklıklarda kanatlar, %25, 35, 50, 65 ve 75'lerinden döndürülmüştür. İki türbin için de eksantrisite değeri arttıkça, yani kanatlar kuyruk kenarlarına daha yakın bir noktadan döndürüldükçe suyun çıkış açısı artmaktadır; fakat kanadın herhangi bir kenara yakın bir yerden döndürülmesi yapısal

problemlere neden olabileceğinden pek tercih edilmemektedir. Ataköy HES için elde edilen bağıntı $y = 0.0002x^2 + 0.0588x + 26.18$ iken Yuvacık için bu bağıntı $y = 0.0005x^2 + 0.1186x + 16.537$ şeklindedir.



Şekil 5.31. Ataköy HES ayar kanatlarının sabit kanat açısında (tasarım açısı) eksentrisite değişiminin tork değerine etkisi



Şekil 5.32. Yuvacık HES ayar kanatlarının sabit kanat açısında (tasarım açısı) eksentrisite değişiminin tork değerine etkisi

Şekil 5.31 ve 32’de ise, en iyi açıklıklarında kabul edilen ayar kanatlarının eksentrisite değerleri değiştirilerek tork değişimi incelenmiştir. İki türbin için de eksentrisite değeri arttıkça, yani kanatlar kuyruk kenarlarına daha yakın bir noktadan döndürüldükçe tork değeri artmaktadır. Bunun sebebi ise, moment alınan noktaya göre kuvvet kolu mesafesinin artmasıdır. Tork değişimi incelendiği zaman Ataköy HES için elde edilen bağıntı $y = -0.0002x^2 - 5.0574x - 587.02$ şeklinde iken Yuvacık HES için bu bağıntı $y = 0.0254x^2 - 8.7721x - 86.079$ olarak bulunmuştur.

5.2.3. Kanat Örtüşme Alanları ve Kanat Sayıları

Normal tasarımda, ayar kanatlarının boyutları belirlenirken, herhangi bir acil durum olduğunda kanatlar üst üste binerek tam kapanacak şekilde belirlenir. Bu durumda kanatların birbirleri üzerlerine oturma alanları %10 alınarak hesaplamalar yapılır. Kapanma yüzeyi arttıkça kanat sayısı da artarken, kapanma yüzeyi azalır bu sayı da düşmektedir. Her iki türbin için de kapanma yüzeyleri %5, 10, 20, 30, 40 ve 50 alınarak kanat sayıları hesaplanmış ve simülasyonlar yapılmıştır. Bu simülasyonlar sonucunda, oturma yüzeyinin, dolayısıyla da kanat sayısının tork, kayıp, hız ve çıkış açısı üzerindeki etkisi incelenmiştir.

Çizelge 5.9. Ataköy HES için farklı kapanma yüzdelerine karşılık gelen kanat sayıları ve çeşitli değişkenlere etkileri

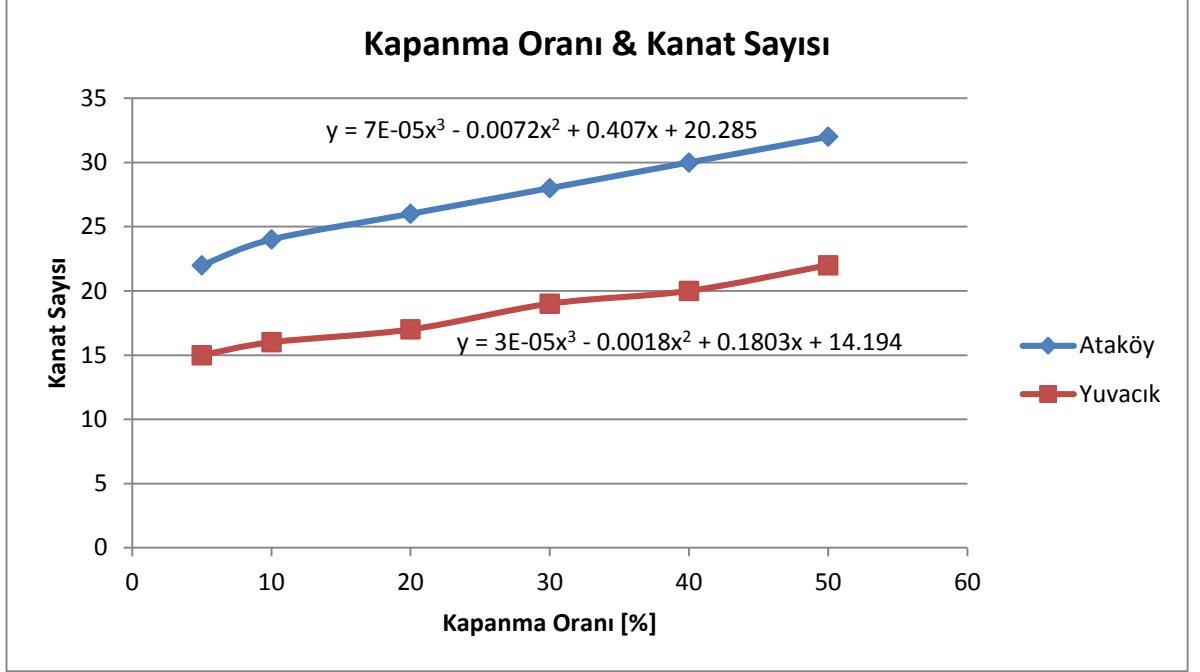
Kapanma Oranı [%]	Kanat Sayısı	Tork [J]	Kayıp[mWC]	C [m/s]
5	22	-612.21	0.52	21.35
10	24	-586.6	0.56	21.88
20	26	-540.5	0.86	22.46
30	28	-483.05	1.12	23.08
40	30	-385.95	1.44	23.47
50	32	-320.45	1.62	23.73

Çizelge 5.10. Yuvacık HES için farklı kapanma yüzdelerine karşılık gelen kanat sayıları ve çeşitli değişkenlere etkileri

