

TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**FRANCİS TİPİ HİDROTÜRBİN AYAR KANADI VE ÇARKININ
HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ BAZLI ENİYİLENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Alev ELİKALFA KÖKSAL

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Selin ARADAĞ

ARALIK 2017

Fen Bilimleri Enstitüsü Onayı

.....
Prof. Dr. Osman EROĞUL
Müdür

Bu tezin Yüksek Lisans derecesinin tüm gereksinimlerini sağladığımı onaylarım.

.....
Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ
Anabilim Dalı Başkanı

TOBB ETÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 141511016 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Alev ELİKALFA KÖKSAL**'ın ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "**FRANCİS TİPİ HİDROTÜRBİN AYAR KANADI VE ÇARKININ HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ BAZLI ENİYİLENMESİ**" başlıklı tezi **05.12.2017** tarihinde aşağıda imzaları olan jüri tarafından kabul edilmiştir

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Selin ARADAĞ**
TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

Eş Danışman : **Prof. Dr. Erdem ACAR**
TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Yrd. Doç. Dr. Yiğit TAŞÇIOĞLU (Başkan)**
TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Mustafa KAYA
Yıldırım Beyazıt Üniversitesi

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, alıntı yapılan kaynaklara eksiksiz atıf yapıldığını, referansların tam olarak belirtildiğini ve ayrıca bu tezin TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlandığını bildiririm.

Alev ELİKALFA KÖKSAL

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

FRANCİS TİPİ HİDROTÜRBİNİN AYAR KANADI VE ÇARKININ
HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ BAZLI ENİYİLENMESİ

Alev ELİKALFA KÖKSAL

TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Selin ARADAĞ

Tarih: Aralık 2017

Günümüzde ve gelecekteki enerji ihtiyacı en önemli konulardan birisidir. Enerji tüketimi hızla artmaya devam etmekte ve dünya çapında kömür ve diğer fosil yakıtlara talep azalmaktadır. Gelecekteki enerji ihtiyaçlarını karşılamak için, yeni yenilenebilir enerji kaynaklarının geliştirilmesine ek olarak, mevcut enerji üretim yöntemleri mümkün olduğunca verimli olmalıdır. Enerji santrallerinde modern teknolojiler geliştirilmeli ve turbo makineler optimize edilerek mevcut enerji kaynakları daha ekonomik bir şekilde kullanılmalıdır. Bu noktada dünyada yaygın olarak kullanılan ve yenilebilir enerji kaynaklarında ilk sırayı alan hidroelektrik santrallerin geliştirilmesi büyük önem taşımaktadır.

Hidroelektrik santrallerde kullanılan hidrolik türbinler geliştirilirken verim, kavitasyon, güç gibi önemli hidrolik performans parametrelerinin belirlenen isterleri karşılaması gerekmektedir. Bu isterlere uygun türbin tasarımlarının gerçekleştirilebilmesi ve akış karakteristiklerinin incelenebilmesi için, zaman, maliyet ve doğruluk açısından Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleri oldukça

kullanışlı yöntemlerdir. Gelişen bilgisayar teknolojisi sayesinde HAD ve çeşitli optimizasyon yöntemlerini birleştiren tasarım optimizasyonları gerçekleştirilebilmektedir. Bu çalışmada Francis tipi bir hidrolik türbinin ayar kanadı ve çark bileşenleri ayrı ayrı olacak şekilde HAD analizlerine bağlı bir tasarım optimizasyon sistemi ile eniyelenmiştir. Ayar kanadı optimizasyonunda tek amaçlı optimizasyon metodu kullanılarak verim maksimize edilerek düşü kaybı azaltılmıştır. Çark optimizasyonunda ise tek amaçlı ve çok amaçlı optimizasyon metodları kullanılarak verim ve güç maksimize edilirken kavitasyonsuz bir tasarım sağlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, Francis türbini, Optimizasyon



ABSTRACT

Master of Science

COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS AIDED OPTIMIZATION OF GUIDE

VANE AND RUNNER OF A FRANCIS HYDROTURBINE

Alev ELİKALFA KÖKSAL

TOBB University of Economics and Technology
Institute of Natural and Applied Sciences
Mechanical Engineering Science Programme

Supervisor: Prof. Dr. Selin ARADAĞ

Date:December 2017

Today's and future energy needs are among the most important issues. Energy consumption continues to increase rapidly, and the worldwide demand for coal and other fossil fuels is decreasing. In addition to the development of new renewable energy sources, current energy production methods should be as efficient as possible to supply the energy need in the future. Modern technologies in power plants should be developed and turbochargers should be optimized so that existing energy sources can be used more economically. At this point, the development of hydroelectric power plants, which are widely used in the world and take first place in renewable energy sources, is of great importance.

While hydraulic turbines used in hydroelectric power plants are being developed, important hydraulic performance parameters such as efficiency, cavitation and power have to meet the determined requirements. Computational Fluid Dynamics (CFD) analyses are very useful in terms of time, cost and accuracy in order to be able to

realize turbine designs and examine flow characteristics of these turbines. With the developing computer technology, design optimizations combining CFD and various optimization methods can be realized. In this study, a Francis-type hydraulic turbine was optimized with a design optimization system based on CFD analyses, with the guide vane and the runner components separately. In the guide vane optimization, the efficiency is maximized and the loss of head is reduced by using the single-objective optimization method. In the runner optimization, a cavitation-free design is provided, while a single-objective and multi-objective optimization method is used to maximize efficiency and power.

Keywords: Computational fluid dynamics, Francis turbine, Optimization

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren danışman hocalarım Sayın Prof. Dr. Selin ARADAĞ ve Sayın Prof. Dr. Erdem ACAR'a, tecrübe ve bilgi birikimini her daim bizimle paylaşan ve beni yönlendiren hocam Sayın Dr. Kutay ÇELEBİOĞLU'na teşekkür ederim.

Tez jürisi üyeleri Sayın Yrd. Doç. Dr.. Yiğit TAŞÇIOĞLU ve Sayın Yrd. Doç. Dr. Mustafa KAYA'ya zaman ayırıp tezimi değerlendirdikleri ve jürimde buldukları için teşekkür ederim.

Bütün sıkıntılı zamanlarımda yanımda olan, hiçbir zaman desteğini esirgemeyen, birlikte sabahlara kadar çalıştığımız sevgili dostum Gülsevrim SEPETÇİ'ye çok teşekkür ederim.

Birlikte çalışma fırsatı bulduğum arkadaşlarım Fevzi BÜYÜKSOLAK ve Hüseyin ÇETİNTÜRK'e yanımda oldukları, beni her zaman destekledikleri ve yardımları için teşekkür ederim.

Destek ve sevgilerini benden hiçbir zaman esirgemeyen sevgili aileme teşekkür ederim.

Her türlü sıkıntımı, sevincimi ve üzüntümü benimle yaşayan, bana her zaman sonsuz sabır ve destek sağlayan sevgili eşim Serhat KÖKSAL'a çok teşekkür ederim.

Tez çalışmalarımı tamamladığım TOBB ETÜ Su Türbini Tasarım ve Test merkezi altyapısının oluşturulmasındaki maddi desteği sebebiyle, Kalkınma Bakanlığı'na teşekkür ederim. Çalışmalarım sırasındaki sağladığı burs ile katkıda bulunan TOBB ETÜ'ye ve 113G109 no'lu proje kapsamında destekleyen TÜBİTAK'a teşekkür ediyorum. Bu tez, 113G109 no'lu Tübitak Kamag programı destekli, MİLHES (Hidroelektrik santral bileşenlerinin yerli olarak tasarım ve üretimi) isimli proje kapsamında yapılmıştır.

Çalışmalarım sırasında kaynaklarını kullanmış olduğum FİGES AŞ'ye ayrıca teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	iv
ABSTRACT	vi
TEŞEKKÜR	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİL LİSTESİ	xi
ÇİZELGE LİSTESİ	xiv
KISALTMALAR	xv
SEMBOL LİSTESİ	xvi
1. GİRİŞ	1
1.1. Tezin Amacı ve Kapsamı	1
1.2. Literatür Araştırması	3
1.2.1. Hidroelektrik enerji ve hidrolik türbinler	3
1.2.3. Optimizasyon	6
1.2.4. Hidrolik türbinlerde HAD analizleri ve optimizasyon uygulamaları.....	7
1.3. Tez Planı.....	10
2. HİDROLİK TÜRBİN TASARIMI	13
2.1. Türbin Giriş ve Tasarım Parametreleri.....	13
2.1.1. Hidrolik düşü (su yüksekliği).....	13
2.1.3. Verim	13
2.1.4. Güç	14
2.1.5. Thoma sayısı ve kavitasyon	14
2.2. Francis türbin çarkı.....	15
2.3. Francis Türbin Ayar Kanadı.....	21
3. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ UYGULAMALARI	25
3.1. Sayısal Ağ Hazırlanması	26
3.2. Ayrıklaştırma Yöntemi ve Adveksiyon Şemaları	26
3.3. Sınır Koşulları	27
4. OPTİMİZASYON	29
4.1. Optimizasyona Genel Bir Bakış	29
4.1.1. Optimizasyon problemlerinin sınıflandırılması	31
4.2. Parametrik Optimizasyon	31
4.2.1. Duyarlılık analizi.....	32
4.2.2. Optimizasyon	35
5. TASARIM YÖNTEMİ	37
5.1. Geometrik Model	40
5.2. Çözüm Ağı	42
5.3. Sayısal Model.....	44
5.4. Duyarlılık Analizi Ve Metamodel Tabanlı Optimizasyon	45
5.5. Yapılan Optimizasyon Çalışmaları	46

5.5.1. Versiyon 1 – çark kanadının eliptiklik oranının ve akışın çarka giriş açısının optimizasyonu	47
5.5.2. Versiyon 2 – çarkın hücum kenarını tanımlayan beta açılarının optimizasyonu	47
5.5.3. Versiyon 3 – çarkın kuyruk kenarını tanımlayan beta açılarının optimizasyonu	48
5.5.4. Versiyon 4 – çarkın tüm kesitleri tanımlayan beta açılarının ve kalınlık dağılımının optimizasyonu	49
5.5.5. Versiyon 5 – çarkın meridyonel profilinin optimizasyonu	50
5.5.6. Versiyon 6 – ayar kanadı beta açılarının optimizasyonu	50
6. SONUÇLAR.....	53
6.1. Çarkın Mevcut ve Baz Tasarımının Analizleri.....	53
6.2. Ayar Kanadının Mevcut Durum Analizleri.....	60
6.3. Versiyon 1’de Gerçekleştirilen Optimizasyon Analizleri	61
6.4. Versiyon 2’de Gerçekleştirilen Optimizasyon Analizleri	69
6.5. Versiyon 3’te Gerçekleştirilen Optimizasyon Analizleri	76
6.6. Versiyon 4’te Gerçekleştirilen Optimizasyon Analizleri	84
6.7. Versiyon 5’te Gerçekleştirilen Optimizasyon Analizleri	93
6.8. Versiyon 6’da Gerçekleştirilen Optimizasyon Analizleri	100
7. DEĞERLENDİRME	105
7.1. Gelecek Çalışmalar.....	108
KAYNAKLAR.....	109
ÖZGEÇMİŞ.....	115

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: Hidrolik santralin şematik görüntüsü.....	3
Şekil 1.2: Francis türbin temel bileşenleri gösterimi.	5
Şekil 2.1: Çark kanat profili.....	16
Şekil 2.2: Çark kanadının meridyonel profilinin gösterimi.	16
Şekil 2.3: Özgül hıza göre çark meridyonel profilleri [8].....	17
Şekil 2.4: Eğiklik hattı üzerinde kanat açılarının gösterimi.....	18
Şekil 2.5: Sarma Açısı Gösterimi.....	18
Şekil 2.6: Hücum ve kuyruk kenarı hız üçgenleri ve akış açıları.....	19
Şekil 2.7: Kanadın emme ve basınç yüzeylerinin gösterimi.....	19
Şekil 2.8: Sarma açılara göre çark yapılarının gösterimi (a) geleneksel tasarım, (b) X-blade tasarım.....	20
Şekil 2.9: Eliptik ve dairesel kenarların gösterimi.	21
Şekil 2.10: Tipik bir ayar kanadının (a) meridyonel profili, (b) üstten görünümü. ...	22
Şekil 2.11: Ayar kanatları tasarım parametreleri.	22
Şekil 2.12: Ayar kanadı temel parametreleri.....	23
Şekil 2.13: NACA profilleri (a) simetrik, (b) asimetrik.....	24
Şekil 3.1: Ayar kanadı için sınır koşulları.....	28
Şekil 3.2: Çark için sınır koşulları.	28
Şekil 4.1: optiSlang duyarlılık analizi akış şeması.....	32
Şekil 4.2: İstatiksel örnekleme şemaları (a) Monte Carlo Simülasyonu, (b) Latin Hiperküp Örnekleme.....	34
Şekil 4.3: optiSlang optimizasyon analizi akış şeması.....	35
Şekil 5.1: Çark için optimizasyon süreci.....	39
Şekil 5.2: Tasarım yöntemi adımları.....	41
Şekil 5.3: Modelin parametrik yapıya dönüştürülmesi (a) meridyonel profilin belirlenmesi, (b) kesitlerin belirlenmesi.	42
Şekil 5.4: Çarkın ağ yapısı bağımsızlığı çalışması (a) eleman sayısına karşılık gelen verim değerleri, (b) eleman sayısına karşılık gelen güç değerleri.....	44
Şekil 5.5: Ayar kanadının ağ yapısı bağımsızlığı çalışması (a) eleman sayısına karşılık gelen çıkış açısı değerleri, (b) eleman sayısına karşılık gelen düşü kaybı değerleri.	44
Şekil 5.6: Optimizasyon süreci adımları.	46
Şekil 5.7: (a) Versiyon 2 için belirlenen girdi parametreleri, (b) P3 noktasının parametrik model üzerinde gösterimi.	48
Şekil 5.8: (a) Versiyon 3 için belirlenen girdi parametreleri, (b) P3 noktasının parametrik model üzerinde gösterimi.	48
Şekil 5.9: Versiyon 4 için belirlenen girdi parametreleri (a) beta açıları, (b) kalınlık değerleri.....	49

Şekil 5.10: (a) Versiyon 6 için belirlenen girdi parametreleri, (b) belirlenen noktaların parametrik model üzerinde gösterimi.	50
Şekil 6.1: Mevcut tasarım ve baz tasarımın meridyonel profil karşılaştırması. ... Error! Bookmark not defined.	
Şekil 6.2: Sarma (teta) açıları karşılaştırması (a) mevcut tasarım, (b) baz tasarım....	54
Şekil 6.3: Metal (beta) açıları karşılaştırması; (a) mevcut tasarım, (b) baz tasarım. .	54
Şekil 6.4: Kanat kalınlık dağılımları karşılaştırması (a) mevcut tasarım, (b) baz tasarım.....	55
Şekil 6.5: Çarkın 3 boyutlu modeli (a) mevcut tasarım, (b) baz tasarım.	55
Şekil 6.6: Kanadın orta kesitindeki (% 50 kesit) hız dağılımı; (a) mevcut tasarım, (b) baz tasarım.	56
Şekil 6.7: Kanadın orta kesitindeki (% 50 kesit) basınç dağılımı (a) mevcut tasarım, (b) baz tasarım.	57
Şekil 6.8: Çark kanadının farklı kesitlerindeki thoma sayısı dağılımları (a) mevcut tasarım, (b) baz tasarım.....	58
Şekil 6.9: Çark kanatları arasındaki akım çizgileri (a) mevcut tasarım, (b) baz tasarım.....	59
Şekil 6.10: Ayar kanadının mevcut ve baz tasarımının geometrik karşılaştırması. ...	60
Şekil 6.11: Baz tasarımda ayar kanadının kanatlar arasındaki akım çizgileri.....	60
Şekil 6.12: Baz tasarımda ayar kanadının %20 ve %80 kesitlerindeki hız dağılımları.	61
Şekil 6.13: Versiyon 1 – Duyarlılık analizi sonucu oluşan yanıt yüzeyler (a) verim, (b) net düşü, (c) güç, (d) thoma sayısı.	63
Şekil 6.14: Versiyon 1 – CoP matrisi.....	64
Şekil 6.15: Baz tasarımda çark kanatlarının hücum ve kuyruk kenarı eliptik oranlarının gösterimi.....	66
Şekil 6.16: Versiyon 1 sonucundaki tasarımda çark kanatlarının hücum ve kuyruk kenarı eliptik oranlarının gösterimi.	66
Şekil 6.17: Kanadın orta kesitindeki (% 50 kesit) hız dağılımı (a) baz tasarım, (b) versiyon-1 tasarım.	67
Şekil 6.18: Kanadın orta kesitindeki (% 50 kesit) basınç dağılımı (a) baz tasarım, (b) versiyon-1 tasarım.	67
Şekil 6.19: Çark kanadının farklı kesitlerindeki thoma sayısı dağılımları (a) baz tasarım, (b) versiyon-1 tasarım.	68
Şekil 6.20: Versiyon 2 – duyarlılık analizi sonucu oluşan yanıt yüzeyler; (a) verim, (b) net düşü, (c) güç, (d) thoma sayısı.	71
Şekil 6.21: Versiyon 2 için oluşturulan CoP matrisi.....	72
Şekil 6.22: Metal (beta) açıları karşılaştırması (a) versiyon-1 tasarım, (b) versiyon-2 tasarım.	73
Şekil 6.23: Kanadın orta kesitindeki (% 50 kesit) hız dağılımı; (a) versiyon-1 tasarım, (b) versiyon-2 tasarım.....	74
Şekil 6.24: Kanadın orta kesitindeki (% 50 kesit) hız dağılımı (a) versiyon-1 tasarım, (b) versiyon-2 tasarım.....	75
Şekil 6.25: Çark kanadının farklı kesitlerindeki thoma sayısı dağılımları (a) versiyon-1 tasarım, (b) versiyon-2 tasarım.	76
Şekil 6.26: Versiyon 3 – duyarlılık analizi sonucu oluşan yanıt yüzeyler (a) verim, (b) net düşü, (c) güç, (d) thoma sayısı.	78
Şekil 6.27: Versiyon – 3 için oluşturulan CoP matrisi.....	79

Şekil 6.28: Metal (beta) açıları karşılaştırması; (a) versiyon-1 tasarım, (b) versiyon-3 tasarım.	81
Şekil 6.29: Çarkın 3 boyutlu modeli; (a) versiyon-1 tasarım, (b) versiyon-3 tasarım.	81
Şekil 6.30: Kanadın orta kesitindeki (% 50 kesit) hız dağılımı (a) versiyon-1 tasarım, (b) versiyon-3 tasarım.....	82
Şekil 6.31: Kanadın orta kesitindeki (% 50 kesit) hız dağılımı (a) versiyon-1 tasarım, (b) versiyon-3 tasarım.....	82
Şekil 6.32: Çark kanadının farklı kesitlerindeki thoma sayısı dağılımları (a) versiyon-1 tasarım, (b) versiyon-3 tasarım.....	83
Şekil 6.33: Versiyon 4 – duyarlılık analizi sonucu oluşan yanıt yüzeyler (a) verim, (b) net düşü, (c) güç, (d) thoma sayısı.	86
Şekil 6.34: Versiyon 4 – CoP matrisi.....	87
Şekil 6.35: Metal (beta) açıları karşılaştırması (a) versiyon-1 tasarım, (b) versiyon-4 tasarım.	88
Şekil 6.36: Kanat kalınlık dağılımlarının karşılaştırması (a) versiyon-1 tasarım, (b) versiyon-4 tasarım.	89
Şekil 6.37: Çarkın boyutlu modeli (a) versiyon-1 tasarım, (b) versiyon-4 tasarım. ..	89
Şekil 6.38: Kanadın orta kesitindeki (% 50 kesit) hız dağılımı (a) versiyon-1 tasarım, (b) versiyon-4 tasarım.....	90
Şekil 6.39: Kanadın orta kesitindeki (% 50 kesit) hız dağılımı (a) versiyon-1 tasarım, (b) versiyon-4 tasarım.....	90
Şekil 6.40: Çark kanadının farklı kesitlerindeki thoma sayısı dağılımları (a) versiyon-1 tasarım, (b) versiyon-4 tasarım.....	91
Şekil 6.41: Çark kanatları arasındaki akım çizgileri (a) versiyon-1 tasarım, (b) versiyon-4 tasarım.	92
Şekil 6.42: Versiyon 5 – duyarlılık analizi sonucu oluşan yanıt yüzeyler (a) verim, (b) net düşü, (c) güç, (d) thoma sayısı.	94
Şekil 6.43: Versiyon 5 – CoP matrisi.....	95
Şekil 6.44: Meridyonel profil karşılaştırması (a) baz tasarım, (b) versiyon 5- tasarım.	96
Şekil 6.45: 3-B çark modeli (a) baz-5 tasarım, (b) versiyon-5 tasarım.....	97
Şekil 6.46: Kanadın orta kesitindeki (% 50 kesit) hız dağılımı (a) baz-5 tasarım, (b) versiyon-5 tasarım.	98
Şekil 6.47: Kanadın orta kesitindeki (% 50 kesit) basınç dağılımı (a) baz-5 tasarım, (b) versiyon-5 tasarım.....	98
Şekil 6.48: Çark kanadının farklı kesitlerindeki thoma sayısı dağılımları (a) baz-5 tasarım, (b) versiyon-5 tasarım.....	99
Şekil 6.49 : Versiyon 6 – Duyarlılık analizi sonucu oluşan yanıt yüzeyler (a) çıkış açısı, (b) verim.....	101
Şekil 6.50: Versiyon 6 – CoP matrisi.....	102

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1: Hidrolik türbin tiplerinin özgül hız ve düşü değerleri [8].....	4
Çizelge 5.1: Program Girdileri.....	45
Çizelge 6.1: HAD analizleri sonucu çark performans değerleri.....	59
Çizelge 6.2: Baz tasarımın analiz sonucunda ayar kanadı performans değerleri.....	61
Çizelge 6.3: Versiyon 1 – Girdi parametreleri.....	62
Çizelge 6.4: Versiyon 1 – Çıktı parametreleri.....	62
Çizelge 6.5: Versiyon 1 – Çıktı fonksiyonlarının optimizasyon sonucundaki değerleri.....	65
Çizelge 6.6: Versiyon 1 – Girdi parametrelerinin en iyi tasarımı sağlayan değerleri.....	65
Çizelge 6.7: Baz ve versiyon 1 tasarımının performans sonuçları.....	69
Çizelge 6.8: Versiyon 2 – Girdi parametreleri.....	70
Çizelge 6.9: Versiyon 2 – Çıktı parametreleri.....	70
Çizelge 6.10: Versiyon 2 – Çıktı fonksiyonlarının optimizasyon sonucundaki değerleri.....	72
Çizelge 6.11: Versiyon 2-Girdi parametrelerinin en iyi tasarımı sağlayan değerleri.....	73
Çizelge 6.12: Versiyon 1 ve versiyon 2 tasarımının performans sonuçları.....	76
Çizelge 6.13: Versiyon 3 – Girdi parametreleri.....	77
Çizelge 6.14: Versiyon 3 – Çıktı parametreleri.....	77
Çizelge 6.15: Versiyon 3 – Çıktı fonksiyonlarının optimizasyon sonucundaki değerleri.....	80
Çizelge 6.16: Versiyon 3-Girdi parametrelerinin en iyi tasarımı sağlayan değerleri.....	80
Çizelge 6.17: Versiyon 1 ve versiyon-3 tasarımının performans sonuçları.....	84
Çizelge 6.18: Versiyon 4 – Çıktı parametreleri.....	85
Çizelge 6.19: Versiyon 4 – Çıktı fonksiyonlarının optimizasyon sonucundaki değerleri.....	88
Çizelge 6.20: Versiyon 1 ve versiyon 4 tasarımının performans sonuçları.....	93
Çizelge 6.21: Versiyon 5 – Çıktı parametreleri.....	93
Çizelge 6.22: Versiyon 5 – Çıktı fonksiyonlarının optimizasyon sonucundaki değerleri.....	96
Çizelge 6.23: Baz-5 ve versiyon 5 tasarımının performans sonuçları.....	100
Çizelge 6.24: Versiyon 6 – Girdi parametreleri.....	100
Çizelge 6.25: Versiyon 6 – Çıktı parametreleri.....	101
Çizelge 6.26: Versiyon 6 – Çıktı fonksiyonlarının optimizasyon sonucundaki değerleri ve baz tasarım ile karşılaştırılması.....	102
Çizelge 6.27: Versiyon 6-Girdi parametrelerini en iyi tasarımı sağlayan değerleri.....	103
Çizelge 6.28: Çark için yapılan optimizasyon çalışmalarının sonucu.....	103

KISALTMALAR

ALHS	: Gelişmiş Latin Hiperküp Örneklemesi (Advanced Latin Hypercube Sampling)
ARSM	: Otomatik Adaptif Yanıt Yüzey Yöntemi (Automatic Adaptive Response Surface Method)
CAD	: Bilgisayar Destekli Tasarım (Computer Aided Design)
CAE	: Bilgisayar Destekli Mühendislik (Computer Aided Engineering)
CoP	: Prognoz Katsayısı (Coefficient of Prognosis)
DoE	: Deneysel Tasarım (Design of Experiment)
EA	: Evrimsel Algoritma
GA	: Genetik Algoritma
HES	: Hidroelektrik Santral
LHS	: Latin Hiperküp Örneklemesi (Latin Hypercube Sampling)
MOP	: Optimal Prognoz Meta-Modeli (Meta-Model of Optimal Prognosis)
PSO	: Parçacık Sürüsü Optimizasyonu
RANS	: Reynolds Ortalamalı Navier – Stokes (Reynolds Averaged Navier - Stokes)

SEMBOL LİSTESİ

Bu çalışmada kullanılmış olan simgeler açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
D_1	Çark giriş çapı
D_2	Çark çıkış çapı
g	Yerçekimi ivmesi
H_d	Türbin düşüsü
M_0	Dönme merkezi etrafındaki momentum
N_r	Mekanik güç
n_s	Özgül hız
$n_{senkron}$	Senkron hız
P_d	Türbin gücü
r	Çark dönme eksenine radyal uzaklık
Q	Türbin debisi
u_i	Teğetsel hız
V	Akış hız vektörü
V_u	Çevresel hız vektörü
w	Dönel koordinat sisteminde akış hız vektörü
α_1	Su giriş açısı
α_2	Su çıkış açısı
β_i	Eğiklik hattı üzerindeki noktanın metal açısı
β_1	Hücum kenarı metal açısı
β_2	Kuyruk kenarı metal açısı
θ_i	Sarma açısı
η	Hidrolik verimi
ρ	Yoğunluk
Γ_1	Çark giriş sirkülasyon
Γ_2	Çark çıkış sirkülasyon
ω	Açısal hız

1. GİRİŞ

Hidrolik kuvvetlerin kullanımı antik çağlarda su değirmenleri ile başlamıştır. Hidroelektrik enerji olarak ise 1800'lü yılların sonunda ABD'de kullanılmaya başlanmış ve daha sonra tüm dünyada hızla yaygınlaşmıştır [1]. Hidroelektrik enerji santralleri; çevreye uyumlu, temiz, yenilenebilir, yüksek verimli ve uzun ömürlü olup, işletme giderleri düşük ve dışa bağımlı olmayan kaynaklardır. Bu sebeplerden dolayı çeşitli enerji kaynakları içerisinde hidroelektrik santraller en çok tercih edilenlerdendir. Yenilenebilir elektriğin % 71'ini oluşturan hidroelektrik, 2016 yılında 1.064 GW kurulu güç kapasitesine ulaşarak, dünyanın elektrik enerjisinin % 16.4'ünün bu şekilde üretilmesini sağlamıştır [1,2].