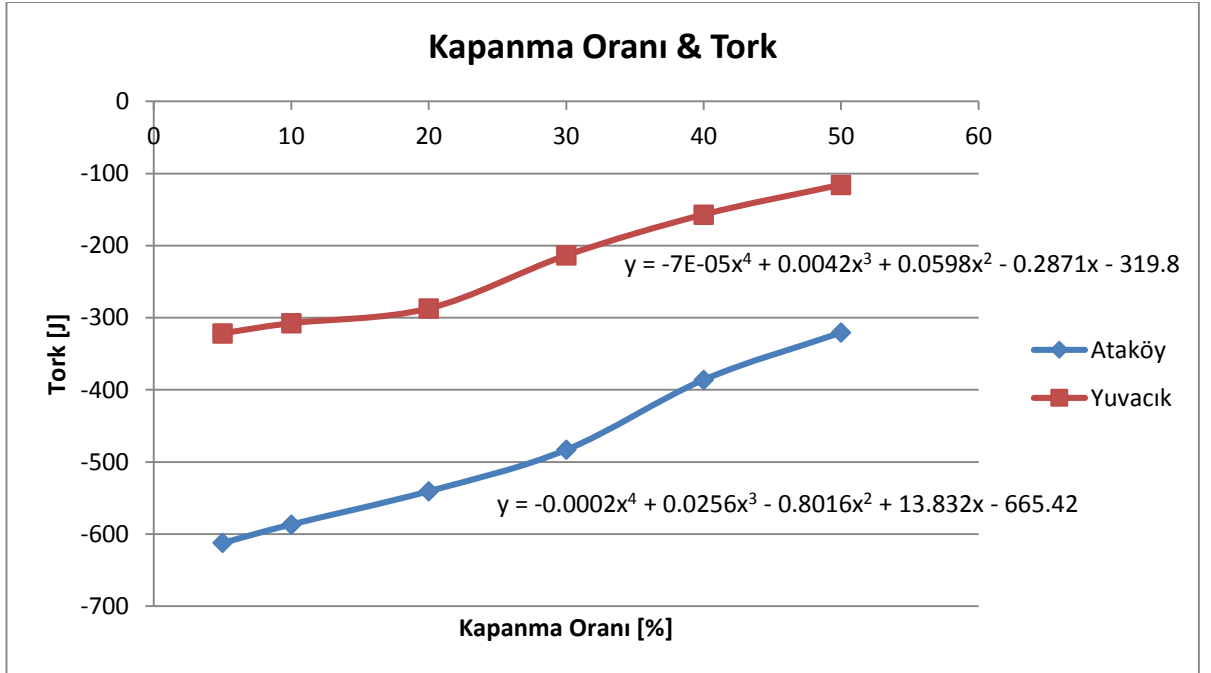
Kapanma Oranı [%]	Kanat Sayısı	Tork [J]	Kayıp [mWC]	C [m/s]
5	15	-321.54	0.293	14.904
10	16	-307.58	0.328	15.455
20	17	-287.2	0.365	16.153
30	19	-213.55	0.47	16.81
40	20	-156.97	0.634	17.589
50	22	-115.62	0.722	17.989

Çizelge 5.9 ve 10’da her iki türbin için kapanma oranlarının kanat sayılarına ve çeşitli akış parametrelerine etkisi verilmiştir. İki türbinde de bütün değişkenler için tutarlı sonuçlar elde edilmiştir. Kanat sayısı arttıkça tork azalmış, kayıp ve hız artmıştır. Kanat sayısının azalması, sabit giriş ve çıkış çapına sahip ayar kanatlarının arasındaki mesafeyi arttırmış, bu da daha fazla debinin geçmesine sebep olmuştur. Artan debiyle beraber, kanatlar üzerindeki kuvvet ve dolayısıyla da tork artmıştır. Ayrıca kanat sayısının artmasıyla beraber çıkış hızlarının da artması, kanatlarda daha fazla kayıp meydana gelmesine sebep olmuştur. Kanat sayısı, tork, kayıp ve hız açısından iki türbinin karşılaştırılması Şekil 5.33 – 5.36 arasında verilmiştir. Kanat örtüşme alanı ve kanat sayısı arasındaki ilişki Ataköy HES için $y = 0.00007x^3 - 0.0072x^2 + 0.407x + 20.285$ bağıntısıyla ifade edilirken, Yuvacık HES için $y = 0.00003x^3 - 0.0018x^2 + 0.1803x + 14.194$ eşitliğiyle ifade edilmiştir. Kanat örtüşme alanının torkla ilişkisi incelendiği zaman ise, Ataköy HES için $y = -0.0002x^4 + 0.256x^3 - 0.8016x^2 + 13.832x - 665.42$ eşitliği elde edilirken Yuvacık HES için $y = -0.00007x^4 + 0.0042x^3 - 0.0598x^2 - 0.2871x - 319.8$ eşitliği elde edilmiştir. Kanat örtüşme alanına bağlı olarak hızın ne şekilde değiştiği irdelendiği zaman ise Ataköy HES için $y = -0.0007x^2 + 0.0932x + 20.95$ ve Yuvacık HES için $y = -0.0005x^2 + 0.0942x + 14.485$ bağıntıları elde edilmiştir. Son olarak kanat örtüşme alanı değişiminin ayar kanadı kaybı üzerindeki etkisine bakıldığı zaman da Ataköy HES için $y = -0.00001x^3 +$

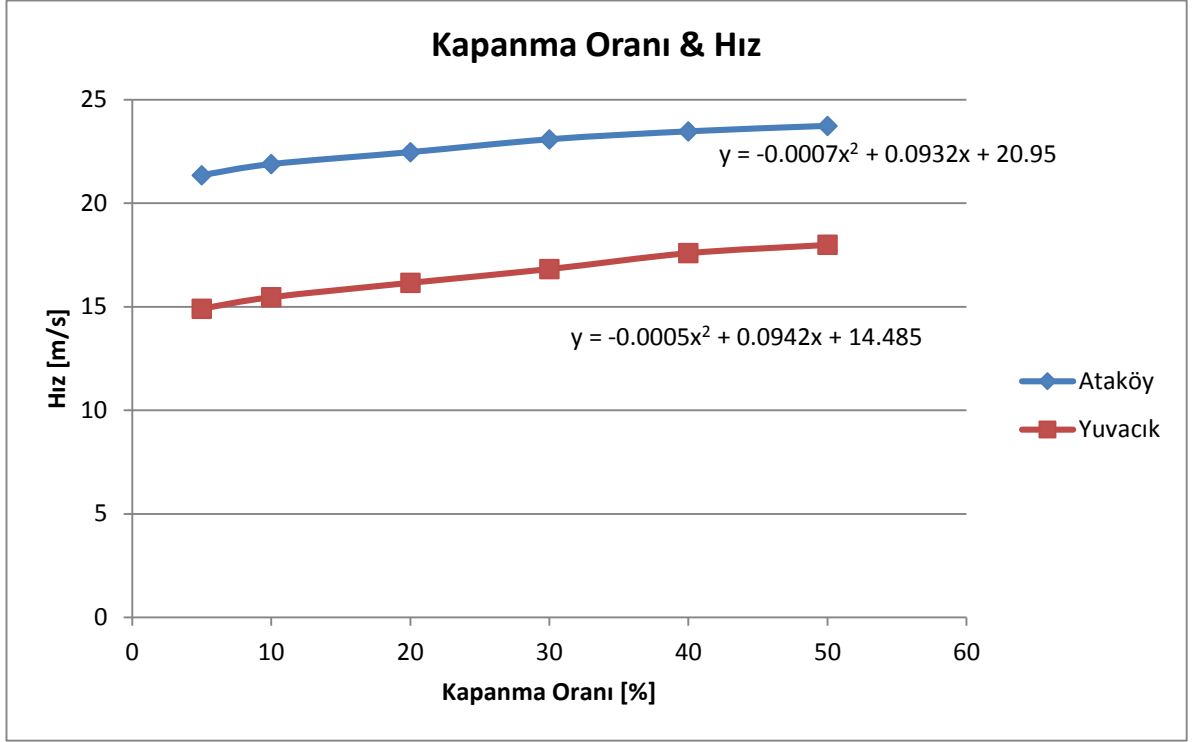
$0.0011x^2 + 0.0006x + 0.4891$ ve Yuvacık HES için $y = -0.00001x^3 + 0.001x^2 + 0.0071x + 0.3451$ bağıntıları elde edilmiştir.



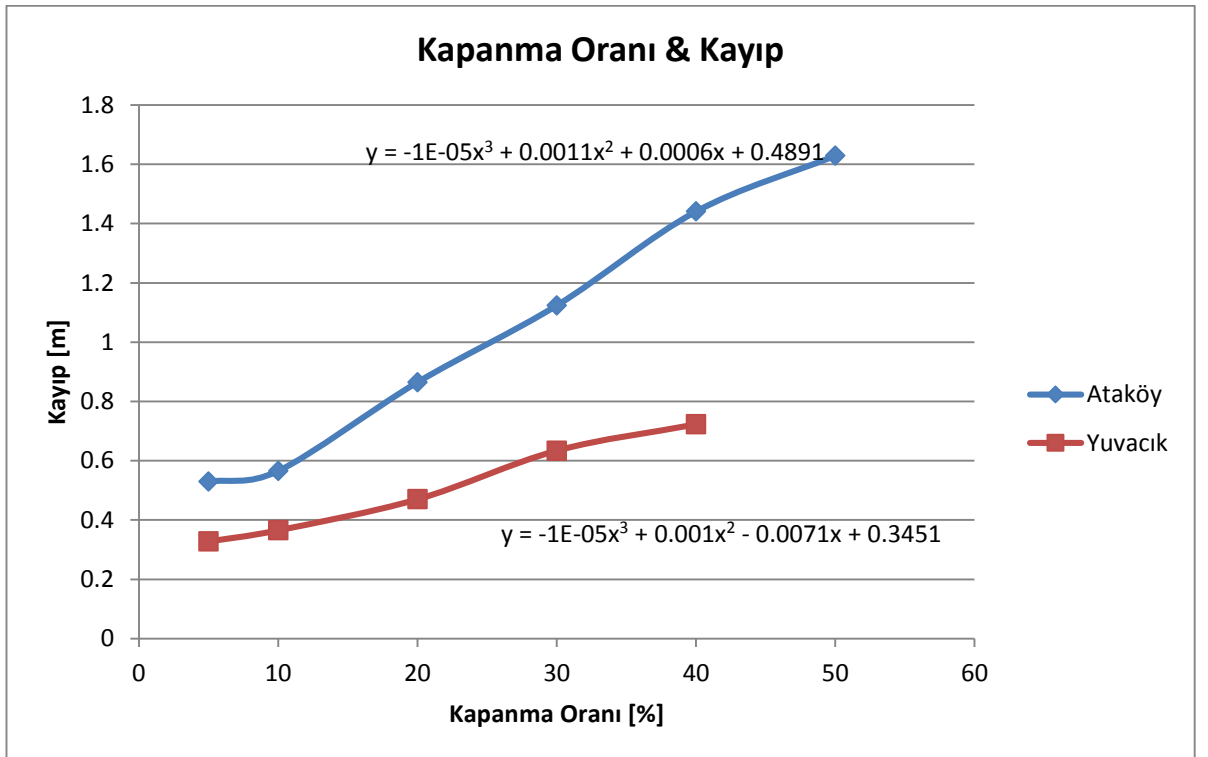
Şekil 5.33. Kanat sayısının kanat örtüşme yüzeyine bağlı değişimi



Şekil 5.34. Torkun kanat örtüşme yüzeyine bağlı değişimi



Şekil 5.35. Hızın kanat örtüşme yüzeyine bağlı değişimi



Şekil 5.36. Kaybın kapanma oranına bağlı değişimi

5.2.4. Rotor – Stator Mesafesi

Francis türbininde mevcut olan rotor – stator ilişkisi, akışın zamana bağlı hale gelmesine sebep olur. Dönen ve durgun komponentlerin arasında, hücum kenarındaki durma basıncından ve kuyruk kenarındaki çevrıntilerden dolayı kararsız etkilerin önüne geçilemez [37]. Çark kanatları, ayar kanatlarının kuyruk kenarları tarafından yaratılan çevrıntiden geçtikçe, hız, basınç ve akış açısında ciddi değişimlere maruz kalırlar. Çark üzerindeki zamana bağımlı yükü azaltmak, dinamik yükleri azaltacağından problemsiz çalışmayı ve ömür artımını sağlar [72]. Dinamik yüklerin diğer bir sebebi olan basınç salınımları ise, ayar kanatlarının yarattığı durgun akış bölgesinde, çark kanatlarının dönmesinden kaynaklanır. Sözü geçen basınç salınımları; ayar kanadı ve çark kanadı sayısını, iki komponent arasındaki mesafeyi, çark kanadının hücum kenarının kalınlığını ve şeklini ve ayar kanadının kuyruk kenarının şeklini değiştirerek kontrol altına alınabilir [11]. Her ne kadar bu iki komponent arasındaki ilişki zamana bağımlı olsa da, günlük tasarım süreci içerisinde, hem gerekli bilgisayar gücü açısından, hem de süre açısından tasarruf etmek amacıyla analizler zamandan bağımsız olarak gerçekleştirilir. Gerçekte zamana bağımlı olan durumları zamandan bağımsız şekilde çözerken, donmuş rotor yaklaşımından faydalanılır. Bölüm 3.1.5'te de açıklandığı gibi, stator sabit referans sistemine göre, rotor da dönen referans sistemine göre çözülür. Aradaki bölgede ise, akış değişkenleri ilgili referans sistemine göre çözülür. Her ne kadar bu yaklaşım sınırlardaki etkileşimleri hesaba katsa da, aradaki zamana bağlı etkiler çözülmemiş olarak kalır. Bu yaklaşımın esas avantajı, zamana bağımlı analize göre bilgisayar gücü ve zamandan ciddi şekilde tasarruf sağlamasıdır. Bununla beraber yakınsama davranışı da zamana bağımlı analizlere göre daha iyidir [68].