1.1. Tezin Amacı ve Kapsamı

Optimizasyon algoritmaları, daha yüksek performans elde etmek için turbomakinelerin tasarım sürecinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Etkili bir türbin tasarımı, türbin içerisindeki akışın karakteristiğini ve tasarım parametrelerinin performans üzerindeki etkisini derinlemesine anlamayı gerektirir. Francis tipi hidrolik türbinler geniş debi ve düşü aralıklarında çalışabilmelerinden dolayı en çok tercih edilen türbin çeşididir. Bu türbinler salyangoz, sabit kanatlar, ayar kanatları, çark ve emme borusu olmak üzere beş ana bileşenden oluşmaktadır. Güç üretimi çarkta gerçekleştiği için çarkın en iyi performansla çalışabilecek şekilde tasarlanması oldukça önemlidir. Çark üç boyutlu ve oldukça karmaşık bir yapıya sahiptir ve türbinin özelliklerine göre değişiklik göstermektedir. Bu noktada nasıl bir çark yapısının söz konusu türbin için en uygun olacağının belirlenmesi gerekir. Bunu deneysel olarak yapmak çok uzun sürdüğünden ve de oldukça maliyetli olduğundan bu noktada bilgisayar destekli mühendislik yöntemlerinin kullanımı oldukça uygun olmaktadır. Akışkan, ayar kanadından çıkıp çarka gelir ve akışın çarka doğru yönlendirilebilmesi için ayar kanadından doğru açıyla ayrılması gerekmektedir. Bu durumda ayar kanadının tasarımı da çark performansını doğrudan etkilemektedir.

Duyarlılık ve optimizasyon algoritmaları ile birleştirilmiş hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) simülasyonları, sadece türbinler için değil, aynı zamanda diğer turbomakineler için de en gelişmiş tasarım yaklaşımıdır. Parametrik optimizasyon, tasarım süresini ve maliyetleri azaltmada oldukça önemlidir. Bu yaklaşımın temel adımları şu şekilde özetlenebilir:

i) Sıfırdan bir tasarım gerçekleştirilecekse ilk adım debi ve düşü gibi belirli tasarım gereksinimlerine göre bir başlangıç geometrisinin oluşturulması olacaktır. Eğer bu çalışmada olduğu gibi var olan bir geometri en iyilenmeye çalışılacaksa tarama veya teknik çizim yöntemleri ile geometrinin 3-B modeli oluşturulacaktır.

ii) Geometrik model, var olan özelliklerini koruyacak şekilde parametrik bir modele dönüştürülecektir.

iii) Üç boyutlu HAD simülasyonları gerçekleştirilecektir.

iv) En iyi performansı veren parametre kombinasyonunu bulmak için duyarlılık analizi ve optimizasyon gerçekleştirilecektir.

Bu çalışmada, Antalya'da bulunan Kepez-1 Hidroelektrik Santrali'nin Francis türbin ayar kanadı ve çarkının optimizasyon süreci anlatılmaktadır. Çark kanadının optimizasyonu için kanat açısı dağılımı (beta açıları) ve kalınlık dağılımının yanı sıra meridyonel profil de parametrize edilmiştir. Optimizasyonun amacı, optimum çalışma koşulları altında bir takım kısıtları karşılayan yüksek verime sahip bir çark tasarlamaktır.

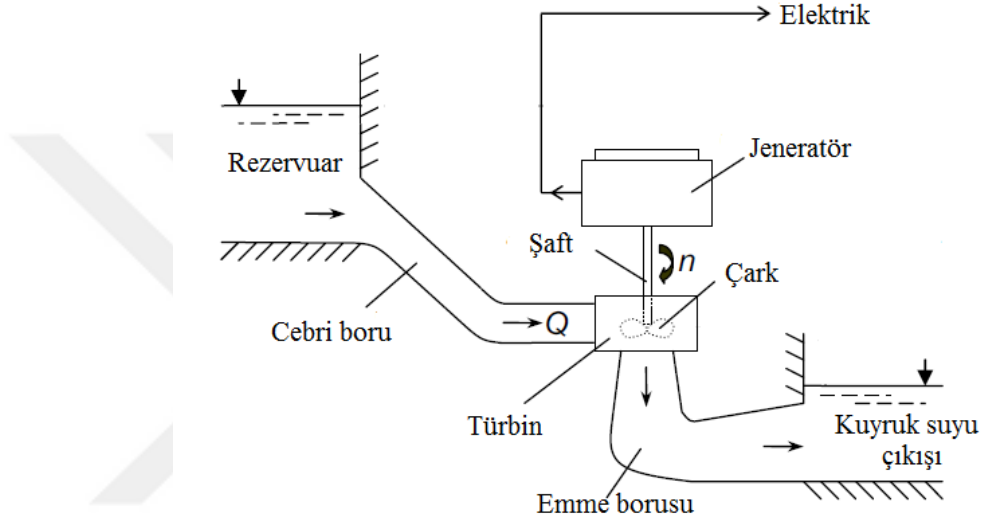
Ayar kanadı için kanat açısı dağılımı (beta açıları) parametrize edilerek ayar kanadının maksimum verime sahip olması hedeflenmiştir. Ayar kanadının maksimum verime sahip olması burada meydana gelen kayıpların minimum olacağını gösterir. Ayar kanadından çıkan akış çarka gireceği için, burada daha az kayıp olması çark girişindeki düşünün dolayısıyla da basıncın o kadar yüksek olması anlamına gelmektedir. Ayrıca akışın çarka uygun açıyla girmesi ayar kanadının çıkışındaki akış açısına bağlıdır.

Bu çalışmada türbin ayar kanadı ve çark bileşenleri optimizasyonu ANSYS CFX ve turbo araçları ile birlikte ANSYS optiSLang, MOP tabanlı optimizasyon kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

1.2. Literatür Araştırması

1.2.1. Hidroelektrik enerji ve hidrolik türbinler

Hidroelektrik sistemlerde suyun potansiyel ve kinetik enerjisi kullanılmaktadır. Bir cebri boru yardımıyla yüksek bir yerden alınan su, türbine verilmekte ve burada sağlanan mekanik enerjiyle de türbin miline bağlı jeneratörler döndürülerek elektrik enerjisi üretilmektedir (Şekil 1). Üretilen elektrik enerjisi direkt olarak kullanılabilirdiği gibi depo da edilebilir. Türbinden elde edilen güç, suyun düşü ve debisine bağlıdır [3].



Şekil 1.1: Hidrolik santralin şematik görüntüsü.

Hidrolik türbinler incelendiğinde; düşüye, türbin çıkış gücüne, türbin milinin durumuna, suyun akış doğrultusuna veya suyun etki şekline göre çeşitli sınıflandırmalar yapılabilir. Suyun etki şekline göre etki tipi (aksiyon) türbinler ve tepki tipi (reaksiyon) türbinler olmak üzere ikiye ayrılırlar. Etki tipi türbinlerde akışkan, çarka atmosfer basıncında girip yine atmosfer basıncında çıkar. Burada suyun kinetik enerjisinden faydalanılır. Reaksiyon türbinlerinde ise çark giriş ve çıkışı arasında basınç farkı vardır ve suyun hem kinetik hem de potansiyel enerjisinden yararlanır. Çark girişindeki basınç çıkışındaki basınçtan çok daha büyük olur. Bu yüzden, suyun kapalı kanallar (salyangoz) içinden akma zorunluluğu vardır [4,5].

Etki tipi türbinlerde, hızla püsküren akışkan bir milin çevresine yerleştirilmiş kanatlara çarpar, bu çarpmanın kuvveti ve hızı mili döndürür. En yaygın kullanılan örneği Pelton türbinleridir. Yüksek düşü uygulamaları için uygunlardır. Tepki tipi türbinlerde ise,

kanatların arasından büyük miktarlarda yüksek basınçlı akışkan geçirilir ve kanatlar bu basıncın etkisiyle döner. Radyal tipte Francis, aksenel tipte Kaplan ve Propeller türbinler en önemli örnekleridir. Düşük ve orta düşülerde kullanıma daha uygundur [6].

1.2.2. Türbin seçimi

Hidrolik türbinlerin tiplerinin seçimi için bazı özel karakteristik büyüklükler kullanılmaktadır. Bunlardan biri boyut analizi ve boyutsuzlaştırma işlemleri sonucu ortaya çıkan ve n_s ile gösterilen özgül hızdır. Özgül hız değeri, mevcut düşü ve debi değerleri yardımıyla belirlenir. Bir türbinin özgül hızı bu türbine benzer olarak çalışan ve 1 m net düşü altında 1 kW güç veren türbinin devir sayısıdır. Özgül hız bağıntısı Denklem 1.1’de ifade edilen şekilde verilmektedir [7].

$$n_s = \frac{nP^{0.5}}{H^{1.25}} \quad (1.1)$$

Denklem 1.1’de n (*rpm*) dönüş hızıdır ve P, kW cinsinden gücü, H ise m cinsinden düşüyü ifade etmektedir. Özgül hız ile düşü arasında ters orantı vardır, düşü azadıkça özgül hız artar. Özgül hız arttıkça türbin tipi aksiyon türbininden reaksiyon türbinine doğru değişir.

Debi, düşü ve özgül hız değerleri kullanılarak en uygun türbin tipi seçilir. Bu seçim için kullanılan bir çizelge, Çizelge 1.1’de verilmiştir.

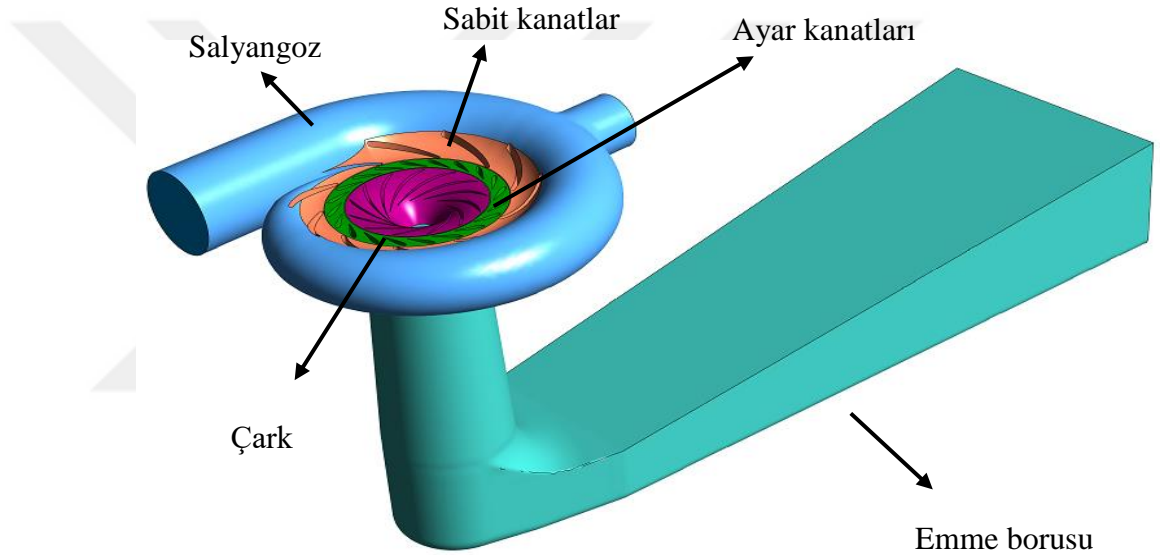
Çizelge 1.1: Hidrolik türbin tiplerinin özgül hız ve düşü değerleri [8].

Türbin Tipi			Özgül Hız	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

1.2.2.1. Francis türbin

Francis türbini reaksiyon (tepki) türbinlerindedir. İsmi 1840'lı yıllarda onu geliştiren B. Francis'ten almıştır. Francis türbinler dünyadaki hidroelektrik kapasitesinin yaklaşık olarak % 60'ını oluştururlar [9]. Net düşü ve özgül hız bakımından çok geniş kullanım alanına sahip olan Francis türbinleri suyun hem kinetik hem de potansiyel enerjisinden faydalanırlar.

Francis türbinler salyangoz, sabit kanat, ayar kanadı, çark ve emme borusu olmak üzere beş temel bileşenden oluşmaktadır. Bu bileşenler, Şekil 1.2'de gösterilmektedir.



Şekil 1.2: Francis türbin temel bileşenleri gösterimi.

Türbine gelen akış öncelikle salyangozdan hız, debi ve basınç dağılımı aynı olacak şekilde sabit kanatlara yönlendirilmektedir. Hız dağılımının aynı olmasını sağlamak için salyangozun kesit alanı giderek daralmaktadır [10]. Sabit kanatların temel görevi basınç yüklerine karşılık salyangozun yapısal dayanımını sağlamaktır. Daha sonra sabit kanatlar ve ayar kanatları yardımıyla akışa yön verilerek suyun çark kanatlarına uygun akış açısıyla çarpması sağlanmaktadır. Ayar kanatları, eksenleri etrafında dönerek debiyi, dolayısıyla da türbin gücünü kontrol ederler. Türbin gücünü kontrol edebilmelerinden dolayı oldukça önemlidirler. Ayrıca ayar kanatları, gelen suyu uygun akış açısıyla çarka yönlendirirler [11]. Çark, gelen suyun çevresel momentumunu

kullanarak suyu hızlandırarak güç üreten, elde edilen gücü de türbin şaftı yardımıyla jeneratöre ileten, türbinin en kritik parçasıdır. Karmaşık kanat yapısına sahip olan çarka radyal olarak giren su, buradan aksenal olarak ayrılır [12]. Çarktan ayrılan su emme borusuna iletilir. Emme borusu hem suyu tahliye etmek hem de çark çıkışında vakum oluşturmak böylece de basınç geri kazanımını sağlamak için kullanılmaktadır. Emme borusunun kesit alanı giderek arttırılmakta böylece akışın kinetik enerjisi azaltılmakta ve maksimum basınç geri kazanım sağlanmaktadır [13].

1.2.3. Optimizasyon

Optimizasyon, yapılmış veya yapılmakta olan işin en iyi çözümünü ortaya koymak için kullanılır.

Optimizasyon teorisinin gelişiminin en önemli adımı, 17. yüzyılda Newton ve Leibniz tarafından Kalkülüs'ün (Calculus) geliştirilmesiyle olmuştur. 1788 yılında J.L. Lagrange tarafından Lagrange çarpanları yönteminin sunulması önemli bir adım oluşturmuştur. 1939'da ise W. Karush'un kısıtlandırılmış problemler için optimallik koşullarını bulması ile optimizasyon teorisinde yeni bir atılım gerçekleşmiştir [14]. II. Dünya Savaşı'nın başlamasıyla 1942'de İngiltere ve Amerika Birleşik Devletleri'nin Yöneylem Araştırması gruplarını oluşturması optimizasyon dünyası için bir dönüm noktası olmuştur [15]. Optimizasyon dünyasında devrim sayılan gelişmelerden bir tanesi de 1948'de G.B. Dantzig tarafından Lineer programların çözümü için Simplex yönteminin geliştirilmesi olmuştur. 1950'lerin sonuna doğru ise Gradyan Tabanlı Yöntemler geliştirilmiştir [16]. 1980 yıllarında bilgisayar teknolojilerinin gelişmesiyle birlikte optimizasyon metodları yaygınlaşmaya başlamış, 1990'larda analiz programları optimizasyon yeteneği ile desteklenerek büyük ilerlemeler kaydedilmiş ve 2000'li yıllarda mühendislikte büyük ölçekli optimizasyon çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Günümüzde de optimizasyon dünyasında her geçen gün önemli ilerlemeler kaydedilmektedir.

Optimizasyon, bir sistemde var olan kaynakları en verimli şekilde kullanarak belirli amaçlara ulaşmayı sağlayan bir teknolojidir. Modelleme ve çözümleme optimizasyonda iki önemli bileşendir. Modelleme, problemin matematiksel olarak ifade edilmesini; çözümleme de bu modeli sağlayan en iyi çözümün elde edilmesini kapsamaktadır [17].

Optimizasyon modelleri sistemin işleyişini ve özelliklerini yansıtan, sistemin içindeki ve çevresindeki diğer sistemlerle olan etkileşimleri kapsayan matematiksel ifadelerden oluşmaktadır [18].

Teorik olarak optimizasyon, tasarım kısıtlarını sağlamak koşuluyla belirli bir amaç fonksiyonunu minimize ya da maksimize etmektir.

1.2.4. Hidrolik türbinlerde HAD analizleri ve optimizasyon uygulamaları

Hidrolik türbinler çok uzun yıllardan beri kullanılan turbomakinelerdir. Yüz yılı aşkın bir süredir türbin tasarımı için klasik yöntemler geliştirilmektedir. Bu yöntemler deney ve testlerden elde edilen sonuçlar üzerine kurulup geliştirilmişlerdir. Bu noktada testlerin yapılabilmesi için model türbin imalatına gerek duyulmaktadır. Bu da ciddi miktarda zaman ve maliyet gerektirmektedir [19]. Ayrıca, bu yöntemlerle, hedeflenen performans yakalanamadığı zaman hangi parçada ne şekilde bir sıkıntının olduğu tam olarak belirlenmemektedir. Türbin performansı iyileştirme çalışmalarında ve de türbindeki akışın anlaşılması ve gözlenmesi noktalarında hızlı ve güvenilir sonuçlar vermeleri sebebiyle HAD uygulamaları en yaygın biçimde kullanılan araçlardır [20]. Son yıllarda gelişen bilgisayar teknolojisiyle birlikte türbin bileşenlerinin performans iyileştirilmesinde, HAD bazlı optimizasyon çalışmaları büyük önem kazanmıştır [21]. Klasik yöntemlerden gelişmiş HAD yöntemlerine geçişin en büyük sebebi olan zamandan kazanım, otomatik optimizasyon araçlarıyla birlikte oldukça yüksek noktalara ulaşmıştır.

Jain ve diğerleri [22] tarafından hazırlanan çalışmada 3 MW kapasiteli Francis türbinin verimliliğinin incelemesi için HAD analizleri yaklaşımı sunulmuştur. Sayısal simülasyonlar için Fluent paket programı kullanmışlardır ve HAD sonuçlarını model test sonuçları ile karşılaştırmışlardır.

Wu ve diğerleri [23] Francis türbin rehabilitasyon projesi kapsamında, türbinin verim ve güç parametrelerinde iyileştirme sağlamak için HAD kodlarını kullanmışlardır. Deneme yanılma yöntemiyle en iyi performansı sağlayan tasarımı bulmuşlardır. Bu noktada ayar kanadı ve çark bileşenleri tasarımı çok büyük ölçüde değişmiş, sabit kanatlara ise küçük değişiklikler uygulanmıştır.

Enomoto ve diğeri [24] yüksek hızlı bir Francis türbinin hidrolik performansının geliştirilmesiyle ilgili bir çalışma sunmuşlardır. HAD ve çok amaçlı bir optimizasyon yöntemini birleştirerek çarkın tasarımını değiştirmeye çalışmışlardır. Bu çalışmada iki amaç belirlemişlerdir; verim artışı sağlamak ve yüksek yüklerde çalışma durumunda oluşan dengesiz titreşim (instability vibration) durumunu araştırmak. Çark giriş açısı, çark giriş çapı, taç ve bilezik şekilleri vb. gibi sekiz adet tasarım parametresi belirlenmiştir. Sonuç olarak, optimize edilmiş çarkın başlangıçtaki tasarıma oranla daha yüksek verimde çalışmasını sağlamışlardır.

Kawajiri ve diğeri [25] tarafından yapılan çalışmada HAD analizlerine bağlı bir tasarım optimizasyon sistemi sunulmaktadır. Sistemde optimizasyon algoritması olarak parçacık sürüsü optimizasyonu (PSO) kullanılmaktadır. Kanat şekli tasarımı, bir dizi kontrol noktası tarafından tanımlanan bir tür NURBS (Doğrusal olmayan rasyonel B-Spline) eğrisiyle gerçekleştirilmiştir. Sistem, yüksek spesifik hızlı Francis türbininin sabit kanatları ve çark yapısı için uygulanmıştır. İlk adım olarak, sabit kanat profilinde tek amaçlı optimizasyon yapılmış olup ikinci adımda, çark için çok amaçlı optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak, yapılan optimizasyon çalışmaları türbin verimini artırmıştır.

Obrovsky ve Zouhar [26] tarafından yapılan çalışmada yüksek hızlı bir Francis türbinin verimini artırıp kavitasyon karakteristiğini iyileştirmek için optimizasyon yöntemi kullanılmıştır. Taç ve bilezik eğrilerinin çark performansını önemli ölçüde etkilediği düşünülerek tasarım parametreleri bu iki eğriyi tanımlayacak şekilde seçilmiştir. Optimizasyon aşamasında, genetik algoritma sınıfına ait olan diferansiyel evrim (Differential Evolution, DE) ve direkt arama (direct search) sınıfına ait Simplex yöntemi kullanılmıştır.

Shukla ve diğeri [27] yayınlamış olduğu çalışmada deneysel olarak test edilmiş türbin için üç boyutlu akış analizleri yapılmıştır. Çalışmanın amacı, HAD sonuçlarının deneysel çıktı ile doğrulanmasıdır. Hesaplama aracı ile elde edilen sonuçlar, deneysel sonuçlara çok yakın çıkmıştır; bu da HAD analizlerine güven duyulmasını sağlamıştır. Bu konuda Oh ve Yoon [28] da benzer çalışmayı gerçekleştirmişlerdir. Benzer başka bir çalışmayı da eksenel akışlı hidro türbinler için Prasad ve diğeri [29] yapmışlardır.

Wang [30] tarafından gerçekleştirilen çalışmada türbinlerde modern tasarım yöntemlerini kullanmanın geleneksel tasarım yöntemlerine göre avantajlarından bahsedilmiş ve yeni ürün geliştirmede deneme ve test maliyetlerinden çok tasarruf edebileceği belirtilmiştir. Bu çalışmada, en iyi tasarıma ulaşmak için analiz sonuçlarına göre kanat şeklini geliştiren CAD ile kombine edilen hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak hidrolik makinelerin modern tasarım yöntemleri incelenmiştir. HAD hesaplamaları Francis çark kanadına uygulanmış, akış karakteristikleri ve kavitasyon özellikleri analiz edilerek değerlendirilmiştir, nihayetinde kanat şekli yeniden yapılandırılarak çarkın kavitasyon karakteri iyileştirilmiştir.

Hidrolik türbinlerle ilgili ETÜ HİDRO ekibi tarafından bir çok çalışma gerçekleştirilmiştir. Bunlardan bir kısmı şu şekilde özetlenebilir.

Ayancık [31] tarafından yapılan tez çalışmasında Francis türbin çarkı için tasarım metodolojisi geliştirilmiştir ve çarkın ilk boyutlarının belirlenmesiyle başlayan süreç verimi arttırmak için yapılan deneme yanılma çalışmalarıyla devam etmiştir. Sonrasında ise süreyi kısaltmak amacıyla deneme yanılma çalışmaları yerine geometri eniyilemesi gerçekleştirilmiştir. Meridyonel profil taç (hub) eğrisi, bilezik (shroud) eğrisi ve bu eğrilerin arasında kalan üç tane yardımcı eğri ile tanımlanmıştır. Bu beş eğrinin orta noktalarındaki beta açıları kullanılarak verimi maksimum yapmak için beş adet tasarım parametresiyle optimizasyon gerçekleştirilmiştir. İkinci durumda ise beta açılarıyla en iyilenmiş geometri üzerinden aynı noktalardaki teta açıları tasarım parametresi olarak kullanılarak verim maksimize edilirken kavitasyon minimize edilmek istenmiştir. Beta üzerine yapılan eniyilemede, verimde %0.03' lük bir artış sağlanmıştır. Teta üzerinde yapılan eniyileme verimde çok fazla etki yaratmazken kavitasyon için olması gereken sınır değeri yakalanmıştır.

Aytaç [32], gerçekleştirdiği tez çalışmasında türbine giren debiyi ayarlayan ayar kanatlarının tasarım parametrelerini değiştirerek, bu değişikliklerin akış üzerindeki etkisini incelemiştir. Bu çalışmada, debi ve düşü değerleri farklı iki türbinin ayar kanadı tasarımlarını önceden geliştirilen ampirik ve teorik formüller yardımıyla hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanarak gerçekleştirmiş ve belirlenen son tasarım geometrileri üzerinden, tasarım parametrelerini çeşitli kısıtlar doğrultusunda değiştirerek elde edilen sonuçları iki farklı türbin için karşılaştırmıştır.

Akın [33] tarafından gerçekleştirilen çalışmada, literatürdeki teorik ve deneysel çalışmalar ile HAD yöntemini birleştiren bir tasarım yöntemi kullanılarak Francis türbinin tasarımı yapılmıştır.

Çetintürk [34] tarafından gerçekleştirilen tez çalışmasında boru içerisinde Francis tipi türbin uygulanabilirliğini göstermek adına HAD yöntemi yardımıyla çalışmalar yapılmıştır.

Kaplan [35]'in yapmış olduğu çalışmada Francis türbin çarkı için tersine mühendislik yöntemi ile tasarım geliştirilmiştir.

Aylı [36] tarafından yapılan çalışmada ise Francis tipi hidrolik türbinlerin HAD yöntemleri ile tasarımı, parametre optimizasyonu model testlerinin sayısal alt yapısının geliştirilmesi detaylı olarak incelenmiştir.

1.3. Tez Planı

Bu çalışmada, Francis tipi su türbininin ayar kanadı ve çark bileşenlerinin mevcut performansını iyileştirmek için parametrik tasarım optimizasyonu gerçekleştirilmiştir.