Çalışmanın bu kısmında ise, iki türbin için de çark ve ayar kanadı arasındaki mesafe değiştirilerek, bu mesafenin basınç ve kayıp üzerine etkisi incelenmiştir. İki komponent arasındaki mesafe arttıkça, ayar kanatlarının arkasında oluşan çevrıntiler, çark kanadına ulaşmadan kaybolmaktadırlar. Bu da, çark kanatları üzerindeki kuvveti, dolayısıyla da basıncı azaltmaktadır. Aynı zamanda bu durum, ayar kanatlarının kaybının da azalmasını sağlamıştır. Basınç ve kayıp değişkenleri açısından sonuçlar

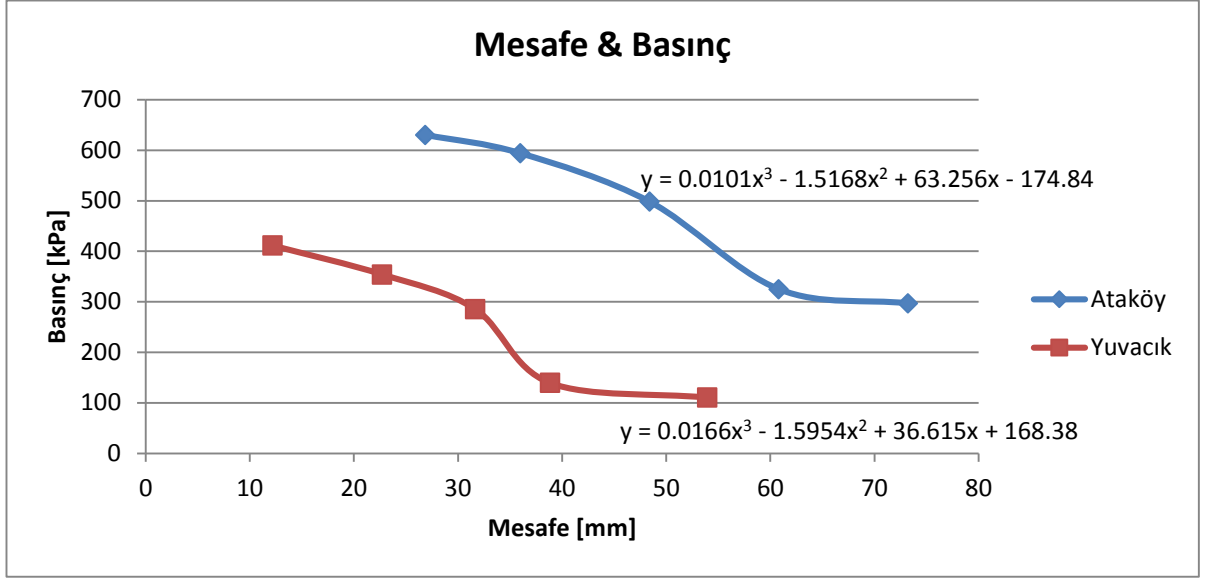
Çizelge 5.11 ve 12’de, iki türbinin karşılaştırılması da Şekil 5.37 ve 38’te verilmiştir. Rotor ve stator arasındaki mesafenin basınç üzerindeki etkisi incelendiğinde Ataköy HES için $y = 0.0101x^3 - 1.5168x^2 + 63.256x - 174.84$, Yuvacık HES için de $y = 0.0166x^3 - 1.5954x^2 + 36.615x + 168.38$ bağıntıları elde edilmiştir. Buna ek olarak bu mesafenin ayar kanadı kaybını ne şekilde değiştirdiği incelendiğinde ise Ataköy HES için $y = -0.000005x^2 - 0.0001x + 0.3018$ bağıntısı elde edilirken Yuvacık HES için $y = -0.00002x^2 - 0.0021x + 0.6383$ bağıntısı elde edilmiştir.

Çizelge 5.11. Ataköy HES çark ve ayar kanatları arasındaki mesafenin kayıp ve basınca etkisi

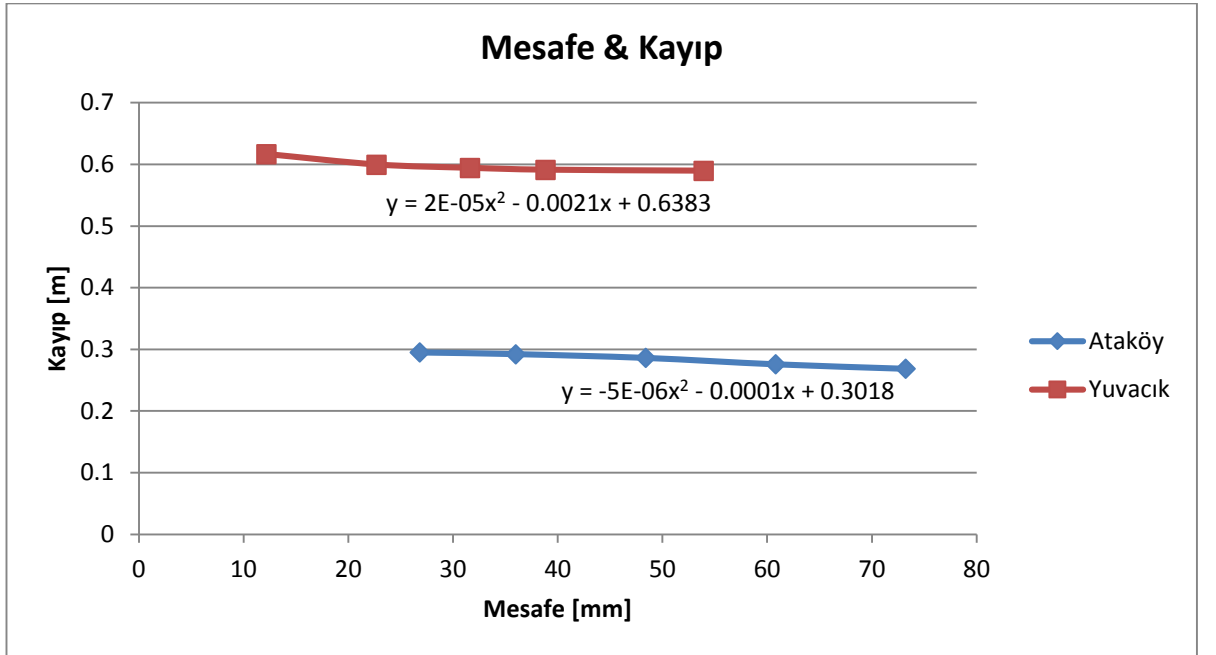
Mesafe [mm]	Basınç [kPa]	Kayıp [mWC]
26.82	630.56	0.295
35.98	594.12	0.292
48.4	498.26	0.286
60.8	325.1	0.275
73.22	296.8	0.268

Çizelge 5.12. Yuvacık HES çark ve ayar kanatları arasındaki mesafenin kayıp ve basınca etkisi

Mesafe [mm]	Basınç [kPa]	Kayıp [m]
12.184	411.35	0.616
22.698	354.25	0.599
31.626	285.8	0.594
38.821	139.53	0.591
53.945	110.34	0.589



Şekil 5.37. Çark kanatlarına giriş basıncının iki parça arasındaki mesafeye bağlı değişimi



Şekil 5.38. Ayar kanatları kaybının iki parça arasındaki mesafeye bağlı değişimi

6. DEĞERLENDİRME

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yardımıyla Ataköy ve Yuvacık HES'in ayar kanatları tasarım metodolojileri geliştirilmiş, bu metodoloji kullanılarak tasarımları yapılmış ve kullanılan kanatların çeşitli boyutsal tasarım parametreleri değiştirilerek, bu parametrelerin akış değişkenleri üzerindeki etkisi incelenmiştir. Ataköy HES 3 tane 2.563 MW'lık yatay Francis türbininden, Yuvacık HES ise 2 tane 1.15 MW'lık yatay Francis türbininden oluşmaktadır. Ataköy HES'in debisi $4.25 \text{ m}^3/\text{s}$ iken bu değer Yuvacık HES için $2.5 \text{ m}^3/\text{s}$ 'dir. Kanat tasarımları yapılırken, kullanılan girdiler sistem düşü ve debi değeridir. Çeşitli teorik ve ampirik bağıntılardan yararlanılarak ilk kanat tasarımları gerçekleştirilmiş ve ardından bu tasarımlar hesaplamalı akışkanlar dinamiği yardımıyla doğru çark giriş açısını ve akış koşullarını sağlayacak şekilde son haline getirilmiştir. Kanat yüksekliği değerleri Ataköy HES için 152 mm iken, Yuvacık HES için 192.032 mm'dir. Ataköy HES'de 24 ayar kanadı kullanılırken Yuvacık HES'de 16 tane ayar kanadının yeterli geldiği görülmüştür. Kullanılan kalınlık profilleri sırasıyla Ataköy ve Yuvacık HES için NACA 0018 ve NACA 0024'tür. Ataköy HES ayar kanadının boyu 140 mm iken Yuvacık HES ayar kanadı boyu 176.05 mm'dir. Son olarak Ataköy HES için çark giriş açısı 29.6° iken, Yuvacık HES için bu değer 23.7° olarak belirlenmiştir. Kullanılan hesaplamalı akışkanlar dinamiği araçları sayesinde, akıştaki sorunlu durumlar ve bölgeler kolayca tespit edilebilmiştir. Bu şekilde de geometride gerekli değişiklikler yapıldıktan sonra tekrar analizler gerçekleştirilmiştir. Tasarım sonlandırılırken, düzgün hız – basınç dağılımlarına sahip olması, kaybın düşük olması, çark için istenilen giriş açısının yakalanması, durma noktasının kanat hücum kenarının ortasında olması gibi durumlar kontrol edilmiştir.

Boyutsal tasarım parametreleri ise 4 ayrı kısım olarak incelenmiştir. İlk kısımda iki HES için de ayar kanatlarının NACA profilleri değiştirilmiş ve bunun etkileri gözlemlenmiştir. Kalınlık arttıkça hızın arttığı, torkun azaldığı, kaybın arttığı ve çıkış açısının azaldığı gözlemlenmiştir. Çıkış açısının azalması ise çevresel hız bileşeninin artmasından dolayıdır. Her ne kadar meridyonel bileşende de artış gözlemlense de, çevresel bileşende artışın daha fazla olması çıkış açısının azalmasına sebep

olmaktadır. Bunun sebebi çıkış açısının $\tan^{-1}(C_m/C_u)$ bağıntısı kullanılarak hesaplanmasıdır.

İkinci kısımda ise kanat açıları ve eksentrisite değerleri değiştirilmiştir. Kanat eksentrisite değeri sabit alındığında ve kanat açısı arttırıldığında, çıkış açısının arttığı, torkun da önce azalıp ardından arttığı görülmüştür. Çıkış açısının artmasının sebebi, bu değerlerin temelde kanat açıklığına bağlı olmasıdır; çünkü su, kanat açısı doğrultusunda yönlendirilmektedir. Torkun yön değiştirmesi de yine kanat açıklığıyla alakalıdır. Kapalı konumdan sonra kanat yavaş yavaş açılmaya başladığı zaman, su, kanadın önce bir yüzünde, ardından diğer yüzünde torka sebep olmaktadır. Kanat açıklığı arttıkça da tork büyüklüğü artmaktadır. Kanat açısı sabit tutulup da eksentrisite değeri arttırıldığında, başka bir deyişle kanadın dönme noktası kuyruk kenarına yaklaştıkça, çıkış açısı ve torkun arttığı görülmüştür. Torkun artma sebebi, moment alınan nokta ile kuvvet uygulanan nokta arasındaki mesafenin artmasıdır. Bununla beraber, eksentrisite değeri kanat orta noktasından uzaklaştıkça yapısal problemlere sebep olabileceğinden, uygulamada bu noktalar pek tercih edilmemektedir.