Bölüm 1'de, hidrolik enerji, çalışmanın amacı ve kapsamı, hidrolik türbinler hakkında genel bilgiler, Francis türbinlerinin genel özellikleri, optimizasyonun genel tanımı ve hidrolik türbin tasarımlarında HAD ve optimizasyon kullanımından bahsedilmiştir.

Bölüm 2'de, genel bir türbin tasarımı için kullanılan girdi parametreleri açıklanmıştır. Bunun yanında, çark ve ayar kanadı detaylı olarak anlatılmıştır.

Bölüm 3'te ise HAD yöntemi anlatılmıştır. HAD analizleri sırasında kullanılan sınır koşulları, çözüm ağı oluşturulması, çözüm yöntemleri, ayrıklaştırma yöntemi ve adveksiyon şemaları açıklanmıştır.

Bölüm 4'te, duyarlılık analizi ve optimizasyon yöntemleri ayrıntılı olarak anlatılmıştır.

Bölüm 5'te, çalışmada kullanılan tasarım yöntemine detaylı olarak yer verilmiş olup kullanılan geometrik model, ağ yapısı, nümerik model ve optimizasyon adımları açıklanmıştır.

Bölüm 6'da ayar kanadı ve çark için gerçekleştirilen parametrik optimizasyon çalışmalarının sonuçlarına yer verilmiştir.

Son olarak Bölüm 7’de ise, yapılan çalışmanın değerlendirmesi yapılmış ve literatüre olan katkısı sunulmuştur.





2. HİDROLİK TÜRBİN TASARIMI

2.1. Türbin Giriş ve Tasarım Parametreleri

Türbin tasarımına başlarken gerekli olan temel parametreler santralin tasarım debisi ve tasarım düşüsüdür. Hidroelektrik sistemlerde akışkanın enerjisinden faydalanmak için, su bir cebri boru yardımıyla yüksek bir yerden alınarak türbine verilmekte ve mekanik enerjiye çevrilmektedir. Ancak, bir hidrolik türbinden akışkanın kuvveti yardımıyla enerji üretebilmek için gerekli olan akış hızını elde etmek için mutlaka bir düşme yüksekliği (hidrolik düşüye) ve bu düşüye uygun bir basınç farkının bulunması gereklidir. Türbinden elde edilen güç, suyun net düşüsüne ve debisine bağlıdır.

2.1.1. Hidrolik düşü (su yüksekliği)

Bir hidroelektrik santralindeki su kaynağının en üst düzeyi (su girişi) ile türbin su çıkışı arasındaki yükseklik farkına hidrolik düşü (H) denir. Ayrıca bir hidroelektrik santraldeki su iletim kanallarındaki veya cebri borulardaki sürtünmeler nedeni ile kayıplar oluşur ve bu kayıplar toplamı düşüde bir azalmaya sebep olur. Bu kayıplar santralin toplam düşüsünden çıkarılarak sistemin net düşüsü hesaplanır ve bu net düşüye göre sistem tasarlanır.

2.1.2. Debi

Birim zamanda birim hacimden geçen akışkan miktarına debi (Q) denilmektedir. Bir türbin tesisi kurulmadan önce bu tesisi besleyecek suyun debisinin doğru bir şekilde tespit edilmesi gerekmektedir. Tesisi besleyecek suyun (akarsu, nehir) debisi devamlı değişmektedir. Bu yüzden tesisin debisi gününbirlik ölçüm sonuçlarıyla belirlenemez. Doğru bir debi ölçümü yapabilmek için yıl içinde belli zaman aralıklarıyla debi ölçümü yapılmalıdır ve bu ölçüm sonuçlarına göre debi değeri belirlenmelidir.

2.1.3. Verim

Akışkanın türbin girişinde sahip olduğu gücü şafta aktarabilme oranı o türbinin verimliliğini (η) belirler.

2.1.4. Güç

Türbinin hidrolik gücü (P_h), birim zamanda akışkandan çektiği enerji olarak tanımlanır ve Denklem 2.1'deki gibi ifade edilir [33].

$$P_h = \rho g H Q \quad (2.1)$$

Denklem 2.1'de, ρ (kg/m^3) akışkanın yoğunluğunu, g (m/s^2) yer çekimi ivmesini, H (m) tasarım düşüsünü ve Q (m^3/s) tasarım debisini ifade etmektedir. P_h Watt birimindedir.

Türbin shaftında üretilen güç, yani mekanik çark gücü şu şekilde ifade edilmektedir. (Denklem 2.2) [37].

$$P = \rho g H Q \eta \quad (2.2)$$

2.1.5. Thoma sayısı ve kavitasyon

Kavitasyon, sıvı akışkan içinde bir takım boşlukların ve kabarcıkların oluşumunu ifade eden fiziksel bir olgudur. Su veya herhangi bir sıvı akışkan içerisindeki hız artışı veya bu akışkan içerisinde hızlı hareket eden herhangi bir cisim nedeni ile oluşan faz değişim olayıdır [38]. Bernoulli prensibine göre akışkan içerisindeki hız artışı, basıncın azalmasına neden olur. Daha düşük bir basınç ise akışkan içerisinde daha düşük bir kaynama noktası anlamına gelir. Yani basınçtaki azalma suyun kaynama noktasını ortam sıcaklığına kadar düşürebilir. Bu durumda içinde su buharı ve erimiş gazlar bulunan, hava kabarcıkları içeren bir tür soğuk kaynama meydana gelir. Bu olay kavitasyon olarak adlandırılır. Kavitasyon performans kaybı, gürültü, titreşim, aşınma gibi olumsuzluklara sebep olmaktadır.

Francis türbinlerde kavitasyon, verimliliği olumsuz yönde etkileyen ve çark kanadına ciddi zararlar verebilen etmenlerden bir tanesidir. Kavitasyonun önlenmesi için çark kanatları üzerindeki basınç değerinin suyun buhar basıncı değerinin altına düşmeyecek şekilde çark tasarımı yapılması gereklidir.

Thoma sayısı (σ_c), türbinin kavitasyon karakteristiğini incelemek için kullanılan boyutsuz bir sayıdır. Denklem 2.3'te, p_c (Pa) kavitasyon karakteristiği incelenmek

istenen noktanın statik basınç değerini, p_{atm} (Pa) atmosferik basınç değerini, H_s (m) türbinin kuyruk suyu seviyesini ifade etmektedir [39].

$$\sigma_c = \frac{p_{atm} - \rho g H_s - p_c}{\rho g H} \quad (2.3)$$

Santral thoma sayısı, σ_p ise Denklem 2.4 kullanılarak hesaplanır [39]. p_{vapor} (Pa) suyun alınan sıcaklıktaki buhar basıncı değerini ifade etmektedir.

$$\sigma_p = \frac{p_{atm} - \rho g H_s - p_{vapor}}{\rho g H} \quad (2.4)$$

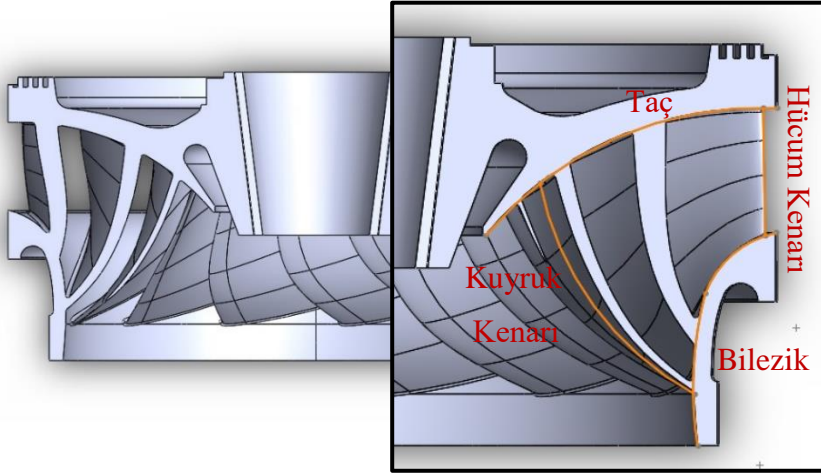
Kavitasyondan kaçınmak için Denklem 2.5'te görüldüğü gibi lokal thoma sayısının santral thoma sayısından küçük olması gerekir.

$$\sigma_p > \sigma_c \quad (2.5)$$

2.2. Francis türbin çarkı

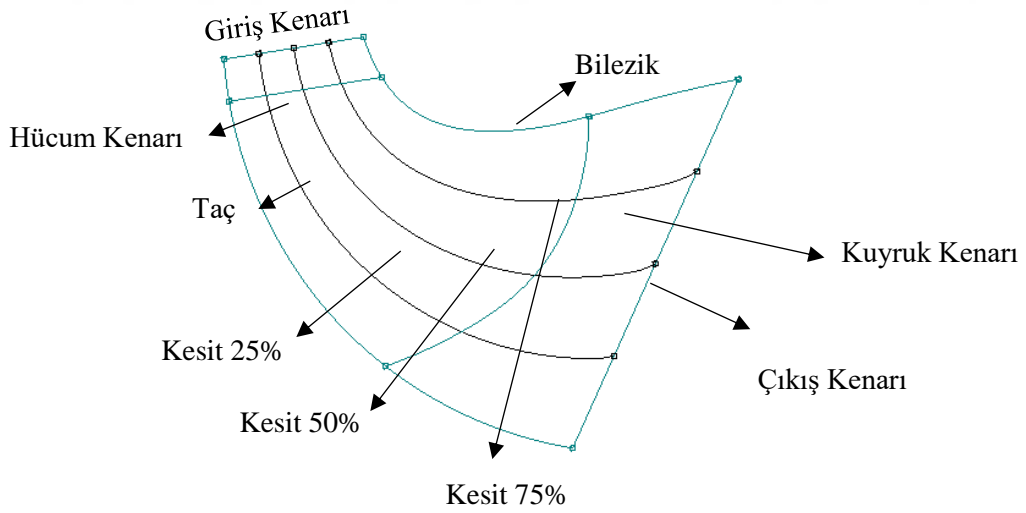
Çark, basınçlı suyun enerjisini alarak dönen en kritik türbin elemanıdır. Türbin verimliliğini temel olarak çark belirler. Sudan aldığı enerjiyi, üzerine bağlı mil vasıtasıyla jeneratöre aktararak, türbinin enerji üretim görevini yerine getirmesini sağlar [12]. Çark üç ana parçadan oluşur; kıvrımlı kanatlar ve bu kanatları taşıyan taç ve bilezik (Şekil 2.1). Taç yardımıyla çark jeneratör şaftına bağlanır, bilezik ise; akışın içerisinde girdap oluşmaması için kanat çıkışında yer alan kısımdır [35].

Francis türbin çarkının başlangıç geometrisi türbinin tasarım düşüsü ve tasarım debisine ve bunlara bağlı olarak hesaplanan özgül hıza göre belirlenir. Çarkın ölçüleri türbinin özgül hızına bağlı ampirik eğrilerden hesaplanır. Türbin giriş çapı, çark giriş yüksekliği (ayar kanadı yüksekliği), çark çıkış çapı ve şaft çapı gibi ana ölçüler belirlenerek türbin çarkının ön tasarımı gerçekleştir [23]. Ön tasarım için ana ölçüler belirlendikten sonra meridyonel profilin belirlenmesi gerekir. Meridyonel profil, çarkın kanat profilinin radyal düzleme olan iz düşümü olarak tanımlanır. Türbin performansını kritik derecede etkileyen tasarım parametrelerinden bir tanesidir [40,41].



Şekil 2.1: Çark kanat profili.

Meridyonal profil kullanılarak, çarkın giriş ve çıkış çapları, hücum ve kuyruk kenarları, taç ile bilezik kısımları gösterilebilir. Şekil 2.2'de, taç ve bilezik eğrileri arasında üç adet kontrol eğrisi oluşturularak meridyonal profilin gösterimi verilmiştir. Taç 0% kesiti ve bilezik 100% kesiti olarak alınmıştır. Bu eğriler arasındaki üç adet kontrol eğrisi, taça yakın olan kısımdan başlayarak 25%, 50% ve 75% olacak şekilde oluşturulmuştur.



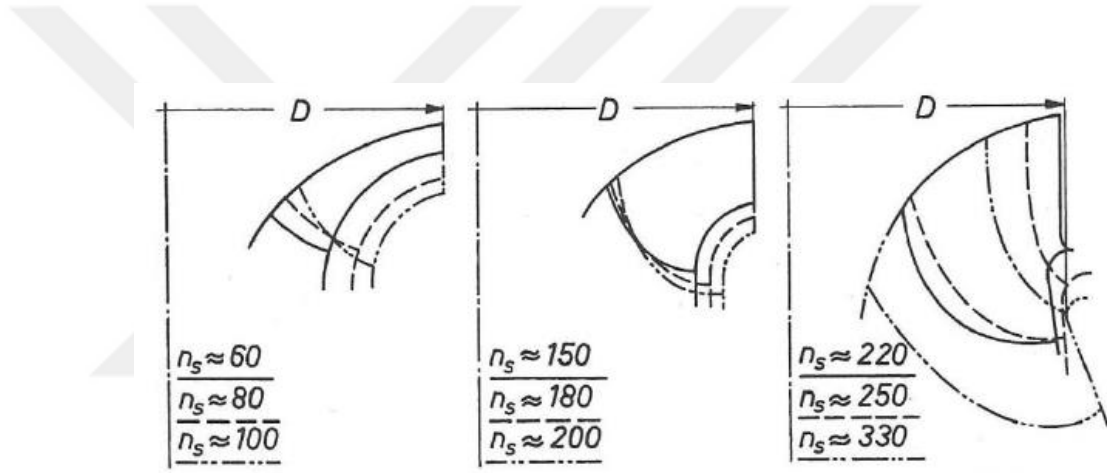
Şekil 2.2: Çark kanadının meridyonal profilinin gösterimi.

Meridyonel profili oluşturmak için kullanılan kontrol eğrileri istenilen sayıda oluşturulabilir. Bu çalışmada kanat profilini en iyi şekilde elde edebilmek için taç ve bilezik eğrileri ile birlikte toplamda beş eğri yeterli olmaktadır.

Taç ve bilezik eğrileri ile beraber toplamda beş eğri üzerinde çeşitli, noktalarda kanat profilini düzenlemek için kullanılan β akış açıları yer almaktadır.

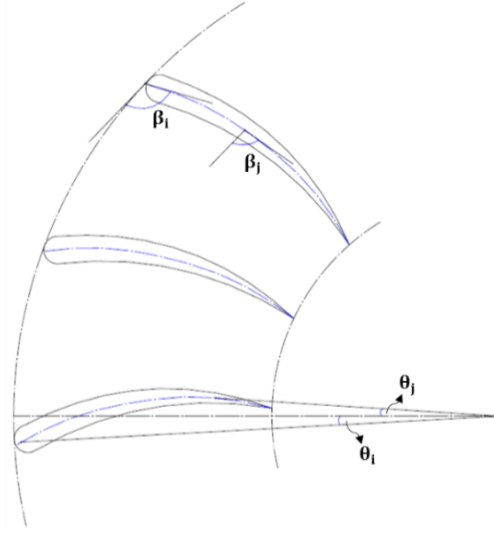
Özgül hız arttıkça kanat, taçtan bilezik kısmına doğru uzayarak uzun ve dar kanat yapısı görülecektir. Radyal girişe sahip olan türbin aksenal akışa yakın olan karışık akışlı türbinlere yaklaşacaktır. Özgül hız azaldığında ise kanat, hücum kenarından kuyruk kenarına doğru genişleyerek kısa ve geniş bir kanat yapısı oluşturulacaktır [7].

Özgül hıza göre çark meridyonel profillerinin nasıl değiştiği Şekil 2.3'te gösterilmiştir.



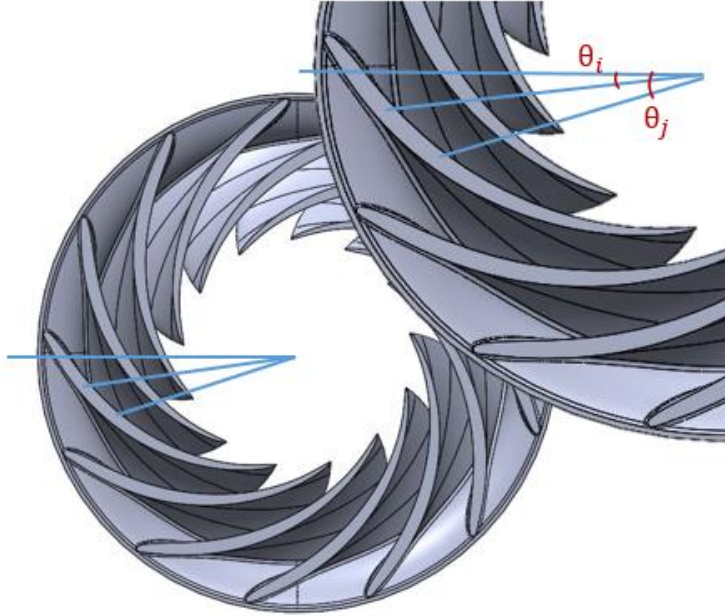
Şekil 2.3: Özgül hıza göre çark meridyonel profilleri [8].

Çark kanatları, gelen suyu yönlendirebilmek için oldukça karmaşık ve kıvrımlı yapıya sahiplerdir. Bu yapıyı oluşturabilmek için iki farklı açı tanımlaması yapılmaktadır. Bu açılar metal açısı (beta) ve sarma açısı (teta) olarak isimlendirilmektedir. Metal açısı, kanadın şekil (büküm) açısıdır. Sarma açısı ise kanadın konum açısı olarak tanımlanmaktadır. Bu açılar kanadın kamburluk eğrisi üzerinden tanımlanmaktadır [35]. Bu açılar Şekil 2.4'te gösterilmektedir.



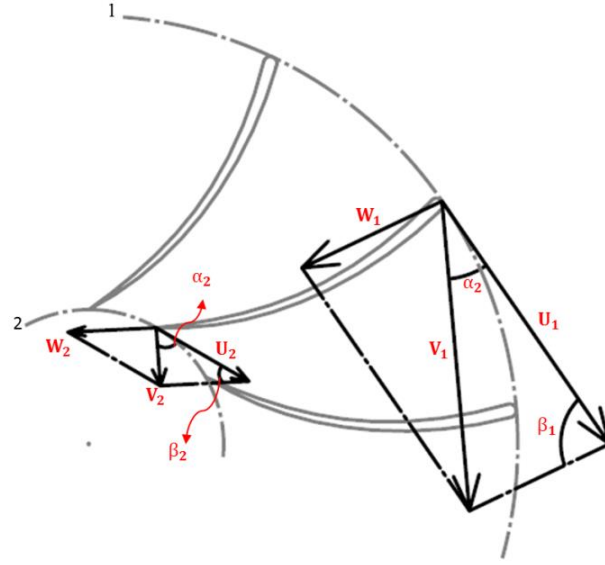
Şekil 2.4: Eğiklik hattı üzerinde kanat açılarının gösterimi.

Teta açısı, eğiklik hattı üzerindeki noktaların yarıçap eksenini ile yaptığı açıdır. Şekil 2.5'te orta kesitte eğiklik hattı üzerindeki bir noktanın konum açısı gösterilmektedir.



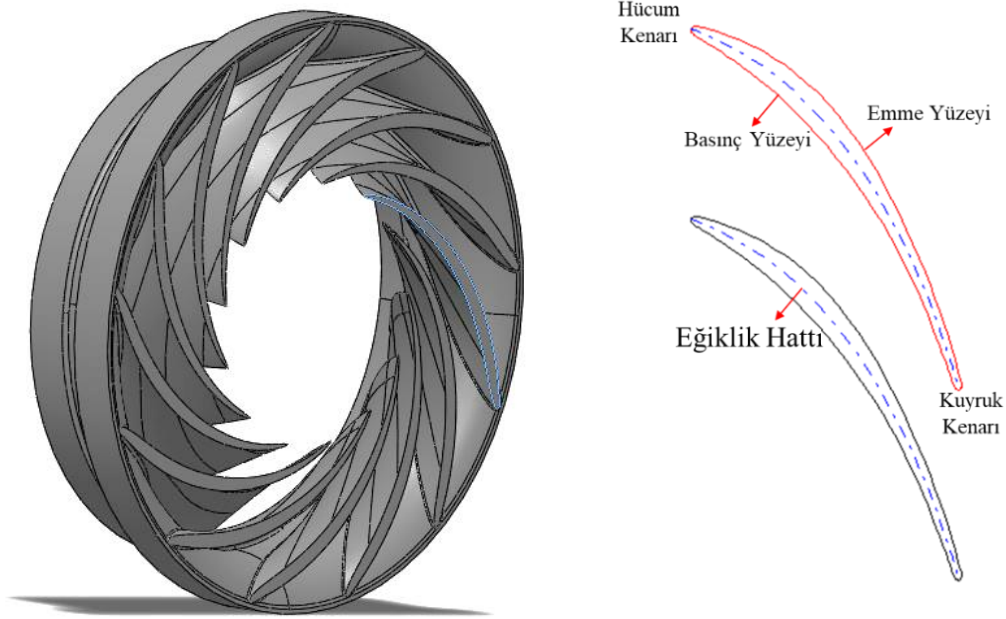
Şekil 2.5: Sarma Açısı Gösterimi.

Metal açısı, çevresel hız vektörü olan U ile dönel koordinat sistemindeki akışa ait hız vektörünü temsil eden W arasındaki açıdır. Şekil 2.6'da çark kanadı hücum kenarı (1) ve kuyruk kenarı (2) üzerindeki hız üçgenleri ve açılar gösterilmiştir.



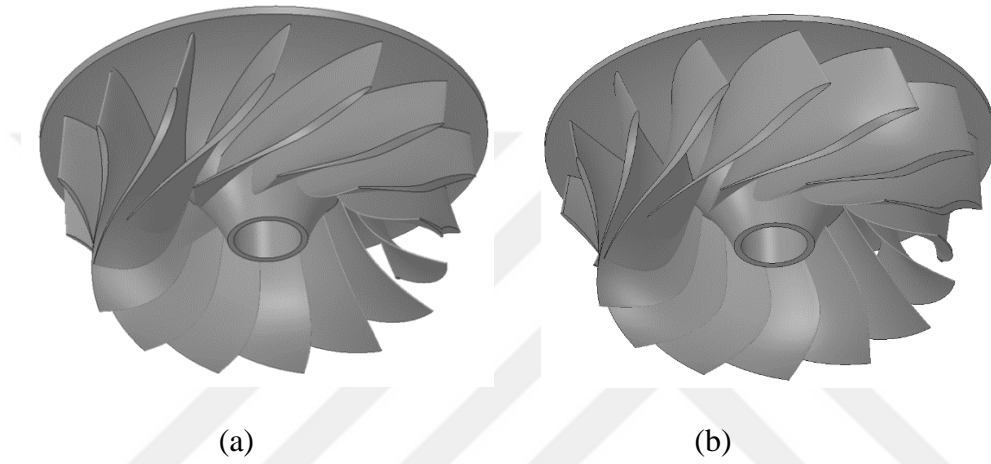
Şekil 2.6: Hücüm ve kuyruk kenarı hız üçgenleri ve akış açıları.

Çark girişi ve çıkışında çizilen hız üçgenleri yardımıyla kanat açıları belirlenir. Akışın hücüm kenarına şok oluşturmada düzgün bir biçimde girmesi için girişteki bağıl akış açısı β , kanat açısına eşit olmalıdır. Kuyruk kenarında ise herhangi bir akış ayrılması ve vorteks oluşmaması için ise çıkıştaki bağıl akış açısı β , kanat açısına eşit olmalıdır [33]. Şekil 2.7’de ise kanadın emme ve basınç yüzeylerine yer verilmiştir.



Şekil 2.7: Kanadın emme ve basınç yüzeylerinin gösterimi.

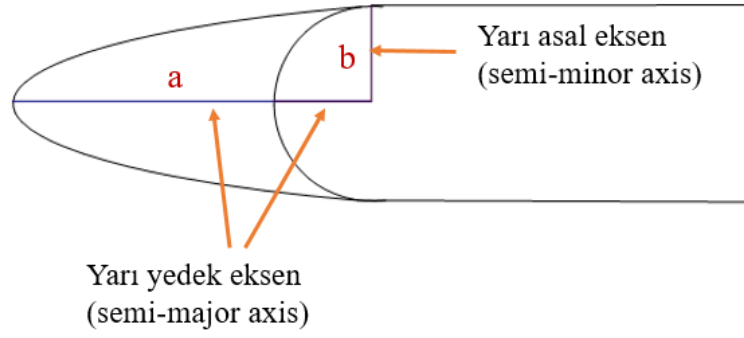
Sarma açılarının kanat üzerindeki dağılımlarına göre türbin çarkları, geleneksel veya X-blade tasarım olarak iki farklı yapıda bulunur. Geleneksel türbin çarkları, X-blade tipi türbin çarklarına göre daha düz giriş ve çıkış geometrilerine sahip olup, X-blade tasarımları çarkın giriş ve çıkış kenarlarında büküme sahiptir (Şekil 2.8). Geleneksel türbin çark geometrileri kavitasyona daha yatkındır; diğer yandan X-blade tasarımlarında emme ve basınç taraflarında basınç dağılımları daha düzgün olup kavitasyonsuz tasarıma daha uygun bir açı dağılımı sağlamaktadır.



Şekil 2.8: Sarma açılara göre çark yapılarının gösterimi (a) geleneksel tasarım, (b) X-blade tasarım.

Kanatların hücum ve kuyruk kenarlarının uç kısımlarının tasarımında keskin (cut-off), kare (square), dairesel veya eliptik şeklinde tanımlamalar kullanılır. Bu çalışmada kanat uçları için eliptik şekil kullanılmıştır ve tasarım sırasında eliptik oran tanımlamasının yapılmasına ihtiyaç duyulmuştur. Yarı asal eksenin yarı yedek eksene oranı eliptik oran olarak belirtilir. Bu oran arttıkça, elips daha uzamış ve uç kısmı incelmış olur. Aşağıdaki Şekil 2.9, eliptik bir kenar ile dairesel kenarın kıyaslanmasını göstermektedir.

Eliptik oran matematiksel olarak a/b şeklinde tanımlanmaktadır.