Üçüncü kısımda, kanatların örtüşme alanlarına bağlı olarak kanat sayıları ve bunların akışa etkileri incelenmiştir. Kanat örtüşme alanı arttıkça kanat sayısının da arttığı, sonuç olarak da hız ve kayıp artarken torkun azaldığı görülmüştür. Kanat sayısının artması, sabit bir çapa oturan ayar kanatları arasındaki mesafenin azalmasına, dolayısıyla da aradan geçen debinin azalmasına sebep olmuştur. Azalan debi, beklendiği gibi torkun da azalmasıyla sonuçlanmıştır. Torkun azalması, kuvvetin ve dolayısıyla basıncın azaldığı anlamına gelmektedir. Bu durum da hızın artmasıyla sonuçlanmıştır. Buna ek olarak hızın artması, kayıpların da artmasına sebep olmuştur.

Son olarak, rotor – stator arasındaki mesafe değiştirilmiş ve bunun etkileri gözlemlenmiştir. Ayar kanatları ve çark arasındaki akış simülasyonları yapılırken donmuş rotor yaklaşımından faydalanılmıştır. Bu yaklaşım sayesinde, analizler zamandan bağımsız şekilde gerçekleştirilmiş ve zaman ve bilgisayar gücünden tasarruf edilmiştir. Ayar kanadı ve çark kanatları arasındaki mesafe arttıkça, ayar kanadı

çıkışında oluşan çevrintiler, çark girişine ulaşmadan kaybolmaktadırlar. Bunun sonucu olarak da, çark giriş basıncı ve ayar kanadı kaybı azalmıştır.

Bunlara ek olarak, yapılan bütün parametrik değişimlerin ampirik bağıntıları da elde edilmiştir. Her parametre değişimi için iki türbinden elde edilen bağıntılar karşılaştırıldığında, birbirlerine oldukça yakın oldukları görülmektedir. Bu ampirik bağıntılar kullanılarak, tasarımı yapılmakta olan ayar kanadının herhangi bir tasarım parametresi değiştirilmek istenildiğinde, temel akış değişkenlerini ne şekilde etkilediği hakkında genel bir fikre sahip olunacaktır. Örneğin kanadın yapısal dayanımını artırmak için kanat kalınlığı artırılmak istenirse, bu değişikliğin çıkış hızı, akış açısı gibi parametreleri nasıl etkileyeceği ve bu parametrelerin son değerleri hakkında yaklaşık bir fikre sahip olunacaktır. Bununla beraber daha sonraki süreçlerde ayar kanadı tasarımı gerçekleştirilirken, bu bağıntılar kullanılarak tasarım süreci daha kısa bir hale gelecek ve daha az analizle nihai tasarıma ulaşılabilir olacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] Huang, J., Swiderski, J., Ji, J., Tung, T., Riley, M., Francis turbine upgrade for the lushui generating station by using CFD – A case study, Great Wall World Renewable Energy Forum (GWREF), Beijing, China, Ekim 2006.
- [2] Oh, H.W., Yoon E.S., Application of computational fluid dynamics to performance analysis of a Francis hydraulic turbine, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 221, 583-590, 2007.
- [3] Paish, O., Small hydro power: Technology and current status, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 6, 537-556, 2002.
- [4] Bobar, M., Zsembinszki, Ş., Muntean, S., Nedelcu, D., Hydrodynamic design and numerical analysis of a new Francis turbine with high specific speed, Scientific Bulletin of the Politehnica University of Timisoara Transactions on Mechanics Special Issue, 53(67), 109-114, 2008.
- [5] “Dünya Enerji Konseyi Türk Mili Komitesi, Enerji Raporu 2005-2006” erişim adresi: http://www.dektmk.org.tr/pdf/Enerji_Raporu_2005-2006.pdf, erişim tarihi: 20 Haziran 2014.
- [6] Kaygusuz, K., Sari, A., Renewable energy potential and utilization in Turkey, Energy Conversion and Management, 44 (3), 459-478, 2003.
- [7] “Dünya Enerji Konseyi Türk Mili Komitesi, Enerji Raporu 2012” erişim adresi: <http://www.dektmk.org.tr/upresimler/enerjirapor2012.pdf>, erişim tarihi: 26 Aralık 2013.
- [8] “Devlet Su İşleri Genel Müdürlüğü Tarihçesi” erişim adresi: <http://www2.dsi.gov.tr/kurumsal/tarihce.htm>, erişim tarihi: 26 Aralık 2013.
- [9] Marjavaara, D., 2006, CFD Driven Optimization of Hydraulic Turbine Draft Tubes Using Surrogate Models, Doktora Tezi, Lulea University of Technology, Department of Applied Physics and Mechanical Engineering, Porsön.
- [10] Jain, S., Saini, R.P., Kumar A., CFD approach for prediction of efficiency of Francis turbine, International Conference On Hydraulic Efficiency Measurement IGHEM2010, Roorkee, India, Ekim 2010 .

- [11] Flores, E., Bornard, L., Tomas, L., Liu, J., Couston, M., Design of a large Francis turbine using optimal methods, 26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Beijing, China, Ağustos 2012.
- [12] Okyay, G., 2010, Utilization of CFD Tools in the Design Process of a Francis Turbine, Yüksek Lisans Tezi, O.D.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [13] “Hydroelectricity” erişim adresi: <http://en.wikipedia.org/wiki/Hydroelectricity>, erişim tarihi 14 Mayıs 2014.
- [14] Krivchenko, G.I., Hydraulic Machines: Turbines and Pumps, Mir Publishers, Moscow, 1986.
- [15] Raabe, J., Hydropower: The Design, Use, and Function of Hydromechanical, Hydraulic, and Electrical Equipment. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1985.
- [16] Sangal, S., Garg, A., Kumar, D., Review of optimal selection of turbines for hydroelectric projects, International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering, 3(3), 424-430, 2013.
- [17] Francis J.B., Lowell Hydraulic Experiments, Van Nostrand, New York, 1868.
- [18] Drtina, P., Sallaberger, M., Hydraulic Turbines – Basic principles and state of the art computational fluid dynamics applications, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 213, 85-102, 1999.
- [19] Heitele, M., Helmrich, T., Maihöfer, M., Ruprecht A., New insight into an old product by high performance computing, 5. European SGI/CRAY MPP Workshop, Bolonya, Italy, Eylül 1999.
- [20] Celebioglu, K., Okyay, G., Yıldız, M., Design of a Francis turbine for a small hydro power project in Turkey, Proceedings of the ASME 10. Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis ESDA 2010, Istanbul, Turkey, Temmuz 2010.
- [21] Shukla, M.K., Prasad, V., Jain, R., Shukla, S.N. CFD Analysis of 3D flow for Francis turbine, MIT International Journal of Mechanical Engineering, 1(2), 93-100, 2011.
- [22] Akın, H., Aytaç, Z., Ayancık, F., Ozkaya, E., Arıöz, E., Çelebioğlu, K., Aradağ, S., A CFD aided hydraulic turbine design methodology applied to Francis

- turbines, 4. International Conference on Power Engineering, Energy and Electrical Drives, 694-699, Istanbul, Turkey, Mayıs 2013.
- [23] Patel, K., Desai, J., Chauhan, V., Charnia, S., Development of Francis turbine using computational fluid dynamics, 11. Asian International Conference on Fluid Machinery and 3. Fluid Power Technology Exhibition, Chennai, India, Kasım 2011.
- [24] Souza, L.C.E.O., Moura, M.C., Junior, A.C.P.B., Nilsson, H., Assessment of turbulence modelling for CFD simulations into hydroturbines: Spiral casings, 17th International Mechanical Engineering Congress COBEM 2003, São Paulo, Brazil, 2003.
- [25] Dadfar, R., Firoozabadi, B., Ahmadi, G., Effect of different configurations on 3D analysis of flow through stay vanes and guide vanes of a Francis turbine, *Transaction B: Mechanical Engineering*, 17(6), 2010.
- [26] Odesola, I.F., Oririabre, J.I., Development of a 5kW Francis turbine runner using computational fluid dynamics, *An International Multidisciplinary Journal*, 7(30), 178-195, 2013.
- [27] Kumar, M., Kumar, P., Sinha, P.K., Performance analysis for a Francis turbine- a case study, *International Journal of Emerging Trends in Engineering and Development*, 3(2), 377-383, 2013.
- [28] Bovet T., Contribution to the study of Francis turbine runner design, ASME Paper 61 – WA- 155, 1961.
- [29] De Leva F., De Servio F., Modern design trends in selecting and designing Francis turbines, *Water Power and Construction*, 8, 28 – 35, 1976.
- [30] Lugaresi A., Massa A., Designing Francis turbines: trends in last decade, *Water Power and Dams Construction*, 11, 23 – 28, 1987.
- [31] Xiao, H., Yu, B., Hydraulic design of water turbine based on computational fluid dynamics, International Conference on Electrical and Control Engineering ICECE2010, 2789-2792, Wuhan, China, Haziran 2010.
- [32] Kurosawa, S., Lim, S.M., Enomoto, Y., Virtual model test for a Francis turbine, 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Timișoara, Romania, Eylül 2010.

- [33] Lain, S., Garcia, M., Quintero, B., Orrego, S., CFD numerical simulations of Francis turbines, *Rev. Fac. Ing. Univ. Antioquia*, 51, 24-33, 2010.
- [34] Shin, B.R., Numerical simulation for the turbulent flow through hydroturbine components, *Journal of Japan Society of Computational Fluid Dynamics*, 04(4), 14-20, 2000.
- [35] Carija, Z., Mrsa, Z., Complete Francis turbine flow simulation for the whole range of discharges, 4. International Congress of Croatian Society of Mechanics, Bizovac, Croatia, Eylül 2003.
- [36] Brost, V., Ruprecht, A., Maihöfer, M., Rotor-stator interaction in an axial turbine, a comparison of transient and steady state frozen rotor simulations, Conference on Case Studies in Hydraulic Systems, CSHS03, Belgrade, Serbia, Eylül 2003.
- [37] Keck, H., Sick, M., Thirty years of numerical flow simulation in hydraulic turbomachines, *Acta Mech* 201, 211-229, 2008.
- [38] Goto, A., Zangeneh, M., Hydrodynamic design of pump diffuser using inverse design method and CFD, *Journal of Fluids Engineering, ASME*, 124(2), 319-328, 2002.
- [39] Goto, A., Nohmi, M., Sakurai, T., Sogawa, Y., Hydrodynamic design system for pumps based on 3D CAD, CFD and inverse design method, *Journal of Fluids Engineering, ASME*, Vol 124, 329-335, 2002.
- [40] Wu, J., Shimmei, K., Tani, K., Niikura, K., Sato J., CFD based design optimization for hydro turbines, *Journal of Fluids Engineering, ASME*, 129, 159-168, 2007.
- [41] Prasad, V., Gahlot, V.K., Krishnamahar, P., CFD approach for design optimization and validation for axial flow hydraulic turbine, *Indian Journal of Engineering and Materials Sciences* 16, 229-236, 2009.
- [42] Rao V. Shrinivas; Tripathi S.K., Role of CFD analysis in hydraulic design optimization of hydro turbines, *Proceeding of National Seminar on CFD-The 3rd Dimension in Flow Analysis & Thermal Design*, 196-201, Bhopal, India, 2007.

- [43] Suzuki, T., Kobayashi, T., Taniguchi, N., Nagafuji, T., Komiya, H., Shimada, T., Flow behaviour around stayvanes and guidevanes of a Francis turbine, *ASME Journal of Fluids Engineering*, 118, 110-115, 1996.
- [44] Carija, Z., Mrsa, Z., Fucak, S., Validation of Francis water turbine CFD simulations, *Strojarstvo* 50(1), 5-14, 2008.
- [45] Patel, K., Desai, J., Chauhan, V., Charnia, S., Evaluation of Francis turbine using computational fluid dynamics, 11. Asian International Conference on Fluid Machinery and 3. Fluid Power Technology Exhibition, Chennai, India, Kasım 2011.
- [46] Muntean, S., Susan Resiga, R., Anton, I., 3D flow analysis of the GAMM Francis turbine for variable discharge, *Proceedings of the Hydraulic Machinery and Systems 21st IAHR Symposium*, Lausanne, Sweeden, Eylül 2002.
- [47] ANSYS CFX 15.0, ANSYS CFX-Pre User's Guide, ANSYS Inc., 2013.
- [48] Okyay, G., Çelebioğlu, K., Aydın, I., Ger, A.M., Francis tipi su türbinlerinin HAD yöntemleri ile tasarlanması, *Nuclear & Renewable Energy Resources Conference with International Participation*, 388-394, Ankara, Turkey, Eylül 2009.
- [49] Brekke, H., Design, performance and maintenance of Francis turbines, *Global Journal of Researches in Engineering Mechanical and Mechanics Engineering*, 13(5), 29-40, 2013.
- [50] Flores, E., Bornard, L., Tomas, L., Liu, J., Couston, M., Design of large Francis turbine using optimal methods, *26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, Beijing, China, Ağustos 2012.
- [51] “ Francis Turbine” erişim adresi: http://nptel.iitk.ac.in/courses/Webcourse-contents/IIT-KANPUR/machine/ui/Course_home-lec28.htm, erişim tarihi: 14 Mayıs 2014.
- [52] Fritz, J.J., *Small and Mini Hydropower Systems*, McGraw Hill, New York, 1984.
- [53] Guide on how to develop a small hydropower plant, *European Small Hydropower Association ESHA*, Belgium, 2004.