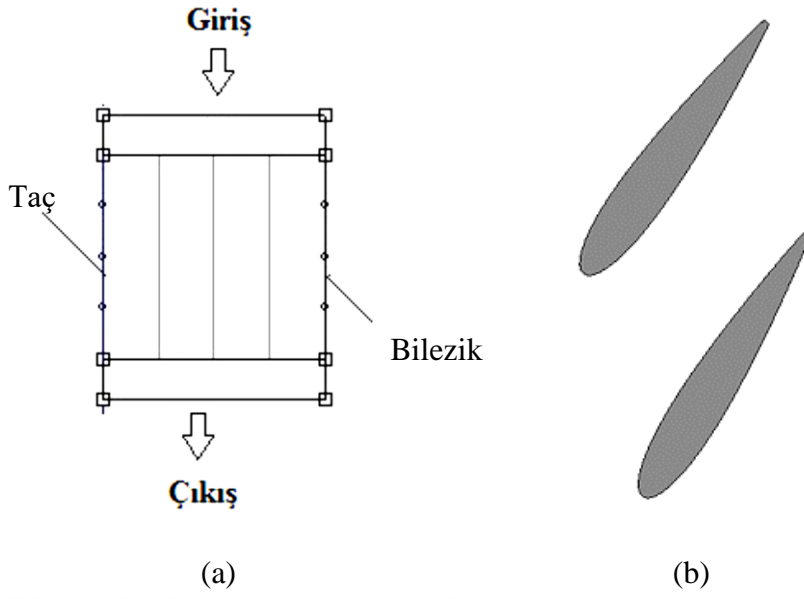
Şekil 2.9: Eliptik ve dairesel kenarların gösterimi.

2.3. Francis Türbin Ayar Kanadı

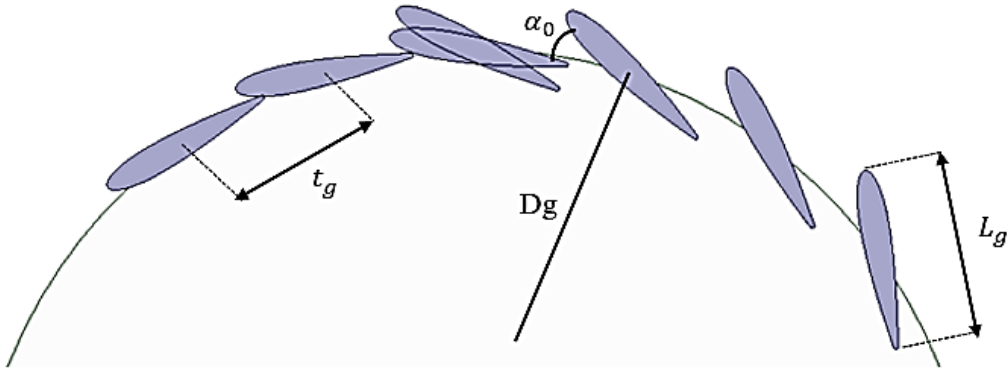
Ayar kanatları, türbindeki akış regülasyonunu sağlamak ve sabit kanatlardan gelen akışı çarka en uygun açıyla yönlendirilmekle görevlidir. Hareketli yapıları sayesinde kendi eksenleri etrafında dönerek kanat açıklıklarını değiştirip debiyi kontrol edebilirler. Debiye bağlı olarak türbin gücü de değiştiği için türbinin gücünü kontrol edebilen tek bileşen olma özelliğini taşırlar. Ayrıca çarka girmeden önce nozül görevi görerek suyun hızlanmasını sağlarlar ve mevcut olan kısmi basınç enerjisinin bir kısmı çarka gelmeden önce ayar kanadında kinetik enerjiye çevrilir. Türbinin optimal çalışma noktasının bulunması konusunda önemli bir rol oynarlar. Bu noktada, hidrolik kayıpların en aza inmesi gerekir [11, 41, 42].

Çark için yapılan meridyonel profil tanımı ayar kanadı için de kullanılabilir. Meridyonel profil, kanat profilinin radyal kesitteki izdüşümüdür Şekil 2.10'da gösterimi verilmiştir.

Ayar kanatlarının merkezinden geçen çemberin çapı, D_g , çarkın giriş çapının yaklaşık olarak 1.16 katı olacak şekilde seçilir. Toplam ayar kanadı sayısı ise çarkın büyüklüğüne göre belirlenir. Ayar kanatlarının yüksekliği ise çark kanatlarının giriş yüksekliğine eşittir [12]. Şekil 2.11'de görülen α_0 kanat açıklığını, L_g kanadın eğrilik (kord) uzunluğunu, t_g ise iki kanadın dönme merkezleri arasındaki dikey mesafeyi ifade etmektedir.



Şekil 2.10: Tipik bir ayar kanadının (a) meridyonel profili, (b) üstten görünümü.



Şekil 2.11: Ayar kanatları tasarım parametreleri.

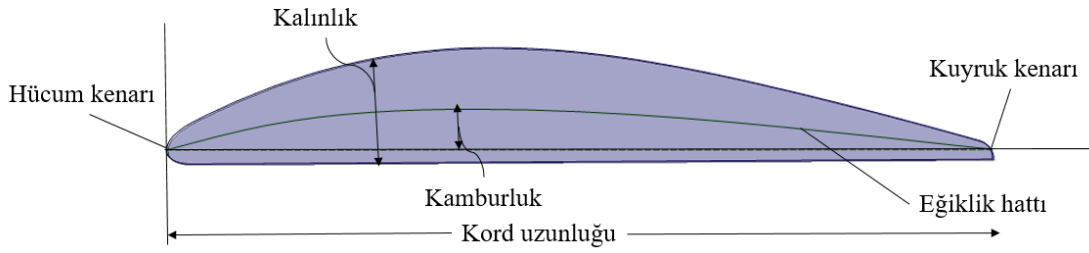
Ayar kanadı uzunluğu hesaplanırken kapalı pozisyonda kanatların %10 üst üste binecek şekilde olduğu düşünülmelidir. Bunun için Denklem 2.6 kullanılmaktadır [12].

$$L_g = \frac{\pi D_g}{\text{ayar kanadı sayısı}} \times \frac{1}{0.9} \quad (2.6)$$

Ayar kanatlarının kalınlık dağılımları genellikle NACA profilleri kullanılarak belirlenmektedir. NACA profilleri ilk olarak, 2. Dünya savaşı yıllarında Amerika'da

National Advisory Committee for Aeronautics tarafından uçak kanatları için geliştirilmiştir. NACA serileri farklı basamak sayıları ile tanımlanabilmektedir. Ayar kanatları için genellikle 4 basamaklı simetrik NACA profilleri kullanılmaktadır [43].

Ayar kanadının tanımlamasında kullanılan temel parametreler Şekil 2.12’de gösterilmektedir.



Şekil 2.12: Ayar kanadı temel parametreleri.

Maksimum kalınlığın kord uzunluğuna oranı kamburluk oranı olarak ifade edilir. Maksimum kamburluk noktasının kanadın hücum kenarına uzaklığının kord uzunluğuna oranı da maksimum kamburluk noktasının konumunu belirtir. Maksimum kalınlığın kord uzunluğuna oranı ise kalınlık oranı olarak isimlendirilir.

4 basamaklı NACA profilleri incelenerek, kanadın simetrik/asimetrik olduğu, kalınlığı, kamburluğu, maksimum kamburluk noktası anlaşılabilir.

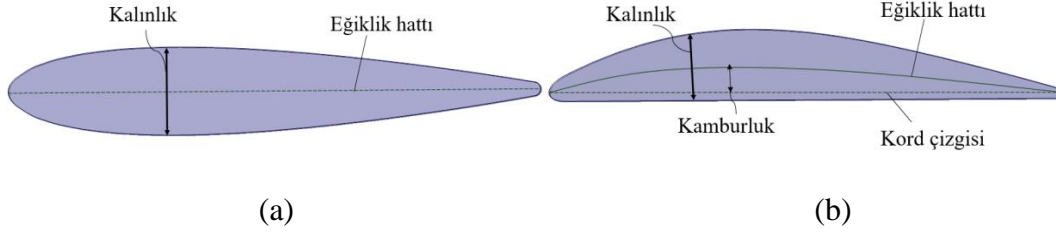
NACA **X Y ZT** profili incelendiğinde ;

X: X/100 değeri, kanadın kamburluk değerini ifade eder. Örneğin X=4 ise kanat, kord değerinin %4’ü kadar kamburdur.

Y: Y/10 değeri ile kamburluğun en fazla olduğu nokta belirlenir. Örneğin Y=3 ise maksimum kamburluk noktası, kanadın hücum kenarından kordun %30’u kadar ileridedir.

ZT: ZT/100 değeri değeri, kanadın kalınlığını ifade eder. Örneğin ZT=16 ise, kanadın kalınlığı, kordun %16’sı kadardır.

Eğer X ve Y haneleri sıfır ise (kamburluk yoksa) kanat simetrik, sıfırdan farklı ise kanat asimetriktir. Bu durum Şekil 2.13’te incelenebilir.



Şekil 2.13: NACA profilleri (a) simetrik, (b) asimetrik.

4 basamaklı simetrik bir NACA profili için kalınlık dağılımını elde etmek amacıyla Denklem 2.7'deki eşitlik kullanılır [44].

$$y = \frac{t}{0.20} \left[0.2969 \times \sqrt{\frac{x}{c}} - 0.1260 \left(\frac{x}{c} \right) - 0.3516 \left(\frac{x}{c} \right)^2 + 0.2843 \left(\frac{x}{c} \right)^3 - 0.1015 \left(\frac{x}{c} \right)^4 \right] \quad (2.7)$$

Burada;

t : kord yüzdesi cinsinden maksimum kalınlık

c : kord uzunluğu

x: hücum kenarından kord uzunluğu kadar ilerleyince gidilen x koordinatı

y: verilen x değeri ile hesaplanan yarım kalınlık değerini ifade etmektedir.

Hız üçgenleri ve türbin enerji denklemi bir çok çalışmada ayrıntılı olarak yer aldığı için bu tez kapsamında anlatılmamıştır. Bu konular Krivchenko [12] tarafından yazılan kitapta detaylı olarak yer almaktadır. Ayrıca, Akın [33] ve Kaplan [35] tarafından yapılan tez çalışmaları da bu noktada incelenebilir.

3. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI UYGULAMALARI

HAD (Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği) veya orijinal adıyla CFD (Computational Fluid Dynamics), temel olarak akışkan davranışlarının etkili olduğu problemlerin, sayısal metot ve algoritmalar ile bilgisayar üzerinde çözülerek analiz edildiği, akışkanlar mekaniğinin bir koludur. Artan bilgisayar teknolojisi ile birlikte günümüzde mühendisler ve bilim adamları için, akış çözümlerinde vazgeçilmez bir araç haline gelmiştir.

Karmaşık geometrilere klasik akışkanlar mekaniğinin temel denklemleri uygulandığında çözüm çok zor, hatta çoğunlukla imkansızdır. Klasik akışkanlar mekaniğinde ancak düz levhalar, dairesel kesitli borular gibi idealize edilmiş basit geometrilere sonuca ulaşılabilir, geriye kalan gerçek problemlerin %99'un da sonuç elde edebilmek için hesaplmalı akışkanlar dinamiğine başvurmak gerekir. Bunun için akış bölgesi, akışa ait temel diferansiyel denklemleri simüle eden küçük düzgün elemanlardan ve noktalardan oluşmuş ağ yapısına ayrılır ve bu küçük elemanlardan iterasyonlarla adım adım bütün çözüme varılır.

HAD analizleri ile gözlemlenmesi tehlikeli veya ulaşılamaz bölgelerdeki akışkan davranışları incelenebilir. Örneğin; bir yanma odasının içi ya da pompa, türbin gibi turbomakinelerin yüksek hızlı kanatlarının arasındaki akış gibi durumlar HAD ile rahatlıkla görselleştirilebilir.

HAD, karmaşık akış çözümleri için oldukça uygun bir araçtır ama, sayısal ağ oluşturulmasından, gerçeğe uygun sınır koşulları tanımlanmasına ve sonuçların yorumlanmasına kadar olan süreçteki bütün işlemlerin çok dikkatli bir biçimde yapılması gerekmektedir.

Gelişmiş HAD tekniği ile hidro türbin temel bileşenlerinin akış karakteristikleri, verimleri, kavitasyona yatkınlıkları, rotor- stator etkileşimleri, tam ve kısmi yükte çalışma performansları incelenebilmektedir. Türbin çarkı, çark geometrisinin ve üzerindeki akışın karmaşık olması sebebi ile HAD analizlerinde önemli bir yer

kaplamaktadır. Reynolds ortalamalı Navier-Stokes denklemleri, çark için yapılan HAD analizlerinde ucuz ve hızlı olması sebebiyle en çok tercih edilenidir.

3.1. Sayısal Ağ Hazırlanması

Oluşacak akış profillerini hesaplayabilmek için 3-B Navier-Stokes denklemlerinin çözülmesi gerekmektedir. Bu denklemlerin nümerik olarak çözülebilmesi için akış hacminin küçük kontrol hacimlerine bölünerek bir çözüm ağı (mesh) oluşturulması gerekmektedir. Çözüm ağı oluşturulması HAD uygulamalarında en önemli basamaklardan biridir. Hidrolik türbinlerde özellikle kanat bölgelerinde görülen karmaşık akış alanlarının doğru olarak belirlenmesinde ağ kalitesinin önemi büyüktür. Ayrıca kaliteli çözüm ağları akış analizlerinin daha hızlı yakınsamasını sağlar.

HAD analizi sonuçlarının çözüm ağının iyileştirilmesi ile değişmediği durumda çözüm ağından bağımsız bir çözüm elde edilir. İstenen performans değerlerini sağlayan bir türbin tasarımı için türbin bileşenlerinin akış analizi sonuçlarının doğru olması çok büyük önem taşır. Bu nedenle ayar kanadı ve çark yapılarının akış analizi sonuçları çözüm ağından bağımsız hale getirilmelidir. Sonucun çözüm ağından bağımsız ve neredeyse sabit kaldığı, fakat eleman sayısı arttıkça hesaplama gücünün arttığı sınır, akış analizi için yeterli çözüm ağı olarak kabul edilmektedir.

3.2. Ayrıklaştırma Yöntemi ve Adveksiyon Şemaları

HAD analizleri için akış alanı, sonlu hacimler metoduyla ayrıklaştırılmıştır. Akış alanı çok sayıda kontrol hacimlerine bölünerek her hacimde korunum denklemleri çözülmektedir. Bütün kontrol hacimlerinin merkezinde bir sayısal düğüm bulunur ve bütün çözüm değişkenleriyle akışkan özellikleri bu düğümlerde hesaplanır. Kontrol hacminin yüzeyinde düğüm noktalarındaki değerler üzerinden değişken değerlerini ifade etmek için interpolasyonlar yapılır. Yüzey ve hacim integralleri kullanılarak yaklaşık olarak değerler hesaplanır ve her kontrol hacmi için bir cebirsel denklem elde edilir

Denklemlerin ayrıştırılmasında, ANSYS CFX modülünde, adveksiyon şeması olarak üç farklı seçenek sunulmaktadır. Bunlar Upwind, Specified Blend ve High Resolution şemalarıdır. Bu çalışma kapsamında, bu tip problemlerin çözümünde diğerlerine göre daha iyi sonuç veren High Resolution (yüksek çözünürlük) adveksiyon şeması

kullanılarak denklemler ayrıklaştırılmıştır. ANSYS CFX çözücüsü implicit yöntem kullanılmaktadır.

Bu çalışmada türbülans $k - \varepsilon$ modeli kullanılarak modellenmiştir. HAD analizlerinde kullanılan korunum denklemleri ve türbülans modelleriyle ilgili bilgi için Referans [36, 45] incelenebilir.

3.3. Sınır Koşulları

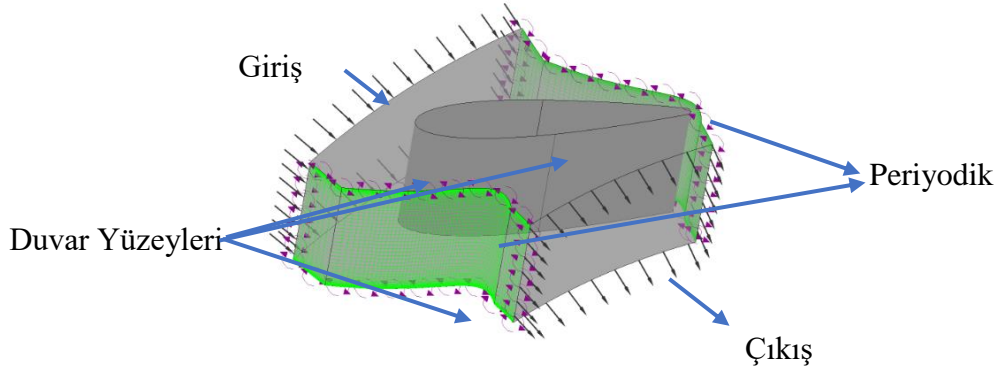
Türbin bileşenleri için yapılan akış analizlerinde girişte toplam basınç, çıkışta ise kütleli debi kullanılmaktadır.

Ayar kanadı analizlerinde girişteki toplam basınç değeri hesaplanırken, ayar kanadı girişine kadar olan kısımdaki (salyangoz ve sabit kanatlardaki) hidrolik kayıpların toplamı türbinin net düşüsünden çıkarılıp elde edilen düşü üzerinden toplam basınç hesaplanmıştır. Akış alanının referans basıncı sıfır olarak alındığından girişteki toplam basınç hesaplanırken atmosfer basıncı, P_{atm} eklenmiştir.

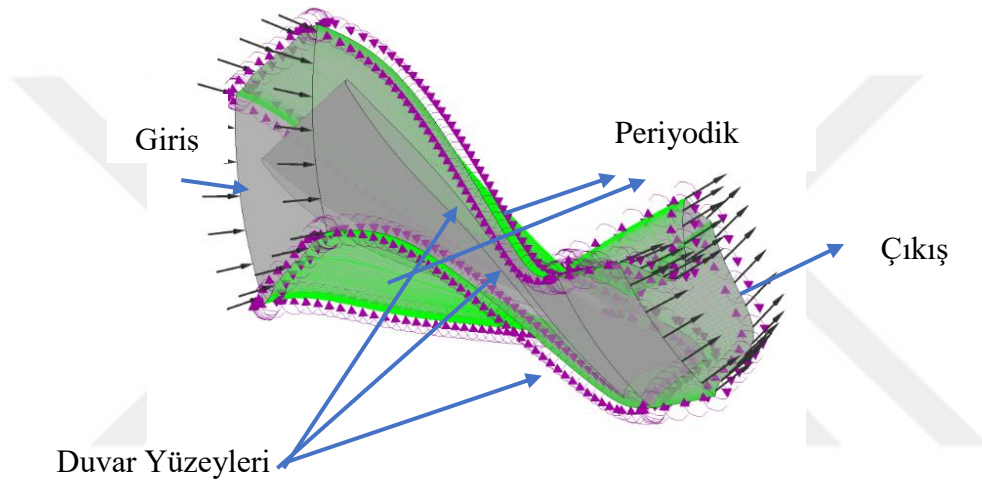
$$P_{total,inlet} = \rho g(H - h_L) + P_{atm} \quad (3.1)$$

Çıkış koşulu olarak ise sızıntı olmadığı kabul edilmiş ve herhangi bir değişiklik yapılmadan türbinin kütleli debi değeri kullanılmıştır. Katı sınırlarda yani taç, bilezik ve kanatlarda kaymaz sınır koşulu kullanılmıştır (Şekil 3.1). Böylece duvara yakın yerlerdeki akışkan hızı, duvar hızına eşit kabul edilerek sıfır alınmıştır.

Analiz çalışmaları tüm model kullanılmak yerine periyodik model yardımıyla tek kanat kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Böylelikle hem zamandan hem de bilgisayar gücünden kazanç sağlanmıştır.



Şekil 3.1: Ayar kanadı için sınır koşulları.



Şekil 3.2: Çark için sınır koşulları.

Çark analizlerinde de ayar kanadında olduğu gibi sınır şartı olarak girişte toplam basınç, çıkışta da kütleli debi kullanılmıştır (Şekil 3.2). Girişteki toplam basınç hesaplanırken salyangoz ve sabit kanatlardaki kayıplara ek olarak ayar kanadında meydana gelen kayıplar da hesaba katılır. Çıkış ve duvar koşulları ve de periyodik tanımlamalar ayar kanadında tanımlanan koşullarla aynıdır.

Ayar kanadından farklı olarak çark, dönen bir bileşendir ve giriş koşulu olarak dönüş yönüyle birlikte açısal hızı programa girilmektedir.

4. OPTİMİZASYON

4.1. Optimizasyona Genel Bir Bakış

Optimizasyon matematiksel olarak, bir amaç fonksiyonunu verilen tanım aralığında optimum yapan değeri bulmaktır. Optimizasyon işleminde ilk adım olarak karar değişkenleri ya da tasarım değişkenleri olarak da adlandırılan parametreler setinin tanımlanması gerekir. Sonra bu parametrelere bağlı olarak en küçüklenecek (minimize edilecek) veya en büyüklenecek (maksimize edilecek) amaç fonksiyonu ve problem ile ilgili kısıt fonksiyonları tanımlanmalıdır. Kısıtlar, değişkenlerin alamayacağı değerleri tanımlamakta kullanılırlar. Bazı kısıtlar eşitsizlikler, bazıları ise eşitlikler biçiminde olabilir. Genel bir optimizasyon problemi matematiksel olarak Denklem 4.1’de gösterildiği gibi tanımlanır [16]:

$$\begin{aligned} \min f(\mathbf{x}) \quad \mathbf{x} &= (x_1, x_2, \dots, x_n)^T \\ g_j(\mathbf{x}) &\leq 0 \quad j = 1, \dots, m \\ h_k(\mathbf{x}) &= 0 \quad k = 1, \dots, l \end{aligned} \quad (4.1)$$

Tasarım Değişkenleri: \mathbf{x}

Amaç Fonksiyonu: $f(\mathbf{x})$

Eşitsizlik kısıtları: $g_j(\mathbf{x})$

Eşitlik kısıtları: $h_k(\mathbf{x})$

Burada \mathbf{x} , sistemi tanımlayan tasarım değişkeni setidir. Problem tanımının düzgün yapılabilmesi için, probleme ait, uygun ve gerekli tasarım değişkenlerinin seçimi oldukça önemlidir. Yukarıdaki optimizasyon probleminde sistemin performans ölçütü (amaç fonksiyonu) $f(\mathbf{x})$ ile ifade edilmekte ve tasarım değişkenleri \mathbf{x} 'in bu ölçütü en

küçükleyecek değerlerinin bulunması hedeflenmektedir. Sistemin özelliklerini ise $h_k(\mathbf{x})$ eşitliği ve $g_j(\mathbf{x})$ eşitsizlikleri (kısıtlar) belirlemektedir.

Problem için sınırlamaları sağlayan mümkün tüm çözümlerin oluşturduğu bölge, araştırma yapılabilecek uygun (feasible) çözüm bölgesi olarak adlandırılır.

Standart bir optimizasyon modelinin özellikleri aşağıda belirtildiği gibi ifade edilebilir [46, 47]:

- İfadede tanımlanan amaç fonksiyonu ve kısıt fonksiyonları tasarım değişkenlerinden bir kaçına veya tümüne bağlı olarak tanımlanmalıdır. Bu şekilde tanımlanmayan fonksiyonların optimizasyon problemi ile bir ilişkisi yoktur ve problem tanımlamasında ihmal edilirler.
- Tasarım değişkenlerinin sayısı “ n ” ile eşitlik kısıtlayıcılarının sayısı “ l ” arasında optimizasyon probleminin çözümü aşamasında aşağıda ifade edilen bağıntılar vardır.
- Eşitlik kısıtlayıcıları içeren bir optimizasyon probleminin bir çözümü olabilmesi şartı $l \leq n$ 'dir. Eğer $l > n$ ise problem aşırı tanımlanmış olur. Gereksiz tanımlanmış kısıtlar vardır ve bu durum birbirine bağlı lineer bağımlı fonksiyonların olduğunu gösterir veya problemin tanımlanması hatalıdır. Eğer $l = n$ ise, tanımlanan sistemi optimizasyon problemi olarak ifade etmek gereksizdir. Çünkü eşitlik kısıtları optimum çözüm için gereken tek fonksiyonlardır ve bu durumlarda basit denklem çözümleri ile de çözüme gidilebilir. Eşitsizlik kısıtları bir çok optimizasyon metodunda “ ≤ 0 ” şeklinde tanımlanır ve bu duruma göre çözümler üretilir. “ ≥ 0 ” şeklinde tanımlanan kısıtlar ise “ -1 ” ile çarpılarak “ ≤ 0 ” şekline dönüştürülür.
- Bazı optimizasyon problemlerinde kısıtlar bulunmayabilir, bu tür problemlere kısıtsız optimizasyon problemleri adı verilir.
- Optimizasyon formülasyonundaki fonksiyonların tümü tasarım değişkenlerine doğrusal olarak bağımlı ise bu tür problemlere doğrusal optimizasyon problemi adı verilir ve çözümü doğrusal olmayan optimizasyon problemlerine göre daha basittir.

4.1.1. Optimizasyon problemlerinin sınıflandırılması

Literatürde pek çok optimizasyon algoritması bulunmaktadır. Ancak bu algoritmaların çoğu belirli bir tür problemin çözümü için geliştirilmiş yöntemlerdir. Bu nedenle, optimizasyon probleminin çözümünde gerekli yöntemin seçimi için, optimizasyon probleminin türünün belirlenmesi önem taşımaktadır.

Eğer tasarım değişkenleri üzerinde herhangi bir kısıtlama bulunmuyorsa kısıtsız model, en az bir kısıtlama bulunuyorsa kısıtlı modeller olarak tanımlanır. Genellikle gerçek hayat problemleri kısıtlı problemlerden oluşur. Ele alınan optimizasyon probleminde en iyilenmeye çalışılan amaç fonksiyonu bir tane ise tek amaçlı, aynı anda birden fazla amaç en iyilenmeye çalışılıyorsa çok amaçlı optimizasyon problemi olarak isimlendirilir. Eğer optimizasyon problemindeki tasarım değişkenleri reel değerler alıyorsa, optimizasyon problemi sürekli olarak tanımlanır. Tüm tasarım değişkenleri kesikli değerler alıyorsa kesikli optimizasyon problemi olarak isimlendirilir. Problemden bazı tasarım değişkenlerinin reel sayı alıp bazılarının ise tamsayı alması söz konusuysa karışık kesikli optimizasyon problemi ortaya çıkar.