- [54] Crouse, J.E., Gorrell, W.T., Computer program for aerodynamic and blading design of multistage axial-flow compressors, NASA Technical Paper No. 105, 1981.
- [55] Miller, P.L., Oliver, J.H., Miller, D.P., Tweedt, D.L., Blade Cad: An interactive geometric design tool for turbomachinery blades, 41st Gas Turbine and Aeroengine Congress, Birmingham, United Kingdom, Haziran 1996.
- [56] Khare, R., Prasad, V., Kumar, S., CFD approach for flow characteristics of hydraulic Francis turbine, International Journal of Engineering Science and Technology, 2(8), 3824-3831, 2010.
- [57] Muntean, S., Susan Resiga, R., 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, 6. International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, 131-136, Timisoara, Romania, Ekim 2004.
- [58] Roghelia, A., Desai, J., Soni, V., Chauhan, V., Non-dimensional statistical approach to design guide vanes of Francis turbines, Proceedings of the 37. National & 4. International Conference on Fluid Mechanics and Fluid Power, Chennai, India, Aralık 2010.
- [59] Stay Vane and guide vane relationship study, US Army Corps of Engineers Portland District Hydroelectric Design Center, January 2005.
- [60] Vu, T.C., Devals, C., Disciullo, J., Iepan, H., Zhang, Y., Guibault, F., CFD methodology for desynchronized guide vane torque prediction and validation with experimental data, 26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Beijing, China, Ağustos 2012.
- [61] “Airfoil geometry” erişim adresi: <http://adg.stanford.edu/aa241/airfoils/airfoilgeometry.html>, erişim tarihi: 19 Aralık 2013.
- [62] Shi, F.X., Yang, J.H., Wang, X.H., Zhang, R.H., Li, C.E., The impact of inlet angle and outlet angle of guide vane on pump in reversal based hydraulic turbine performance, 26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Beijing, China, Ağustos 2012.

- [63] “Subsonic Airfoils” erişim adresi: http://www.dept.aoe.vt.edu/~mason/Mason_f/SubsonicAirfoilsPres.pdf, erişim tarihi: 15 Mayıs 2014.
- [64] Nagaraju, G., Mamilla, V.R., Study on design of a turbine blade and its failures, *Int. J. of Innova. Res. in Engg. Sci. and Tech.*, 1(2), 65-68, 2013.
- [65] Peng, G., Cao, S., Ishizuka, M., Hayama, S., Design optimization of axial flow hydraulic turbine runner: Part II-Multiobjective constrained optimization method, *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 39(6), 533-548, 2002.
- [66] ANSYS CFX 15.0, ANSYS Fluent User's Guide, ANSYS Inc., 2013.
- [67] 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, Avustria, Ekim 2005*.
- [68] Susan-Resiga, R., Vu, T.C., Muntean, S., Ciocan, G.D., Nennemann, B., Jet control of the draft tube vortex rope in Francis turbines at partial discharge, *23rd IAHR Symposium, Yokohama, Japonya, Ekim 2006*.
- [69] Alnaga, A., Kueny J.L., Optimal design of hydraulic turbine distributor, *WSEAS Transactions on Fluid Mechanics*, 2(3), 175-185, 2008.
- [70] Patel, K., Desai, J., Chauhan, V., Charnia, S., Evaluation of hydroturbine design by CFD, *The 11th Asian International Conference on Fluid Machinery and The 3rd Fluid Power Technology Exhibition, Chennai, Hindistan, Kasım 2011*.
- [71] Aytac, Z., Ozkaya, E., Akın, H., Ayancık, F., Celebioglu, K., Aradag, S., Ozmen, A., Adas, A., Pala, R., Kemikli, M., Cora, A., *7th International Advanced Technologies Symposium IATS'13, İstanbul, Türkiye, Ekim 2013*.
- [72] Lewis, B.J., Cimbala, J.M., Wouden, A.M., Analysis & optimization of guide vane jets to decrease the unsteady load on mixed flow hydroturbine runner blades, *7th International Conference on Computational Fluid Dynamics ICCFD7, Big Island, Hawaii, Temmuz 2012*.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : AYTAÇ, F. Zeynep
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri : 20.05.1988, Ankara
Medeni hali : Bekar
Telefon : 0 (536) 223 74 71
e-mail : fzaytac@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	TED Ankara Koleji	2005

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2012–2014	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü	Araştırma Görevlisi
2012	TOBB ETÜ	Stajyer
2011	TUSAŞ – Türk Havacılık ve Uzay Sanayii A.Ş.	Stajyer
2010	TUSAŞ – Türk Havacılık ve Uzay Sanayii A.Ş.	Stajyer

Yabancı Dil

İngilizce (ileri düzeyde), Almanca (temel düzeyde)

Yayınlar

Dergi Yayınları

1. **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.
2. Mert, B., **Aytac, Z.**, Tascioglu, Y., Celebioglu, K., Aradag, S., “Design Of An Adaptive Power Regulation Mechanism For A Hydroelectric Power Plant Turbine Test Rig”, Turkish Journal of Electrical Engineering & Computer Sciences, yayınlanma aşamasında.

Uluslararası Konferans Yayınları

3. **Aytac, Z.**, Kavurmaci, B., Celebioglu, K., Aradag, S., Tascioglu, Y., “TOBB ETU Hydro Research Center – Capabilities and Challenges”, The International Congress and Trade Fair on Small Hydropower, Mayıs 2014.
4. Cetinturk, H., **Aytac, Z.**, Tascioglu, Y., Celebioglu, K., Aradag, S., “Design of a Flow Diverter Mechanism and a Nozzle for a Hydro Turbine Experimental Test Rig”, Proceedings of the 12th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, Haziran 2014.
5. 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.
6. **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.

7. Akin, H., **Aytac, Z.**, Ayancik, F., Ozkaya, E., Arioiz, 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.

8. Ayancık, F., **Aytac, Z.**, Gur, B., Akyol, M., Cakmak, A., Celebioglu, K., Unver, O., Aradag, S., “Design and Manufacturing of Flow Control Blades for Hydraulic Turbines”, International Conference on Machine Design and Production (UMTIK), Haziran 2012.

Ulusal Konferans Yayınları

9. 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.