4.2. Parametrik Optimizasyon

Günümüzde optimizasyon analizleri endüstriyel ürünlerin sanal olarak geliştirilmesi için oldukça önemli araçlar haline gelmişlerdir. Parametrik optimizasyonda, mevcut bir tasarımın iyileştirilmesi, global optimumun sağlanması için optimizasyon değişkenleri, matematiksel algoritmalarla sistematik olarak modifiye edilmektedir. Tasarım değişkenleri alt ve üst sınırlarla veya ayrık (discrete) değerlerle tanımlanmaktadır. Realistik endüstriyel optimizasyon problemlerinde, tasarım değişkenlerinin sayısı genellikle çok fazla olmakta ve matematiksel algoritmaların etkinliği artan tasarım değişkeni sayısına bağlı olarak azalmaktadır.

Tasarım değişkeni sayısının az olduğu durumlar için kesin çözüm algoritmaları kullanılabilirken, değişken sayısı arttıkça gerekli bilgisayar hesaplama zamanı üssel olarak arttığı için bu yöntemleri uygulamak mümkün olmamaktadır. Bu yüzden son yıllarda araştırmacılar daha çok metamodel yöntemleri kullanarak problemi çözmeye çalışmaktadırlar. Metamodeller, kesin sonuçların alındığı yöntemlerden farklı olarak, optimum çözüm yerine optimuma yakın çözümler bulunmasına olanak sağlar.

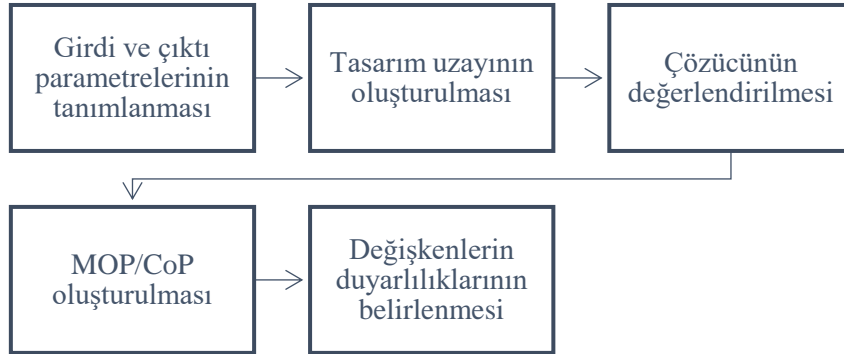
Optimizasyon için birincil tasarıma dayalı tasarım değişkenlerine göre CAE tabanlı parametrik optimizasyon kullanılır. Optimizasyon prosedürü iki aşamaya bölünmüştür.

Birinci aşamada, en önemli tasarım değişkenlerini belirlemek için duyarlılık analizi yapılır. Bu, optimal prognoz metamodelinin (Metamodel of Optimal Prognosis, MOP) yardımıyla gerçekleştirilir [48].

İkinci aşamada ise, MOP'yi kullanarak bir yanıt yüzey tabanlı (response surface-based) optimizasyon gerçekleştirilir. Bu prosedür için optimumu aramada, doğrudan çözücü çağırılması gerekmez. Belirlenen optimum nokta, sonunda sadece tek bir çözücü çağırısıyla doğrulanır. Duyarlılık analizi sonuçları dikkate alınarak, yalnızca en önemli girdi değişkenleri bu prosedürde tasarım parametreleri olarak kullanılır.

4.2.1. Duyarlılık analizi

Duyarlılık analizi yardımıyla tasarımcı, optimizasyon amacının iyileştirilmesine etkili bir şekilde katkıda bulunan değişkenleri doğru bir şekilde tanımlayabilir. Bu tanımlamaya bağlı olarak tasarım değişkenlerinin sayısı önemli ölçüde azaltılarak etkin bir optimizasyon yapılabilir. Şekil 4.1'de optiSLang duyarlılık analizinin genel akış şeması gösterilmektedir.



Şekil 4.1: optiSLang duyarlılık analizi akış şeması.

Temel olarak, tasarım uzayı, en uygun yöntemlerden biri olan Latin-Hiperküp Örnekleme ile incelenmektedir. Bu stokastik örnekleme yöntemi ile, girdiler arasındaki istenmeyen korelasyonlar en aza indirgenerek tasarım alanını en iyi şekilde kapsayan tasarım örnekleri üretilir. Örneklerin oluşturulmasından sonra, her örnek için çözümleyici yanıt değerlerini değerlendirir. Bir sonraki adımda bu destek noktalarına dayanarak optimal bir yaklaşım modeli belirlenir. Optimal Prognoz Meta-Modeli

(Meta-Model of Optimal Prognosis) adı verilen bu prosedür, optimum değişken alt uzayını, polinom ve Hareketli En Küçük Kareler (Moving Least Squares) yaklaşımlarının göz önüne alındığı optimum yaklaşım modeliyle birlikte belirler. Meta modellerin tahmin kalitesini ölçmek için objektif bir ölçüt olan Prognoz Katsayısı (Coefficient of Prognosis) kullanılır. Giriş parametrelerinin belirli bir yanıt parametresi üzerindeki etkisini analiz etmek için, global varyans tabanlı duyarlılık ölçümleri belirlenmiş olur.

4.2.1.1.Tasarım değişkenleri uzayının taranması

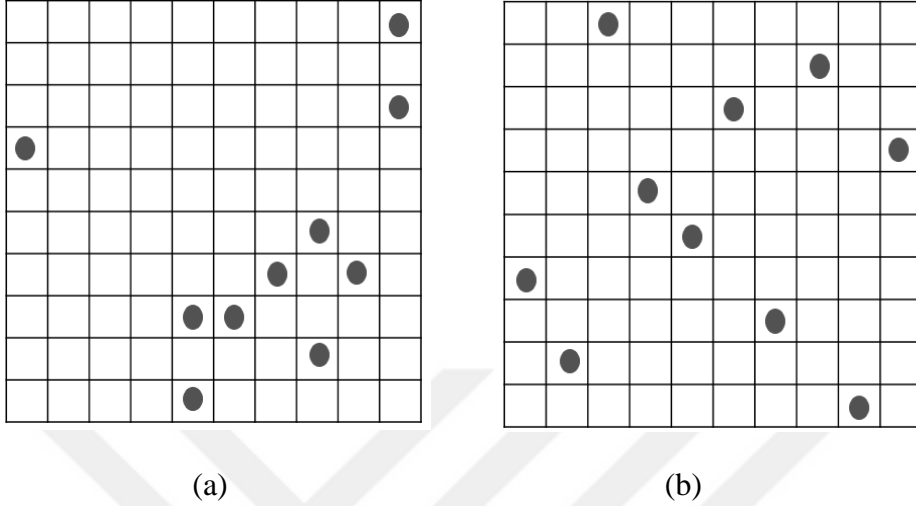
Tasarım uzayının oluşturulmasında yani tasarım noktalarının tasarım uzayında nereye yerleştirileceğinin belirlenmesinde deney tasarımı (DoE) metodu kullanılır.

Deney tasarımı için bir çok yöntem bulunmaktadır. Bunlardan bazıları Latin Hiperküp Örneklemesi (LHS), Gelişmiş Latin Hiperküp Örneklemesi (ALHS), Boşluk Doldurma LHS (Space filling LHS), Sobol dizisi, Düz Monte Carlo (Plain Monte Carlo) gibi istatistiksel yöntemler iken bir kısımda deterministik yöntemler olan, çeşitli Koshal örneklemeleri, D-optimal örneklemeleri, Tam faktöriyel (full factorial), Box Benken ve Merkezi Karma (Central composite) tasarımıdır. Bunların yanı sıra kullanıcı tarafından belirlenebilen özel yöntemler de kullanılabilir. Ayrıntılı bilgi için Myers and Montgomery'nin 'Response Surface Methodology' kitabı incelenebilir [49].

Deterministik tasarım şemaları, esas olarak, tam faktöriyel (full factorial) tasarımda olduğu gibi, örneklerin düzenli bir şekilde yerleştirilmesine dayanmaktadır. Genel olarak, artan boyuta bağlı olarak örnekleme sayısı katlanarak artmaktadır [48].

Deterministik deney tasarım yöntemlerine alternatif olarak istatistiksel örnekleme şemaları da kullanılabilir. En yaygın örneklerinden bir tanesi Monte Carlo Simülasyonu (MCS) olarak adlandırılan rastgele örneklemedir. Tasarım araştırması için , tasarım değişkenlerinin verilen alt ve üst sınırlar ile homojen bir dağılım gösterdiği kabul edilir. Verilen tasarım alanından bağımsız olarak rastgele örnekler oluşturulur. Az sayıda örnek kullanılırsa Şekil 4.2'de görüldüğü gibi MCS örnekleme setinde boşluklar ve kümeler oluşabilir ve tasarım değişkenleri arasında istenmeyen korelasyonlara sebep olarak duyarlılık ölçümlerini etkileyebilir. Bu tür problemlerin üstesinden gelebilmek için, McKay ve diğerleri [50] tarafından, girdi dağılımlarının

ve belirlenen girdi korelasyonlarının çok az sayıdaki örnekler için bile çok doğru bir şekilde temsil edildiği Latin Hiperküp örnekleme (LHS) önerilmiştir. LHS’de tasarım noktaları kare bir sisteme rastgele dağıtılır ve bu sistem içerisinde hiçbir nokta aynı değeri paylaşmaz.



Şekil 4.2: İstatiksel örnekleme şemaları (a) Monte Carlo Simülasyonu, (b) Latin Hiperküp Örnekleme.

Ayrıca Hungtington ve Lyrantzis tarafından [51], istatiksel evrim stratejileri ile korelasyon hatalarının minimuma indirildiği Gelişmiş Latin Hiperküp Örnekleme (ALHS) geliştirilmiştir. Bu yöntem değişken sayısının 50’den küçük olduğu durumlarda önerilmektedir.

Prognoz katsayısı (CoP) ve optimal prognoz meta-modeli (MOP)

Roos ve diğerleri [52] tarafından yapılan çalışmalarda, birçok meta model yaklaşımının bulunduğu ama hangi problem için hangi modelin en uygun olduğunun belirsizliği vurgulanmıştır.

Meta modellerin tahmin kalitesini değerlendirmek için Most ve Will [53] tarafından modelden bağımsız olan ve Prognoz katsayısı (Coefficient of Prognosis) olarak isimlendirilen bir tanımlama yapılmıştır (Denklem 4.2).

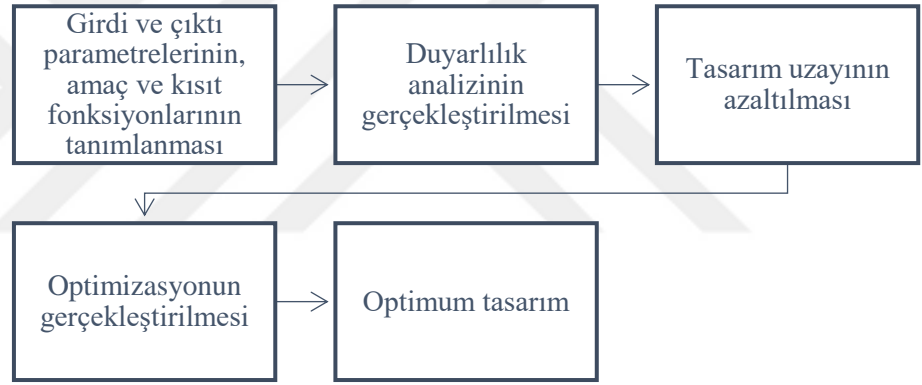
$$\text{CoP} = 1 - \frac{SS_E^{\text{Prediction}}}{SS_T} \quad (4.2)$$

$SS_E^{Prediction}$, tahmin hatalarının karelerinin toplamıdır. Bu hatalar çapraz doğrulama (cross validation) temel alınarak hesaplanır ve vekil modelin tahmin yeteneğinin bir göstergesini verir. SS_T kareler toplamıdır ve toplam varyansa eşdeğerdir.

MOP, giriş parametreleri ve sonuç değişimi arasındaki en önemli korelasyonları temsil eder. Varyasyonun prognoz kalitesi yüksekse, optimizasyon prosedürlerinde CAE hesaplamaları yerine MOP'ler kullanılabilir. MOP'un belirlenmesi için önemli girdi değişkenlerinin alt uzayları meta modeller yardımıyla değerlendirilmektedir. COP bir sonuç değeri prognozu için bir meta-modelin (regresyon modeli) tahmin kalitesini belirler. Bu nedenle, tasarım değerlendirmeleriyle ilgili korelasyonlar için maksimum bir prognoz kalitesi uygulanmalıdır.

4.2.2. Optimizasyon

Şekil 4.3'te optiSLang optimizasyon analizinin genel akış şeması gösterilmektedir.



Şekil 4.3: optiSLang optimizasyon analizi akış şeması.

Tasarım değişkenleri, amaç ve kısıt fonksiyonlarının tanımlanmasından sonra duyarlılık analizi ile tasarım alanı araştırılmaktadır. Elde edilen bilgiler tasarım değişkenlerinin sayısını azaltmaya yardımcı olabilir. Duyarlılık analizinde bulunan en iyi tasarımlar, en uygun tasarımı belirleyecek olan optimizasyon algoritması için başlangıç tasarımları olarak kullanılarak optimum tasarım belirlenir.

Optimizasyon algoritmaları olarak aşağıdaki yöntemler kullanılabilir [51,54]:

- Gradyan tabanlı yöntemler (NLPQL)
- Doğadan esinlenilmiş Optimizasyon Algoritmaları (Nature-inspired Optimization Algorithms, NOA) – Genetik Algoritmalar (Genetic Algorithms,

GA), Evrimsel Stratejiler (Evolutionary Strategies, ES), Raçacak sürü Optimizasyonu (Particle Swarm Optimization, PSO)

- Otomatik Adaptif Yanıt Yüzey Yöntemi (Automatic Adaptive Response Surface Method, ARSM) : Tasarım değişkeni sayısı 20'den az ise kullanılır.

Bu çalışma kapsamında kullanılan algoritma evrimsel algoritmadır.



5. TASARIM YÖNTEMİ

Bu çalışmada, Antalya'da bulunan Kepez-1 Hidroelektrik Santrali'nin Francis türbin ayar kanadı ve çarkının parametrik olarak gerçekleştirilen optimizasyon süreci anlatılmaktadır.

Türbinin çark ve ayar kanadının tarama işlemi Tübitak tarafından lazer tarama yöntemiyle gerçekleştirilmiştir. 3 boyutlu çizim programına atılan taranmış geometri proje çalışmaları kapsamında nokta bulutu yöntemiyle BladeGen modülünde kullanılacak şekilde hazırlanmıştır [55]. Buradan elde edilen çark ve ayar kanadı modellerinin HAD yardımıyla akış analizleri gerçekleştirilerek mevcut durum performansları incelenmiştir.

Sistem analizi yöntemiyle türbinin optimum çalışma noktasındaki debi ve düşü değerleri sırasıyla $6,1 \text{ m}^3/\text{s}$ ve 160 m olarak hesaplanmıştır [56]. Optimizasyon çalışmaları bu tasarım noktasında gerçekleştirilmiştir. HAD analizleri gerçekleştirilirken ayar kanadı ve çark için debi, çıkış sınır koşulu olarak kullanılmıştır ve analizler süresince sabit kalmıştır.

Çarkın orijinal modelinin HAD analizleri gerçekleştirildikten sonra iteratif çalışmalar yapılarak geometri üzerinde bir takım değişiklikler gerçekleştirilmiştir. Yapılan değişiklikleri şu şekilde sıralayabiliriz:

- i. Mevcut çarkın alt gövdesinin uzunluğu 427 mm olarak iken bu uzunluk 381 mm yapılarak kanat 46 mm kısaltılmıştır. Böylelikle üretimin kolaylaştırılması hedeflenmiştir.
- ii. Mevcut durum incelenerek, çarkın yapısal açıdan dayanıklı olması için en ince noktası 5.1 mm olacak şekilde tanımlanmıştır.
- iii. Geleneksel tasarımların, X-blade tasarımlara göre kaviteasyona daha yatkın oldukları bilinmektedir [36]. Kaviteasyon riskini azaltmak için sarma açısı (teta) dağılımı daha dengeli bir hale getirilerek X-blade kanat tasarımına geçilmiştir.

Ayar kanadının orijinal geometrisinin analizi gerçekleştirildikten sonra kalınlık dağılımı değiştirilerek NACA 0016 profili kullanılmıştır. Bu değişiklik sonucunda elde edilen geometri baz tasarım olarak kullanılarak ayar kanadının optimizasyonu bu tasarım üzerinden gerçekleştirilmiştir.

Yapılan bu değişiklikler sonrasında oluşturulan baz tasarımlar kullanılarak tasarım değişkenlerine karar verilmiş ve çark kanadı ile ayar kanadı için ayrı ayrı olacak şekilde optimizasyon çalışmalarına başlanmıştır. HAD analizleri yardımıyla yapılan bu çalışmada, ayar kanadı için bir, çark için beş versiyon olmak üzere toplamda altı farklı optimizasyon uygulaması gerçekleştirilmiştir.

Çark geometrisinin optimizasyonu için kanat açısı dağılımı (beta açıları) ve kalınlık dağılımının yanı sıra meridyonel profil de parametrize edilmiştir. Ayar kanadı için ise sadece kanat açısı dağılımı parametrize edilmiştir. Çark için gerçekleştirilen optimizasyon süreci özet olarak Şekil 5.1’de verilmiştir.

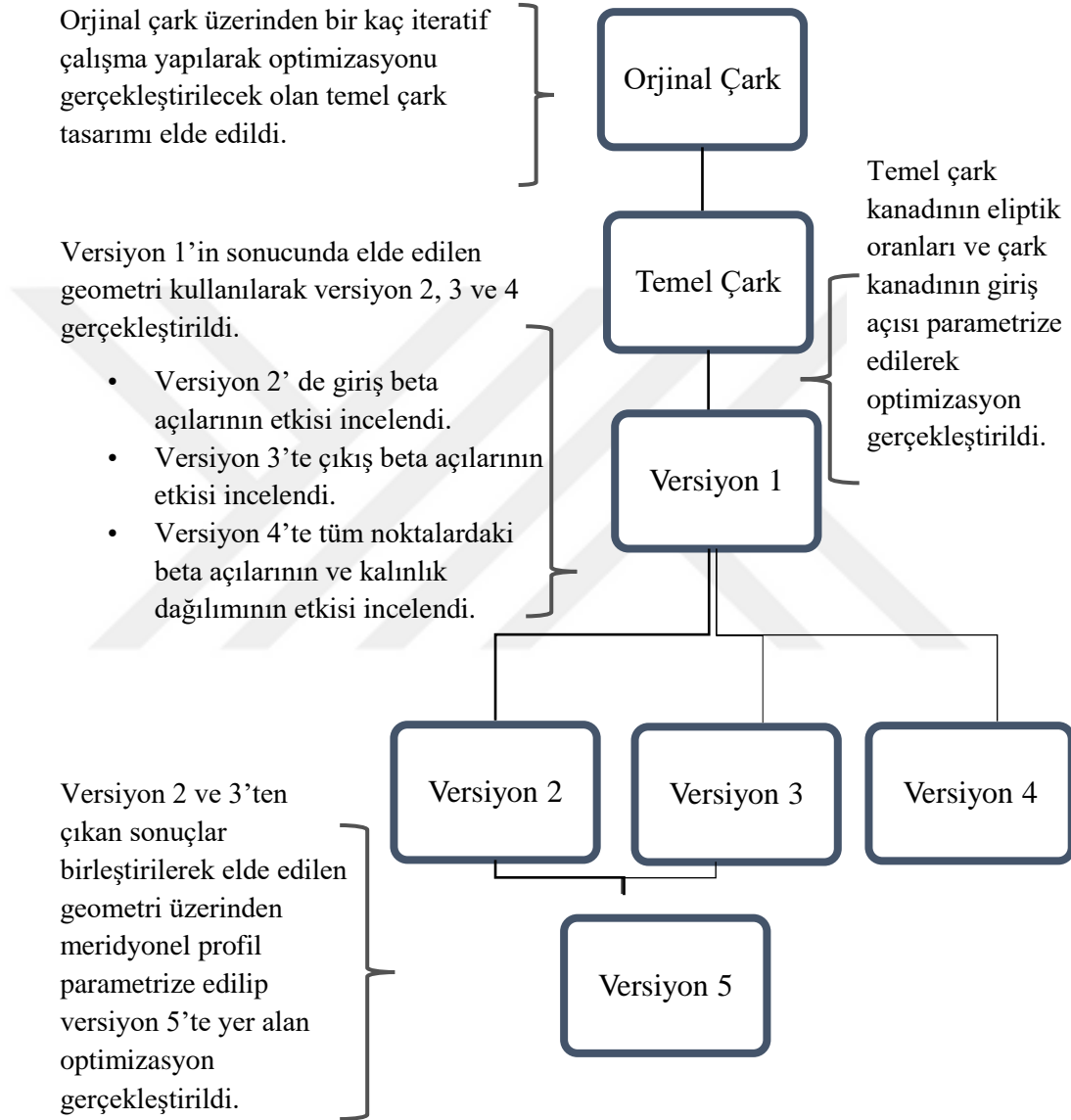
Versiyon 1’de, çark kanadının hücum ve kuyruk kenarlarının eliptik oranları ve akışın çark kanadına giriş açısı girdi parametreleri olarak tanımlanmıştır. Verim ve güç değerleri amaç fonksiyonları olarak belirlenmiştir. Sonraki çalışmalarda buradan elde edilen eliptik oranlar ve akış açısı kullanılmıştır.

Versiyon 2’de, çark kanadının taç, bilezik ve üç tane kontrol eğrisi olmak üzere beş farklı kesitindeki hücum kenarının beta açıları parametrize edilmiştir. Burada thoma sayısı ve düşü değeri kısıt fonksiyonları olarak tanımlanmış olup verim ve güç değerleri amaç fonksiyonu olarak belirlenerek çok amaçlı optimizasyon yöntemi kullanılmıştır.

Versiyon 3’te, çark kanadının taç, bilezik ve üç tane kontrol eğrisi olmak üzere beş farklı kesitindeki kuyruk kenarı beta açıları parametrize edilmiştir. Versiyon 2’de olduğu gibi thoma sayısı ve düşü değeri kısıt fonksiyonları olarak tanımlanmış olup verim ve güç değerleri amaç fonksiyonu olarak belirlenerek çok amaçlı optimizasyon yöntemi kullanılmıştır.

Versiyon 4’te ise her kesit üzerinde, hücum kenarından kuyruk kenarına kadar beş farklı nokta alınmış olup beş kesitte toplam 25 tane beta açısı parametrize edilmiştir. Taçtan bilezik kesitine kadar kalınlık dağılımı aynı olacak şekilde beş farklı noktaya tanımlanmıştır. Bu tanımlanan noktalarda parametrik olarak tanımlanarak beta

açılırlarıyla beraber 30 tane girdi parametresi belirlenmiştir. Bu versiyonda tek amaçlı optimizasyon metodu kullanılmış olup, thoma sayısı, düşü değeri ve güç değerleri kısıt fonksiyonları olarak tanımlanmış, verim ise amaç fonksiyonu olarak belirlenmiştir.



Şekil 5.1: Çark için optimizasyon süreci.

Versiyon 5'te, çark kanadının meridyonel profili eğriler yardımıyla tekrar tanımlanarak parametrik hale getirilmiştir. Kanadın eliptik oranları, giriş ve çıkış beta açıları için versiyon 1, 2 ve 3'te elde edilen sonuçlar kullanılmıştır. Bu bölümde 34 adet tasarım değişkeni belirlenmiştir. Versiyon 4'te olduğu gibi tek amaçlı optimizasyon kullanılmış olup, kısıt ve amaç fonksiyonları aynı şekilde belirlenmiştir.

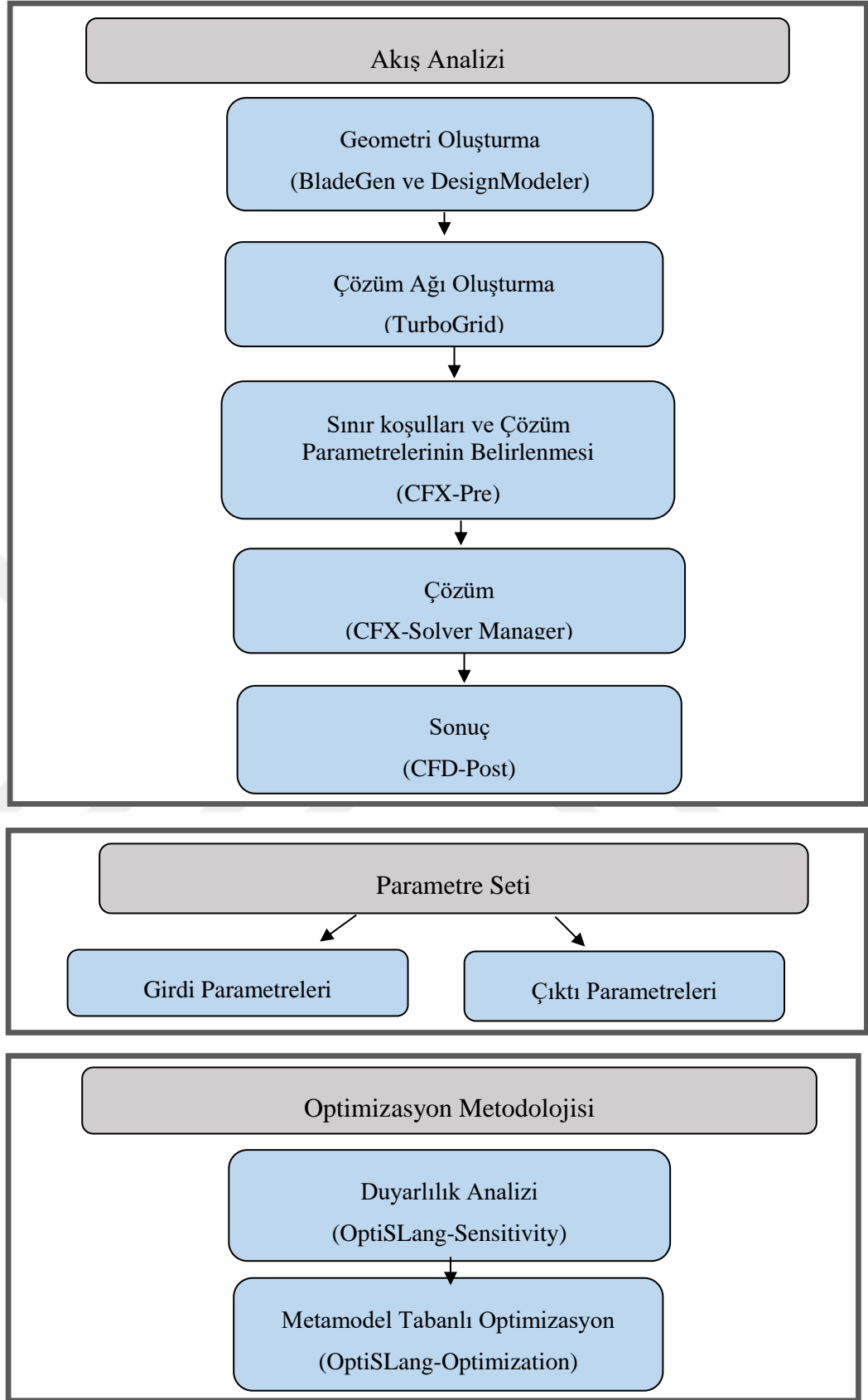
Versiyon 6'da, ayar kanadının optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. Çark için gerekli olan giriş açısı ayar kanadının çıkış açısına eşit olduğu için, burada çıkış açısı kısıt fonksiyonu olarak tanımlanmıştır. Verimin maksimize edilmesi hedeflenerek tek amaçlı optimizasyon metodu uygulanmıştır. Kanatların beta dağılımları taçtan bileziğe kadar aynı olduğu için tasarım değişkenleri olarak tek eğri üzerindeki beş adet beta açısı kullanılmıştır.

Bu çalışmada türbin ayar kanadı ve çark bileşenleri optimizasyonu ANSYS CFX ve turbo araçları ile birlikte ANSYS optiSLang, MOP tabanlı optimizasyon kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Tüm senaryolar için tasarım süreci aynı şekilde oluşturulmuş ve izlenen yöntem Şekil 5.2'de belirtilmiştir. Öncelikle geometri BladeGen yardımıyla tekrar oluşturulmuştur ve DesignModeler kullanılarak parametrik hale getirilmiştir. Sonrasında TurboGrid ile ağ yapısı oluşturulmuş ve CFX çözücüsü ile çözülerek sonuçlar CFD-Post ile incelenmiştir. Girdi ve çıktı parametreleri belirlenerek optiSLang-Sensitivity modülüyle duyarlılık analizi yapılmış ardından optiSLang-Optimization modülü ile optimizasyon gerçekleştirilmiştir.

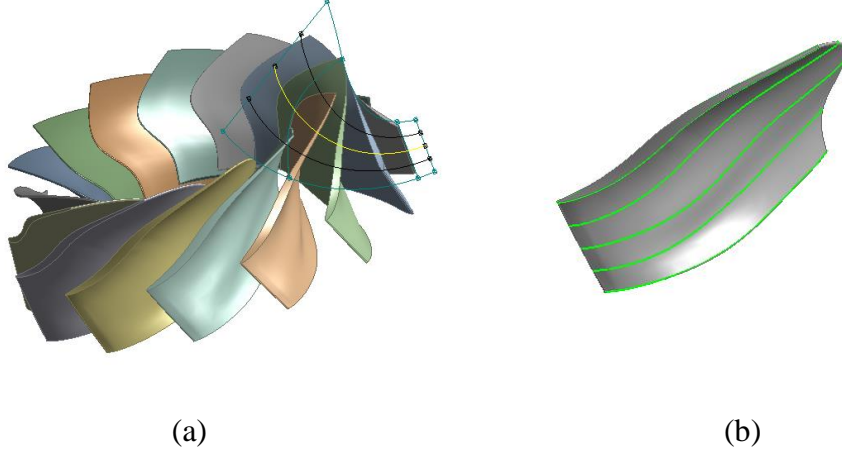
5.1. Geometrik Model

İlk adım olarak, tarama programından gelen modeller üzerinden parametrisasyon çalışmalarına başlayabilmek için geometriler var olan özelliklerini koruyacak şekilde ANSYS BladeGen kullanılarak tekrardan modellenmiştir.

BladeGen yardımıyla tekrardan oluşturulan geometri ANSYS DesignModeler'a aktarılmıştır (Şekil 5.3). Burada çark geometrisi parametrik modele dönüştürülmüştür. Geometri incelenerek akışı etkileyeceği düşünülen tasarım değişkenleri belirlenmiştir.



Şekil 5.2: Tasarım yöntemi adımları.

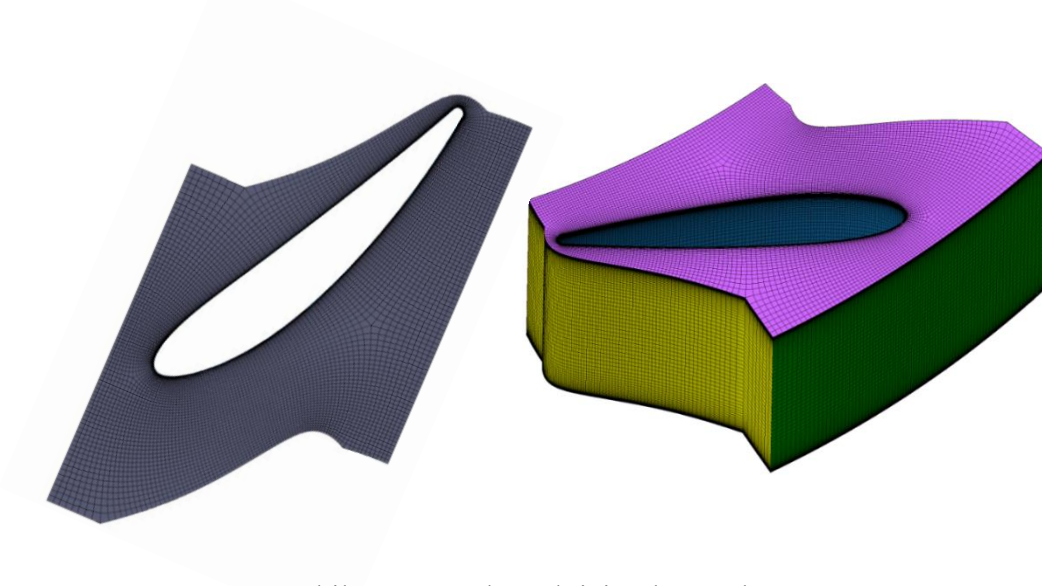


Şekil 5.3: Modelin parametrik yapıya dönüştürülmesi (a) meridyonel profilin belirlenmesi, (b) kesitlerin belirlenmesi.

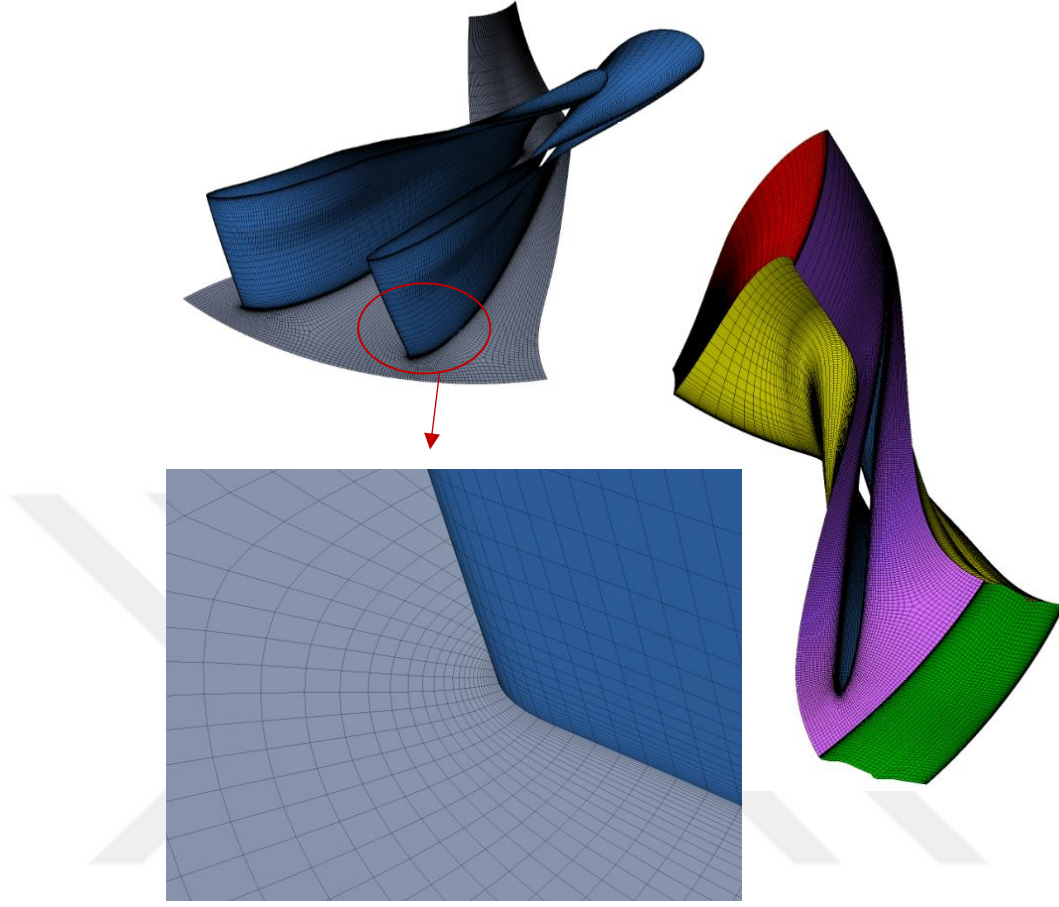
5.2. Çözüm Ağı

Çözüm ağı oluşturma işlemi ANSYS TurboGrid platformunda gerçekleştirilmiştir. ANSYS TurboGrid turbomakine tasarım ve analizi için kanatlı geometrilerin ihtiyaçlarına uygun sayısal ağ hazırlanmasını sağlar. Yüksek kaliteli altı yüzlü (hexahedral) sayısal ağ oluşturabilir. Bütün kanatlar aynı yapıya sahip olduğundan modelleme tek kanat kullanılarak periyodik olarak yapılmıştır.

Ayar kanadı ve çark kanatlarının iz bölgesinde ve kanat çeperinde, daha sıkı ağ yapıları oluşturularak bu bölgelerdeki kritik yapılanmaların yakalanması hedeflenmiştir. Oluşturan ağ yapıları Şekil 5.4 ve 5.5'te gösterilmiştir.

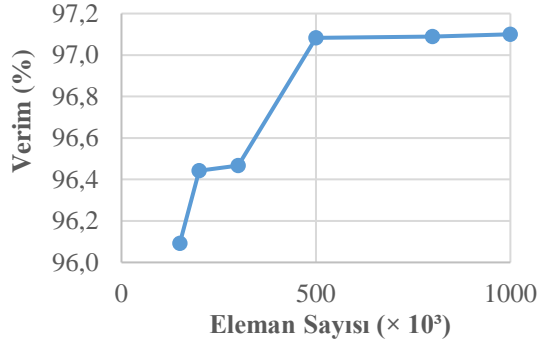


Şekil 5.4: Ayar kanadı için oluşturulan ağ yapısı.

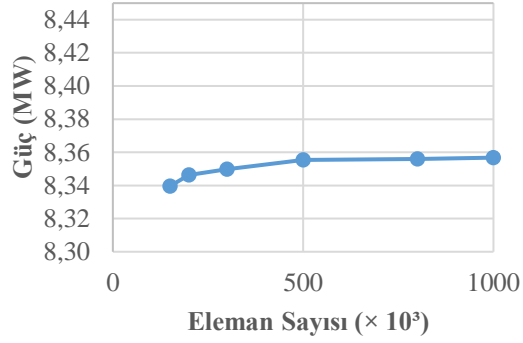


Şekil 5.5: Çark için oluşturulan ağ yapısı.

Yapılan analizlerin verdikleri güç, verim vb. sonuçların, ağ yapısı eleman sayısının artışına bağlı olarak değişim göstermediği durumlarda analizlerin ağ yapısından bağımsız hale gelmiş olduğu kabul edilmektedir. Bu çalışma, çark için 100000 eleman sayısıyla başlamıştır ve artarak devam etmiştir. Şekil 5.6'da çark için eleman sayısına karşılık gelen verim (a) ve güç (b) değerlerinin değişim grafiği verilmiştir. Görüldüğü üzere 500000 eleman sayısından sonra simülasyon sonuçlarında fazla bir değişiklik görülmemiştir. Bu sayının, sonuç alma süresini direkt etkileyen bir değişken olduğu düşünüldüğünde, 500000 eleman sayısı atanması uygun bulunmuş ve optimizasyon çalışmaları bu sayı kullanılarak tamamlanmıştır.



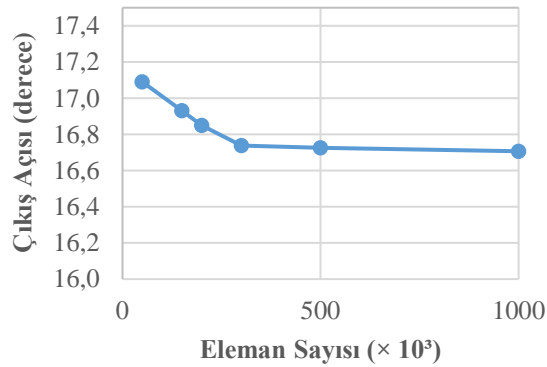
(a)



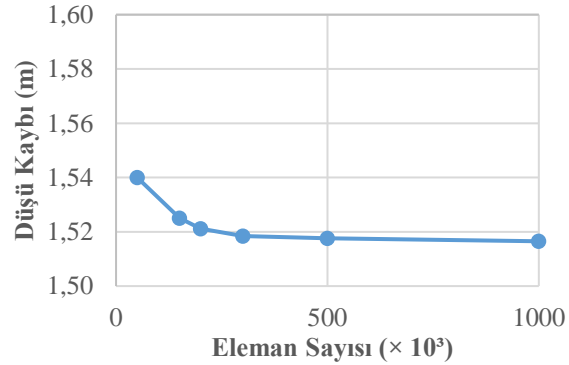
(b)

Şekil 5.4: Çarkın ağ yapısı bağımsızlığı çalışması (a) eleman sayısına karşılık gelen verim değerleri, (b) eleman sayısına karşılık gelen güç değerleri.

Ayar kanadı için yapılan ağ yapısı çalışması Şekil 5.7’de gösterilmiştir. Eleman sayısına karşılık gelen çıkış açısı (a) ve düşü kaybı (b) değerlerinin değişim grafiği verilmiştir. 300000 eleman sayısına analizler için yeterli bulunmuştur.



(a)



(b)

Şekil 5.5: Ayar kanadının ağ yapısı bağımsızlığı çalışması (a) eleman sayısına karşılık gelen çıkış açısı değerleri, (b) eleman sayısına karşılık gelen düşü kaybı değerleri.

5.3. Sayısal Model

Çözüm ağı ve analiz çalışmaları tüm model kullanılmak yerine periyodik model yardımıyla tek kanat kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Böylelikle hem zamandan hem de bilgisayar gücünden kazanç sağlanmıştır.

Analizler ANSYS CFX 18.0 yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiş olup; akış sürekli, tek fazlı ve türbülanslı olacak şekilde tanımlanmıştır. Analizlerde çark için kullanılan devir hızı 750 rpm olup, ayar kanadı durgun halde tanımlanmıştır. Optimizasyon analizleri sırasında çözümün hızlı yapılabilmesi için ağ yapısında daha az eleman sayısı gerektiren ‘ $k - \epsilon$ ’ modeli, türbülans modeli olarak kullanılmıştır. Akışkan olarak 20 °C’de su kullanılmıştır. Diğer çözücü ayarları Çizelge 5.1’de belirtilmiştir.

Çizelge 5.1: Program Girdileri.

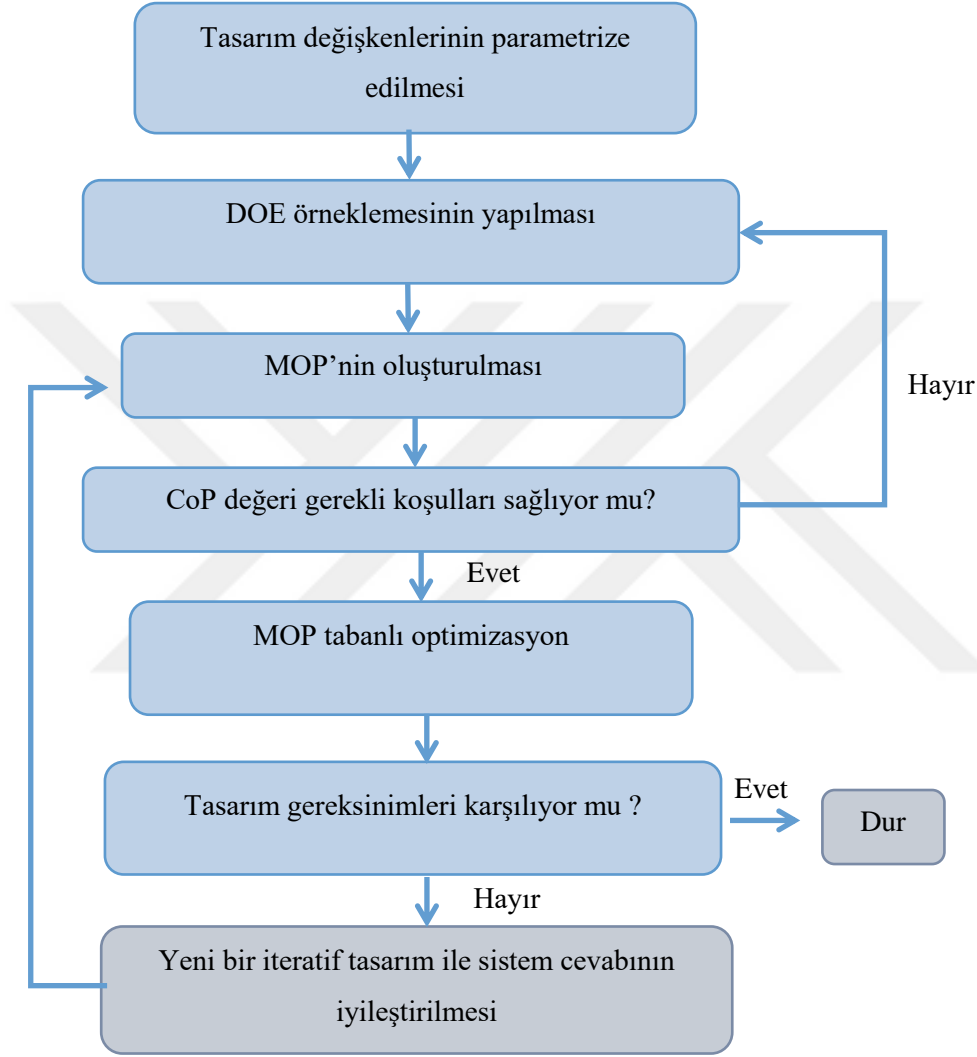
Akışkan Modeli	
Akışkan Türü	Su
Türbülans Modeli	k- ϵ
Arayüz (Interface) Modeli	Rotational Periodicity
Giriş Sınır Koşulu	
Açısal Hız (çark)	750 rpm
Toplam Basınç	1644825 Pa (çark), 1659525 Pa (ayar kanadı)
Çıkış Sınır Koşulu	
Kütlesel Debi	6100 kg/s
Statik Sıcaklık	293 K
Katı Sınırlar	
Hub, Shroud, Blade	Pürüzsüz (düzgün), kaymaz duvar
Çözücü Ayarları	
Advection Scheme	High Resolution
Yakınsama Kriteri	1E-05

5.4. Duyarlılık Analizi Ve Metamodel Tabanlı Optimizasyon

Türbin çarkının ve ayar kanadının duyarlılık analizi ve metamodel tabanlı optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Analizler, ANSYS Workbench içerisinde entegre olarak çalışan optiSLang modülü ile gerçekleştirilmiştir. Duyarlılık analizi ve optimizasyon sürecinde izlenen yol Şekil 5.8’de belirtilmiştir.

Optimizasyon sürecinin ilk aşaması olan Duyarlılık Analizi’nde, tasarım noktalarından (girdi parametreleri) yararlanılarak çıktı parametreleri en yüksek kalitede ifade edebilen metamodeler (MOP) oluşturulmuştur. Metamodelerin kalitesi CoP değerinin yüksekliği ile belirlenmiştir. Bu çalışmanın ikinci aşaması olan Metamodel Tabanlı Optimizasyon’da, ilk aşamada elde edilen amaç ve kısıt fonksiyonlarına ait

MOP'ler oluşturulmuş, bu ise CFD çözücüsünün optimizasyon sırasında çağrılmasına gerek duyulmadan optimizasyonun gerçekleştirilmesine olanak sağlamıştır. Bu sayede optimizasyon süresi kısalmış ve optimize edilen amaç fonksiyonlarının kesinliği (accuracy) artmıştır.



Şekil 5.6: Optimizasyon süreci adımları.

5.5. Yapılan Optimizasyon Çalışmaları

Optimizasyon için bilgisayar destekli mühendislik uygulamalarına dayalı 6 farklı parametrik optimizasyon analizi gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon süreci, duyarlılık analizi ve optimizasyon olmak üzere iki adımdan oluşmaktadır. İlk adım olan duyarlılık analizinde MOP ler oluşturulmuş ve amaç fonksiyonlarını en çok etkileyen

tasarım parametreleri belirlenerek kullanılan modellerin güvenilirlik kalitesi incelenmiştir. Optimal tasarımları bulmak için MOP ile tüm tasarım uzayı taranmıştır. Çark için beş, ayar kanadı için bir tane senaryo üzerinde çalışılmıştır.

5.5.1. Versiyon 1 – çark kanadının eliptiklik oranının ve akışın çarka giriş açısının optimizasyonu

Versiyon 1’de, çark kanadının hücum ve kuyruk kenarlarının eliptik oranları ve akışın çark kanadına giriş açısı girdi parametreleri olarak tanımlanmıştır. Hücum kenarının taç ve bilezik eğrilerinin eliptik oranları parametrik olarak tanımlanmış ve bu iki değer birbirine eşit olacak şekilde tasarım değişkeni olarak belirlenmiştir. Bu parametreler 1 ile 8 arasında ayırık değerler alacak şekilde ayarlanmıştır. Aynı şekilde kuyruk kenarının da taç ve bilezik eğrilerinin eliptik oranları birbirine eşit olacak şekilde tasarım değişkeni olarak tanımlanmıştır. Bu parametreler de 1 ile 8 arasında ayırık değerler alacak şekilde ayarlanmıştır. Akışın giriş açısı ise 16.5, 17 ve 17.5 değerlerini alacak şekilde tasarım değişkeni olarak belirlenmiştir.

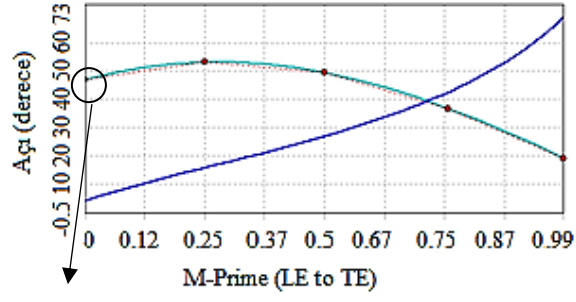
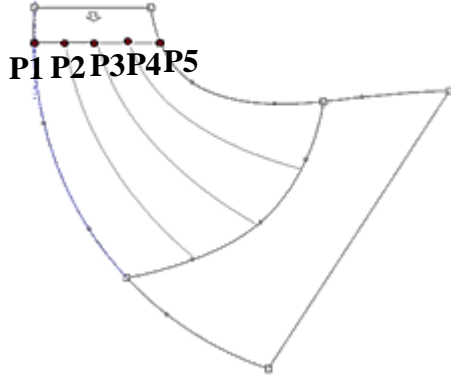
Verim ve güç değerleri amaç fonksiyonları olarak belirlenmiş olup thoma sayısı ve düşü değeri ise kısıt fonksiyonları olarak tanımlanmıştır.

Sonraki çalışmalarda buradan elde edilen eliptik oranlar ve akış açısı kullanılmıştır.

5.5.2. Versiyon 2 – çarkın hücum kenarını tanımlayan beta açılarının optimizasyonu

Versiyon 2’de, çark kanadının taç, bilezik ve üç tane kontrol eğrisi olmak üzere beş farklı kesitindeki hücum kenarının beta açıları parametrize edilmiştir. Bu beş adet girdi parametresinin alt ve üst limitleri mevcut değerlere göre ayarlanmıştır. Belirlenen beş adet girdi parametresi Şekil 5.9’da meridyonel profil üzerinde gösterilmiştir.

Burada thoma sayısı ve düşü değeri kısıt fonksiyonları olarak tanımlanmış olup verim ve güç değerleri amaç fonksiyonu olarak belirlenerek çok amaçlı optimizasyon yöntemi kullanılmıştır.



P3

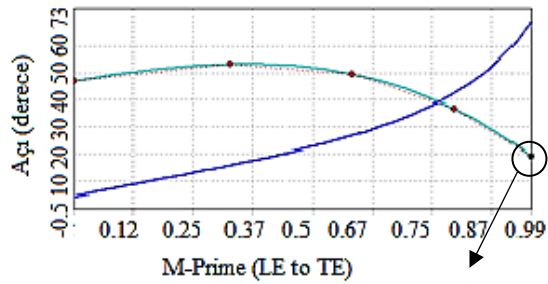
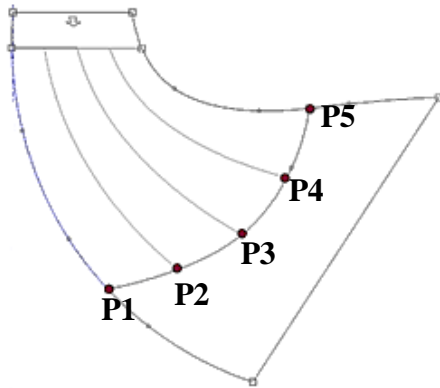
(a)

(b)

Şekil 5.7: (a) Versiyon 2 için belirlenen girdi parametreleri, (b) P3 noktasının parametrik model üzerinde gösterimi.

5.5.3. Versiyon 3 – çarkın kuyruk kenarını tanımlayan beta açılarının optimizasyonu

Versiyon 3'te, çark kanadının taç, bilezik ve üç tane kontrol eğrisi olmak üzere beş farklı kesitindeki kuyruk kenarının beta açıları parametrize edilmiştir. Bu beş adet girdi parametresinin alt ve üst limitleri mevcut değerlere göre ayarlanmıştır. Belirlenen beş adet girdi parametresi Şekil 5.10'da meridyonel profil üzerinde gösterilmiştir.



P3

(a)

(b)

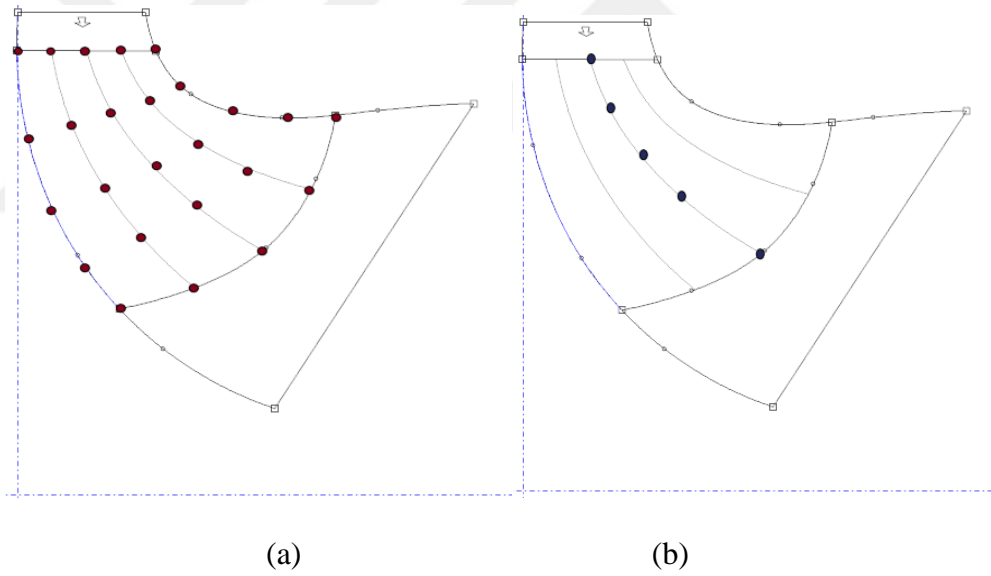
Şekil 5.8: (a) Versiyon 3 için belirlenen girdi parametreleri, (b) P3 noktasının parametrik model üzerinde gösterimi.

Versiyon 2’de olduğu gibi thoma sayısı ve düşü değeri kısıt fonksiyonları olarak tanımlanmış olup verim ve güç değerleri amaç fonksiyonu olarak belirlenerek çok amaçlı optimizasyon yöntemi kullanılmıştır.

5.5.4. Versiyon 4 – çarkın tüm kesitleri tanımlayan beta açılarının ve kalınlık dağılımının optimizasyonu

Versiyon 4’te ise çarkın beş farklı kesitinde, hücum kenarından kuyruk kenarına kadar beş farklı nokta alınmış olup toplam 25 tane beta açısı parametrize edilmiştir. Taçtan bilezik kesitine kadar kalınlık dağılımı aynı olacak şekilde beş farklı noktayla tanımlanmıştır. Bu tanımlanan noktalarda parametrik olarak tanımlanarak beta açılarıyla beraber 30 tane girdi parametresi belirlenmiştir.

Şekil 5.11’de tüm belirlenen beta açıları ve kalınlık değerleri meridyonel profil üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 5.9: Versiyon 4 için belirlenen girdi parametreleri (a) beta açıları, (b) kalınlık değerleri.

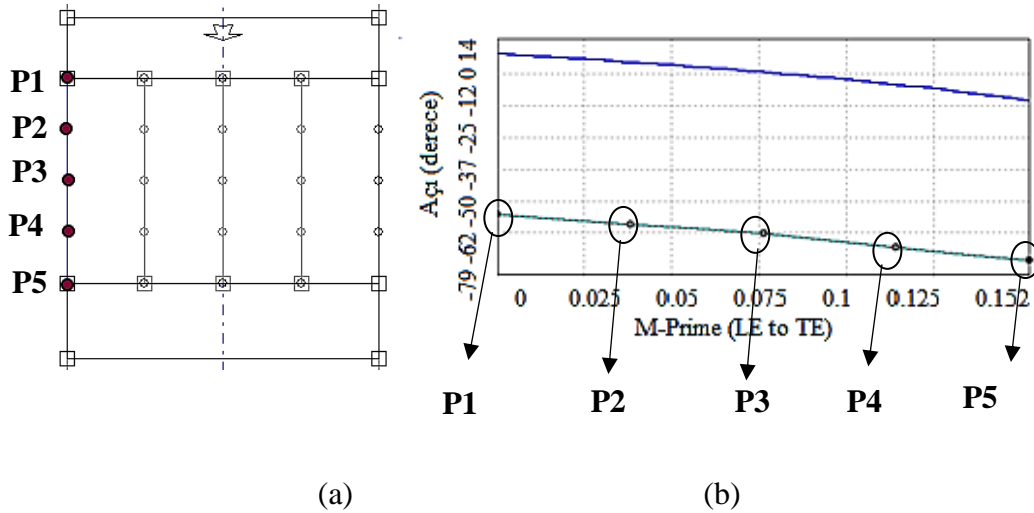
Bu versiyonda tek amaçlı optimizasyon metodu kullanılmış olup, thoma sayısı, düşü değeri ve güç değerleri kısıt fonksiyonları olarak tanımlanmış, verim ise amaç fonksiyonu olarak belirlenmiştir.

5.5.5. Versiyon 5 – çarkın meridyonel profilinin optimizasyonu

Versiyon 5'te, çark kanadının meridyonel profili eğriler yardımıyla tekrar tanımlanarak parametrik hale getirilmiştir. Kanadın eliptik oranlarının, giriş ve çıkış beta açılarının versiyon 1,2 ve 3'te elde edilen sonuçlar kullanılmıştır. Bu bölümde 34 adet tasarım değişkeni belirlenmiştir. Versiyon 4'te olduğu gibi tek amaçlı optimizasyon kullanılmış olup, kısıt ve amaç fonksiyonları aynı şekilde kullanılmıştır. Taç ve bilezik eğrileri beş adet kontrol noktasıyla kuyruk kenarı eğrisi ise dört adet kontrol noktasıyla oluşturulmuştur. Ayrıca giriş-çıkış genişlikleri, yükseklikleri, hücum kenarı uzunlukları tanımlanmıştır. Her noktanın yatay ve dikey koordinatlarındaki ölçüleri kullanılarak parametrik tanımlama yapılmıştır. Meridyonel profil parametrik tanımlama açısından çizgilerle çizilmiştir. Asıl kanat şeklini vermek için üzerine eğrilerle gerekli tanımlamalar yapılmıştır.

5.5.6. Versiyon 6 – ayar kanadı beta açılarının optimizasyonu

Versiyon 6'da, ayar kanadının optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. Kanatların beta dağılımları taçtan bileziğe kadar aynı olduğu için tasarım değişkenleri olarak tek eğri üzerindeki beş adet beta açısı kullanılmıştır (Şekil 5.12).



Şekil 5.10: (a) Versiyon 6 için belirlenen girdi parametreleri, (b) belirlenen noktaların parametrik model üzerinde gösterimi.

Çark için gerekli olan giriş açısı ayar kanadının çıkış açısına eşit olduğu için, burada çıkış açısı kısıt fonksiyonu olarak tanımlanmıştır. Verimin maksimize edilmesi hedeflenerek tek amaçlı optimizasyon metodu uygulanmıştır.

Yukarıdaki isterler göz önünde bulundurularak optimizasyon çalışmasının ilk aşaması olan Duyarlılık Analizi gerçekleştirilmiştir. ANSYS optiSLang, duyarlılık analizini üç farklı hedefe varabilmek için gerçekleştirmiştir: (1) Tasarım parametrelerindeki değişimin (variation of input parameters) amaç ve kısıt fonksiyonları üzerindeki değişime etkisinin derecesinin belirlenmesi, (2) Önemsiz girdi parametrelerinin elenmesi ve (3) MOP'nin yaratılması.

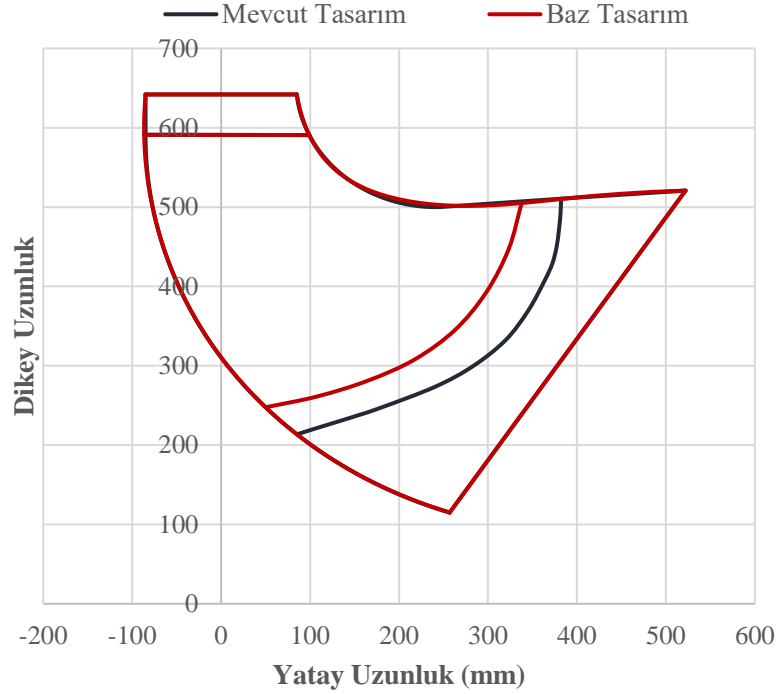
İkinci aşamada ise MOP tabanlı optimizasyon gerçekleştirilerek her versiyon için optimum noktalar bulunmuştur.



6. SONUÇLAR

6.1. Çarkın Mevcut ve Baz Tasarımının Analizleri

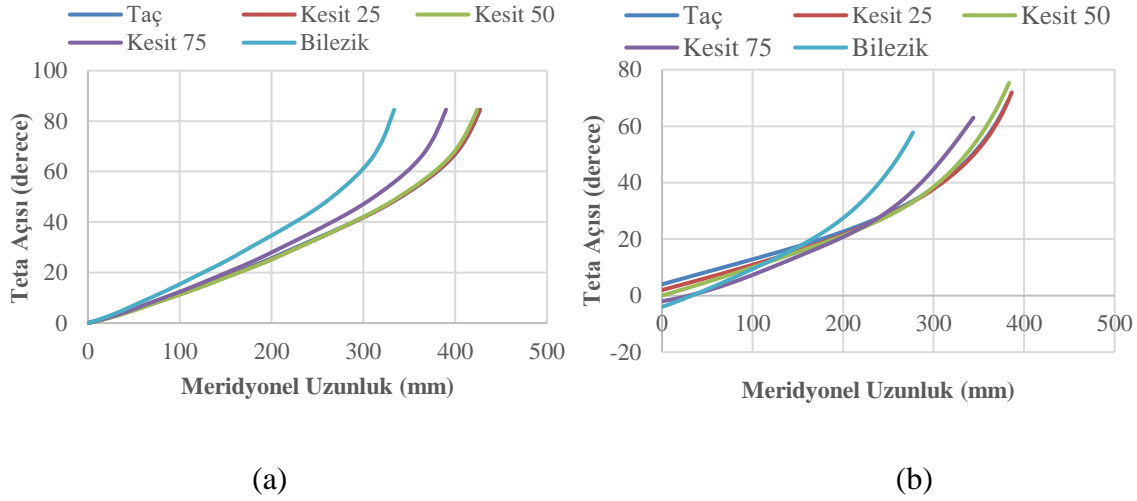
Optimizasyon çalışmalarına başlamadan önce iteratif yöntemlerle mevcut çarkın kanat uzunluğu 46 mm kısaltılmıştır ve bu durum Şekil 6.1’de meridyonel profil üzerinde gösterilmiştir. Kanat boyu dışında meridyonel profilde herhangi bir değişiklik yapılmamıştır.



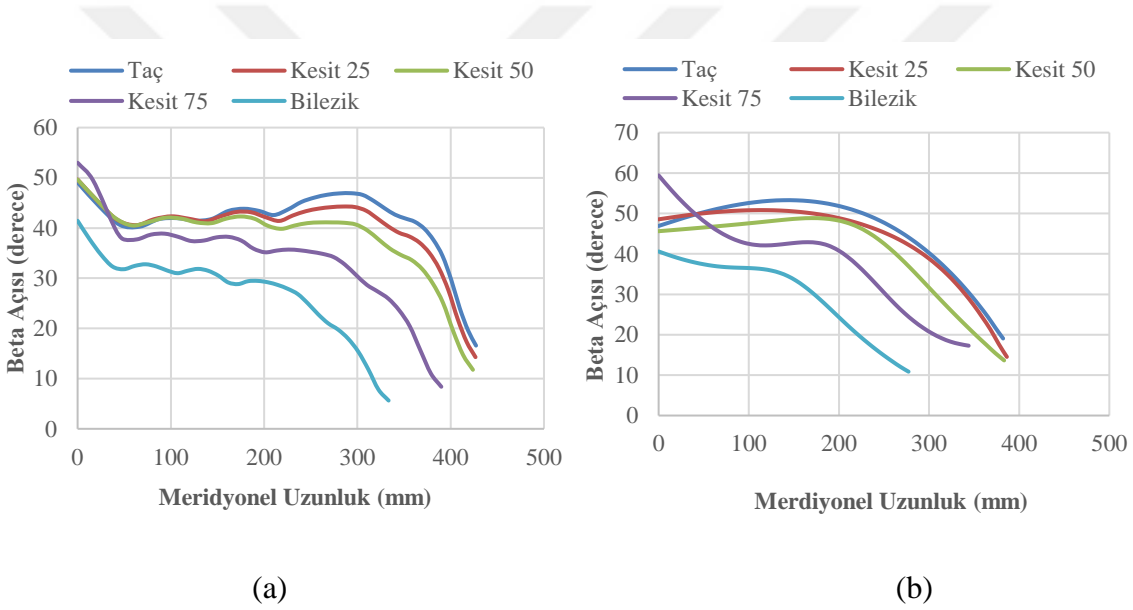
Şekil 6.1: Mevcut tasarım ve baz tasarımın meridyonel profil karşılaştırması.

Kanat boyunun kısaltılmasının ardından X-blade tasarımına geçilmiştir. Sarma açılarında (teta) oluşturulan açılı çaprazlaması Şekil 6.2’de gösterilmiştir.

Kanat açılı dağılımındaki dalgalanmalar düzeltilerek metal (beta) açılarında daha yumuşak geçişler elde edilmiştir (Şekil 6.3).



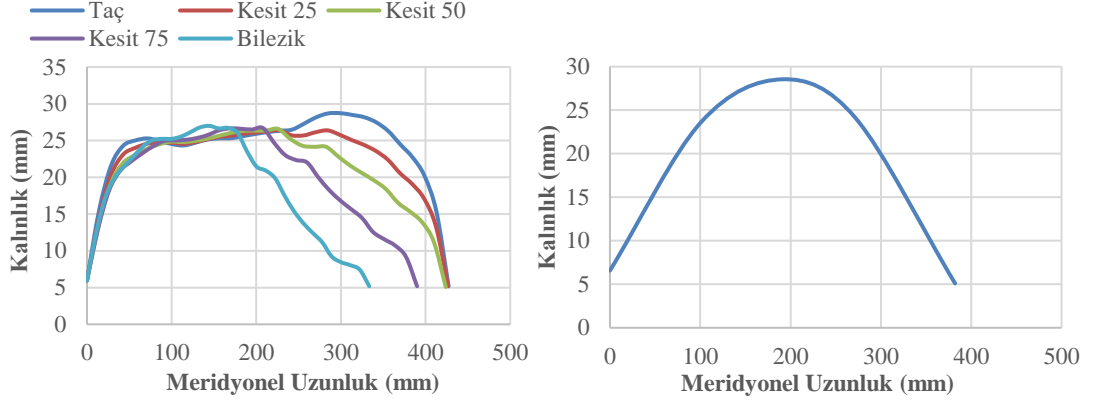
Şekil 6.2: Sarma (teta) açıları karşılaştırması (a) mevcut tasarım, (b) baz tasarım.



Şekil 6.3: Metal (beta) açıları karşılaştırması; (a) mevcut tasarım, (b) baz tasarım.

Kanadın kalınlık dağılımı NACA profillerine benzer şekilde oluşturulmuştur ve tüm kesitler boyunca aynı profil kullanılmıştır. Şekil 6.4'te kalınlık dağılımı gösterilmiştir. Kanadın en ince noktası 5.1 mm olacak şekilde tasarım oluşturulmuştur.

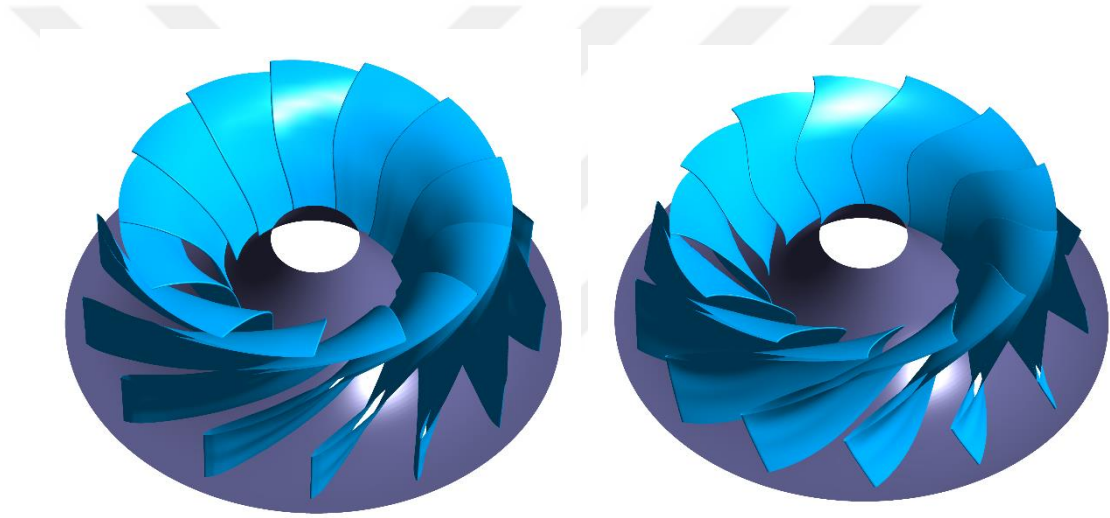
Yapılan bu değişiklikler sonucunda ortaya çıkan çark tasarımı Şekil 6.5'te verilmiştir. Mevcut tasarımda çark kanadının kuyruk kenarı daha düz bir yapıya sahipken gerçekleştirilen baz tasarımda kanadın orta kısmının hafif bombeli şekilde olduğu görülmektedir.



(a)

(b)

Şekil 6.4: Kanat kalınlık dağılımları karşılaştırması (a) mevcut tasarım, (b) baz tasarım.

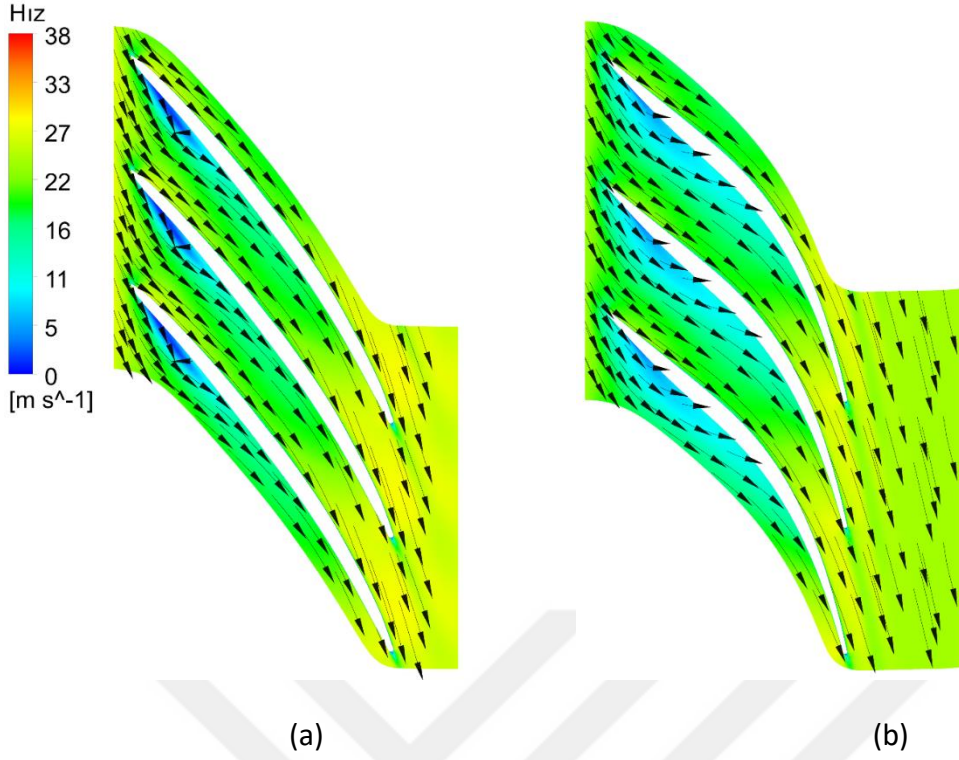


(a)

(b)

Şekil 6.5: Çarkın 3 boyutlu modeli (a) mevcut tasarım, (b) baz tasarım.

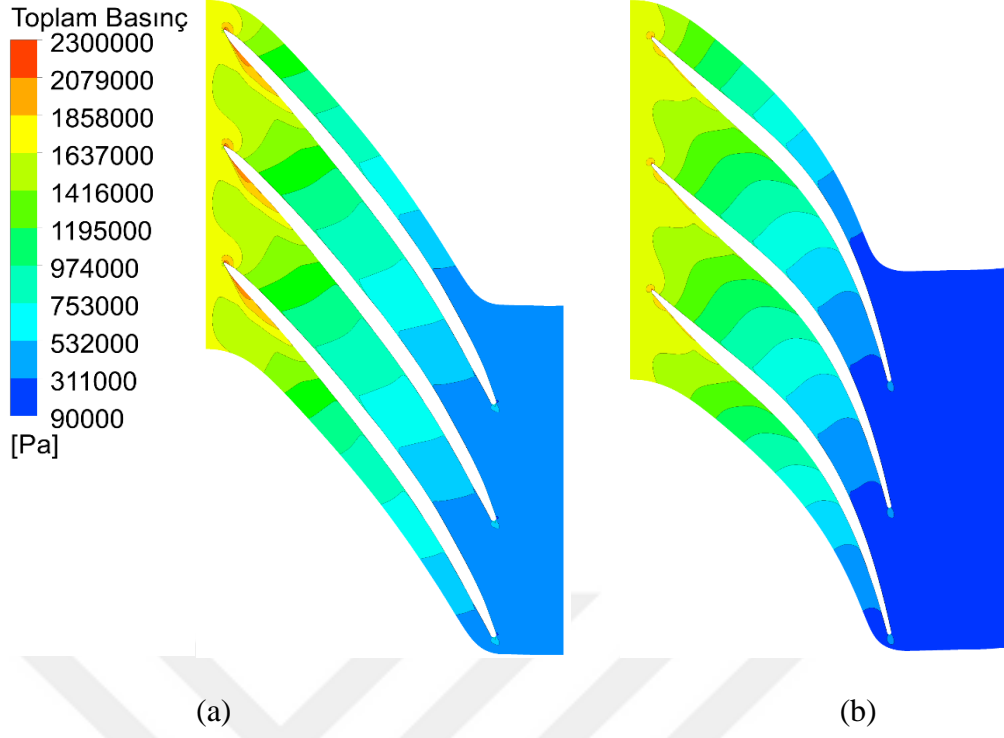
HAD analizleri yapılarak akış özellikleri incelenen bu çarklara ait sonuçlar aşağıda gösterilmektedir. Şekil 6.6'da kanadın orta kesitindeki hız vektörleri incelemiştir. Mevcut çarkta kanadın giriş bölgesinde ciddi ayrılmalar gözükmemektedir. Baz tasarımda bu ayrılmalar giderilmiştir ama hız vektörleri kanadın basınç tarafında tam olarak düzgün bir şekilde ilerleyememektedir. Kanat açısı ve kalınlık dağılımında değişiklikler yapılarak bu sıkıntılar düzeltilmelidir.



Şekil 6.6: Kanadın orta kesitindeki (% 50 kesit) hız dağılımı; (a) mevcut tasarım, (b) baz tasarım.

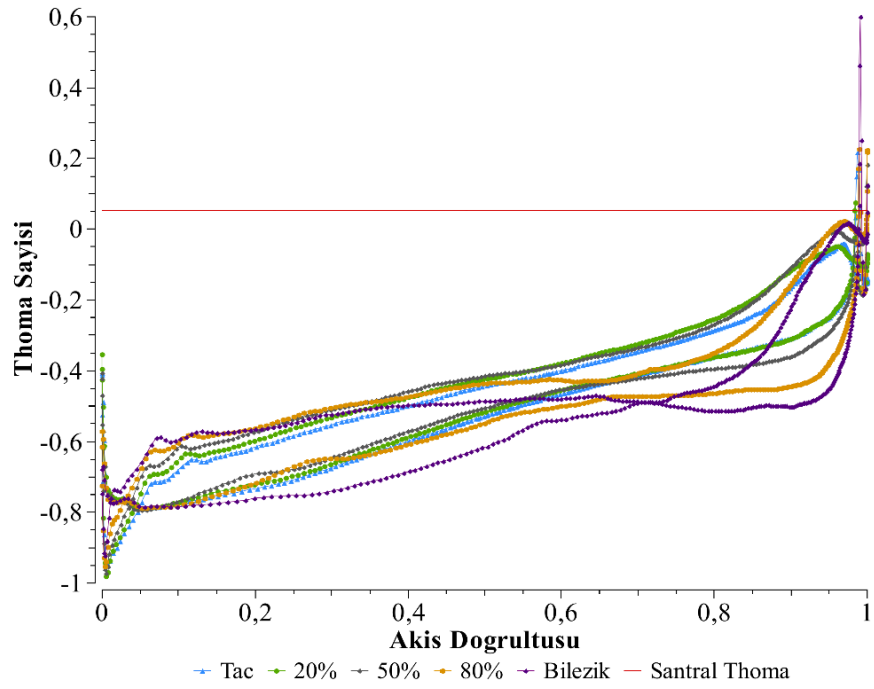
Şekil 6.7’de çarkın orta kesitindeki basınç dağılımlarına yer verilmiştir. Mevcut tasarımın açılı dağılımındaki dalgalanmalar baz tasarımda düzeltilmiş için basınç dağılımı daha düzgün oluşmuştur. Ancak hücum kenarına akış mevcut tasarıma göre daha düzgün gelse de tam anlamıyla düzelmemiştir. Kanadın giriş açıları değiştirilerek bu durumun düzeltilmesi gerekmektedir.

Bölüm 2.1.5’te kavitasyon olgusu incelenmiştir ve kavitasyondan kaçınmak için thoma sayısının santral thoma sayısından küçük olması gerektiği belirtilmiştir. Kepez 1 HES için santral thoma sayısı $\sigma_p = 0.0523$ değerindedir ve kavitasyonun engellenmesi için kanat üzerindeki thoma dağılımı bu değerden küçük olmalıdır. Şekil 6.8’de kanadın farklı kesitlerindeki thoma dağılımları çizdirilip çarkın kavitasyon durumu incelenmiştir. Kanat çıkış ucuna kadar çarkta kavitasyon görülmemektedir. Çıkış ucunda ise çark thoma değerlerinin santralin thoma değerini aştığı görülmektedir. Burada oluşabilecek olan baloncuklar çarka zarar vermeden emme borusuna geçip orada yok olacaklardır. Çark performansı önemli derecede etkilemeyecek olsalar bile santralde gürültülüye yol açacaklardır.

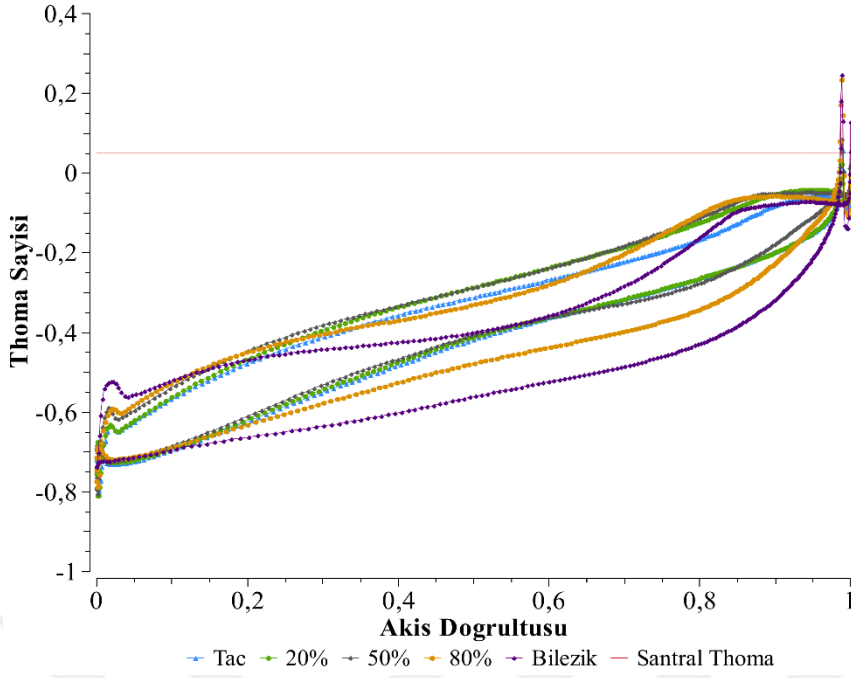


Şekil 6.7: Kanadın orta kesitindeki (% 50 kesit) basınç dağılımı (a) mevcut tasarım, (b) baz tasarım.

Mevcut tasarımdan baz tasarıma geçildiğinde X-blade tasarımdaki dengeli basınç dağılımından dolayı çarkın kavitasyon karakteristiği iyileşmiştir.



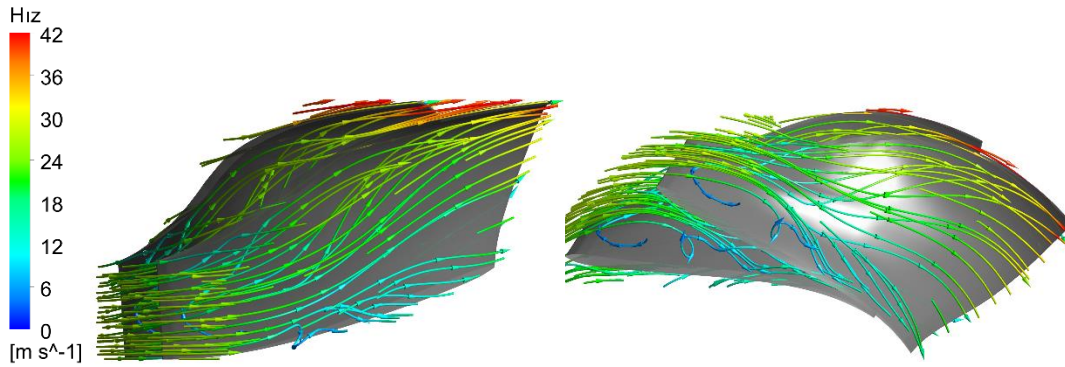
(a)



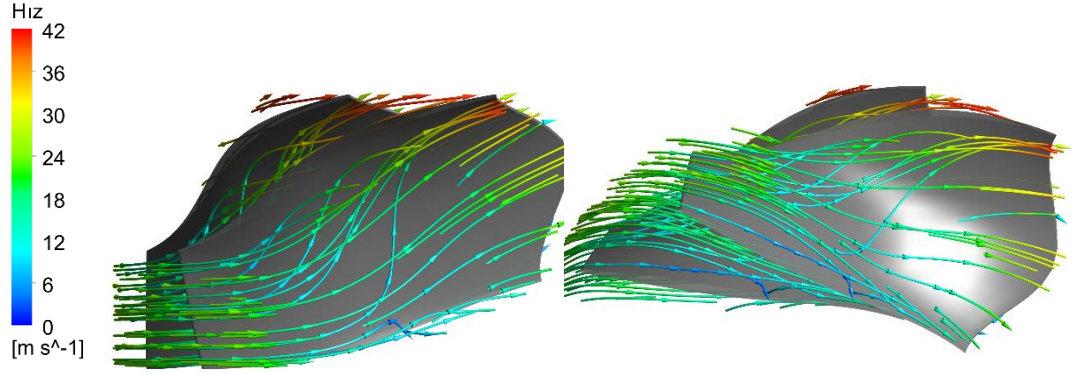
(b)

Şekil 6.8: Çark kanadının farklı kesitlerindeki thoma sayısı dağılımları (a) mevcut tasarım, (b) baz tasarım.

Kanatlar arasında akım çizgileri (streamline) çizdirilerek akışın kanat etrafında nasıl bir yol izlediği incelenebilir. Şekil 6.9’da akım çizgileri verilmiş mevcut çark üzerindeki özellikle taç bölgesine yakın kesitlerde akışta kopmalar ve ayrılmalar olduğu görülmektedir. Baz tasarımda akış vektörlerinin biraz daha düzgün ilerlediği görülse de akış kanadı tamamen düzgün bir şekilde takip edememektedir.



(a)



(b)

Şekil 6.9: Çark kanatları arasındaki akım çizgileri (a) mevcut tasarım, (b) baz tasarım.

Optimizasyon analizlerinde kullanılacak olan amaç ve kısıt fonksiyonları; verim, güç, net düşü ve thoma sayısıdır. Bu fonksiyonların mevcut ve baz tasarım analizlerindeki sonuçları Çizelge 6.1’de verilmiştir.

Çizelge 6.1: HAD analizleri sonucu çark performans değerleri.

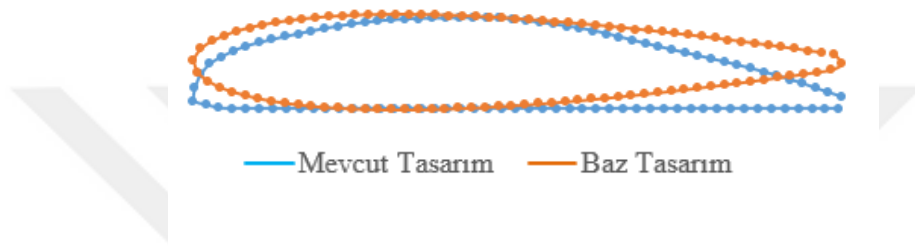
	Mevcut Tasarım	Baz Tasarım
Güç (MW)	8.392	8.353
Verim (%)	96.22	96.82
Net düşü (m)	145.80	143.915
Thoma Sayısı	0.2423	0.2331

İki tasarımı karşılaştırmak için yaklaşık olarak aynı güç değerlerini sağlayan çark giriş açıları kullanılmıştır. Akış mevcut tasarıma 19° ile girerken baz tasarıma 17° ile girmektedir. Giriş açısı değerleri iteratif çalışma ile hesaplanmıştır. Debi sabit tutulduğu için çarkın ürettiği güç, gelen düşünün ne kadarının kullanıldığına bağlıdır. 160 m olan türbin düşüsü çarka gelene kadar 2.5 m kayıp yaşayarak 157.5 m ile çarka girmektedir. Çizelgede görüldüğü üzere iki tasarımda da kullanılan düşü değeri çark girişindeki düşü değerinden oldukça uzaktır ve potansiyel güç üretilen gücün oldukça üstündedir. Bu noktada çark yapısı değiştirilerek düşünün daha verimli kullanılması ve üretilen gücün artırılması hedeflenmektedir.

Çizelgede verilen thoma sayısı hesaplanırken en kötü durum göz önüne alınarak kanat üzerindeki en düşük basınç değeri kullanılmıştır.

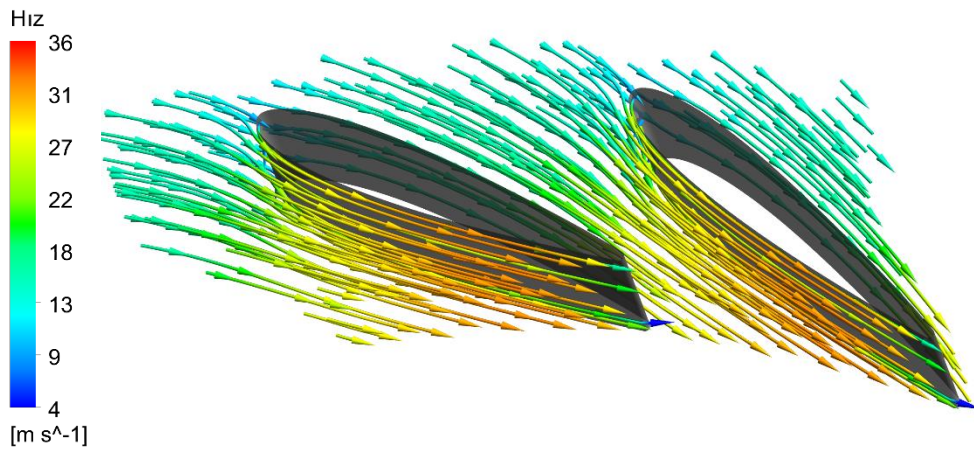
6.2. Ayar Kanadının Mevcut Durum Analizleri

Optimizasyon çalışmalarına başlamadan önce ayar kanadının kalınlık dağılımı simetrik profil olan NACA 0016 profiline göre gerçekleştirilmiştir ve bu model ayar kanadının baz tasarımı olarak alınmıştır. Şekil 6.10'da mevcut ve baz tasarımın geometrik karşılaştırması gösterilmiştir.



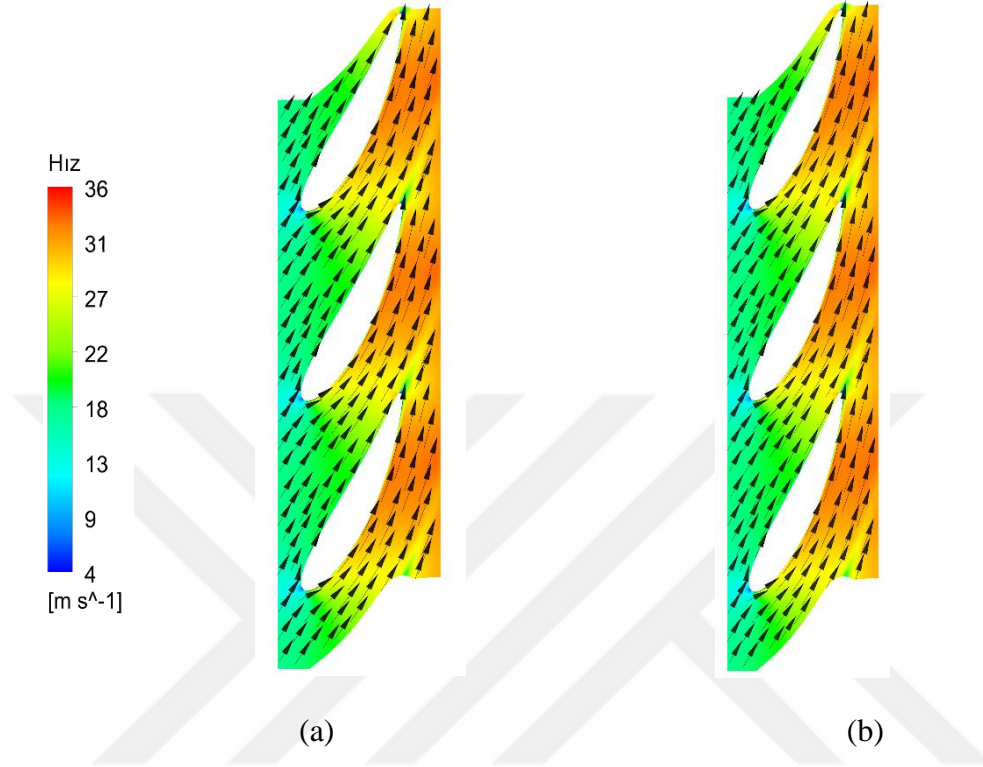
Şekil 6.10: Ayar kanadının mevcut ve baz tasarımının geometrik karşılaştırması.

HAD yöntemi ile mevcut ve baz tasarımın analizleri gerçekleştirilmiştir. Şekil 6.11'de kanatlar arasındaki akım çizgileri incelenmiştir ve akışta herhangi bir kopma olmadığı görülmektedir.



Şekil 6.11: Baz tasarımda ayar kanadının kanatlar arasındaki akım çizgileri.

Şekil 6.12’de kanadın %20 ve %80 kesitlerindeki hız dağılımlarına yer verilmiştir. Hız vektörleri kanadı düzgün takip etmekte ve herhangi bir sıkıntı görülmemektedir.



Şekil 6.12: Baz tasarımında ayar kanadının %20 ve %80 kesitlerindeki hız dağılımları.

Optimizasyon analizinde kullanılacak olan amaç ve kısıt fonksiyonları; verim ve çıkış açısı olup mevcut durum analizindeki sonuçları Çizelge 6.2’de verilmiştir.

Çizelge 6.2: Baz tasarımının analiz sonucunda ayar kanadı performans değerleri.

Çıkış Açısı (°)	-72.9
Verim (%)	99.12

6.3. Versiyon 1’de Gerçekleştirilen Optimizasyon Analizleri

Versiyon 1’de, çark kanadının hücum ve kuyruk kenarlarının eliptik oranları ve akışın çark kanadına giriş açısı girdi parametreleri olarak tanımlanmıştır. Tasarım değişkenlerinin isimleri, başlangıç değerleri ve limitleri Çizelge 6.3’te verilmiştir. Taç ve bilezik eğrilerinin hücum kenarlarının eliptik oranları birbirine eşit olacak şekilde

tanımlanarak bağımlı değişken olarak kullanılmışlardır ve birden sekize kadar tamsayılar alacak şekilde belirlenmişlerdir. Aynı yöntemle kuyruk kenarının eliptik oranları da tanımlanmıştır. Akışın çarka giriş açısı, alfa da ayrık değer olarak tanımlanarak üç farklı değer alabilecek şekilde belirlenmiştir. Eliptik oranlar geometri parametresi olduğu için DesignModeler programında parametrize edilirken giriş akış açısı sınır şartına bağlı olduğu için CFX-Pre modülünde parametrize edilmiştir.

Çizelge 6.3: Versiyon 1 – Girdi parametreleri.

Tasarım Değişkenleri	Değerler	Başlangıç Değerleri
TE_Hub_Ellipse_Ratio	1 – 8	2
TE_Shroud_Ellipse_Ratio	1 – 8	2
LE_Hub_Ellipse_Ratio	1 – 8	1
LE_Shroud_Ellipse_Ratio	1 – 8	1
Alpha (°)	16.5,17,17.5	17

Çizelge 6.4’te ise belirlenen amaç ve kısıt fonksiyonları gösterilmiştir. Güç ve verim çıktıları amaç fonksiyonları olarak maksimize edilecek şekilde tanımlanmıştır. Düşü parametresi çarkın girişindeki düşü değeri olan 157.5 m ile sınırlandırılmış olup kavitasyonsuz bir tasarım yakalamak için thoma sayısının santral thoma değeri olan 0.05234 değerinden küçük olması istenmiştir.

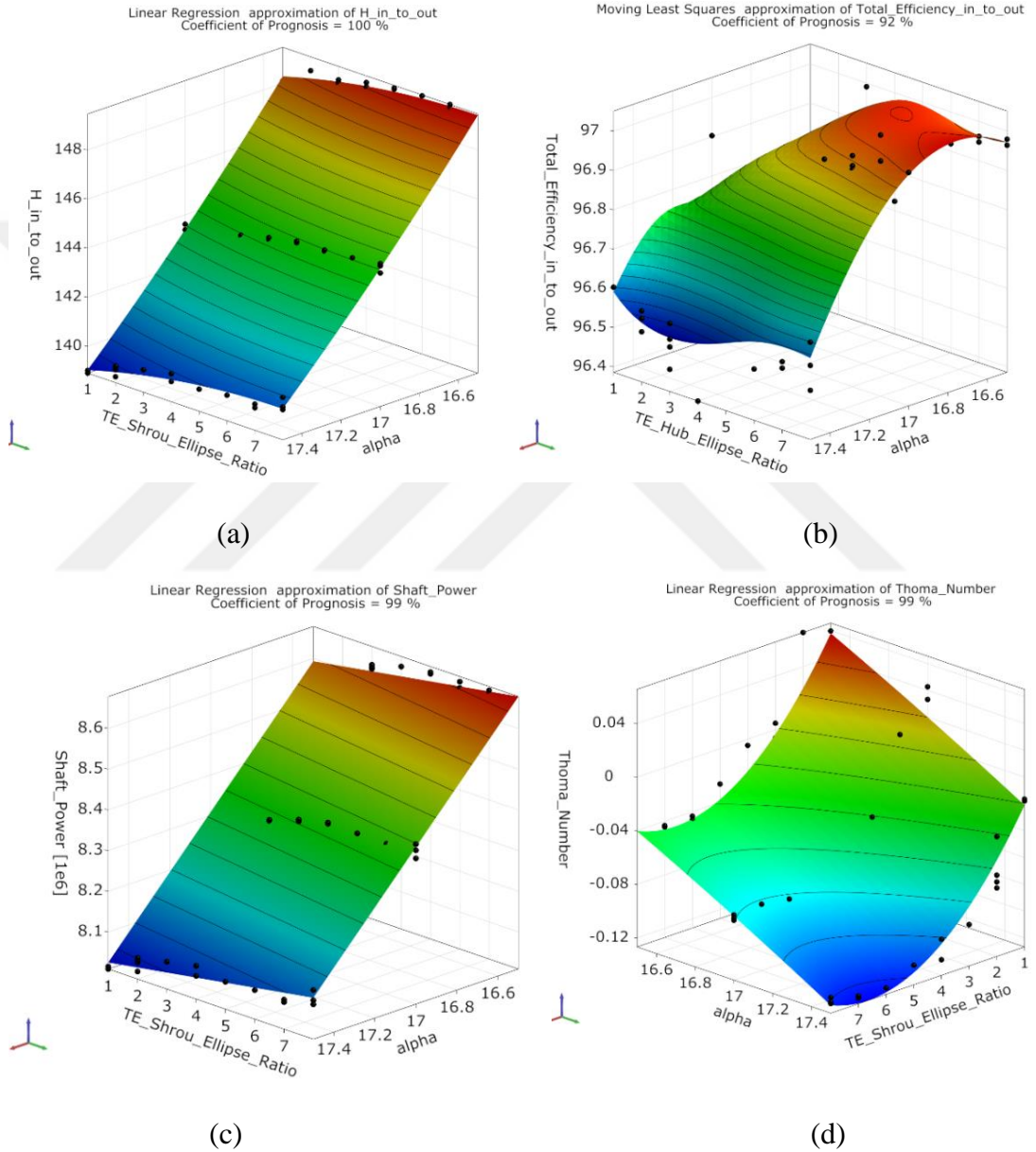
Çizelge 6.4: Versiyon 1 – Çıktı parametreleri.

Amaç Fonksiyonu	Güç	Maksimum
Amaç Fonksiyonu	Verim	Maksimum
Kısıt Fonksiyonu	Net düşü	≤ 157.5 m
Kısıt Fonksiyonu	Thoma Sayısı	≤ 0.05234

Optimizasyon çalışması duyarlılık analizi ve optimizasyon olmak üzere iki bölümden oluşmaktadır. Öncelikle duyarlılık analizi gerçekleştirilerek girdi parametrelerinin çıktı parametrelerini hangi oranda etkilediği belirlenerek MOP’ler oluşturulmuş ve ardından MOP tabanlı optimizasyon gerçekleştirilmiştir.

Versiyon 1’de deney tasarım metodu olarak tasarım değişkeni sayısına ve çözüm süresine bağlı olarak optiSLang tarafından önerilmiş olan Boşluk doldurmalı Latin Hiperküp (Space filling LHS) yöntemi kullanılmıştır ve 50 noktada çözüm yapılmıştır. Sonrasında yine program tarafından belirlenen metamodeller kullanılarak yanıt yüzeyler ve CoP matrisi oluşturulmuştur.

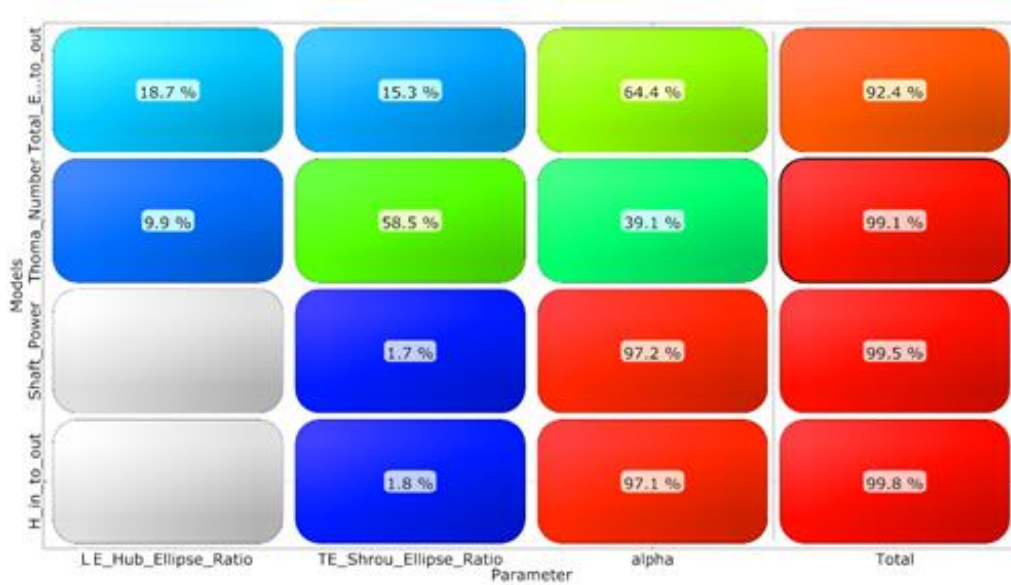
Şekil 6.13’te duyarlılık analizi sonucunda oluşturulan yanıt yüzeyler yer almaktadır.



Şekil 6.13: Versiyon 1 – Duyarlılık analizi sonucu oluşan yanıt yüzeyler (a) verim, (b) net düşü, (c) güç, (d) thoma sayısı.

Burada verim fonksiyonuna en çok etki eden tasarım değişkenlerinin, taç eğrisinin kuyruk kenarının eliptik oranı ve akışın çarka giriş açısı olduğu görülmektedir. Thoma sayısı, güç ve düşü fonksiyonlarını en fazla etkileyen tasarım değişkenleri ise bilezik eğrisinin kuyruk kenarının eliptik oranı ve akışın çarka giriş açısıdır.

Duyarlılık analizi sonucunda oluşturulan CoP matrisi Şekil 6.14'te incelenebilir. Çıktı fonksiyonlarının CoP değerlerinin oldukça yüksek olduğu görülmektedir. Bu da uygulanan metamodellerin tahmin kalitesinin yeterince iyi olduğunu belirtmektedir. CoP matrisinde 3 adet tasarım parametresi ve 4 adet cevap fonksiyonu (2 amaç fonksiyonu ve 2 kısıt fonksiyonu) bulunmaktadır. Matris elemanlarının renkleri, girdi ve çıktı parametreleri arasındaki korelasyonun derecesini belirtmektedir. Gri renkli matris elemanları, önemsiz girdi parametrelerini belirtmektedir. Taç ve bilezik eğrilerinin hücum kenarı eliptik oranlarının düşü ve güç fonksiyonlarına etkisinin % 0.05'in altında olmasından dolayı matriste bu hücreler gri renkle gösterilmiştir. Ayrıca kuyruk kenarının kaviteye olan etkisinin oldukça yüksek olduğu matriste açıkça görülmektedir. Çark giriş açısı ise başta düşü ve buna bağlı olarak güç olmak üzere tüm çıktı fonksiyonlarını en çok etkileyen parametredir.



Şekil 6.14: Versiyon 1 – CoP matrisi.

Duyarlılık analizi sonrasında optimizasyon aşamasına geçilmiştir. MOP tabanlı optimizasyon uygulandığı için optimizasyon sürecinde çözücü, sadece en iyi noktanın

validasyonunu gerçekleştirmek için bir kere çağırılarak kısa sürede sonuç alınmıştır. Optimizasyon sürecinde evrimsel algoritma kullanılmıştır.

Çizelge 6.5'te, MOP yaklaşımıyla ve çözücünün çağırılmasıyla gerçekleştirilen analizler sonucunda hesaplanan çıktı fonksiyonları yer almaktadır. CoP değeri yüksek olduğu için MOP yaklaşımı sonucunda ortaya çıkan değerler çözücünün hesapladığı değerlere oldukça yakın çıkmıştır.

Çizelge 6.5: Versiyon 1 – Çıktı fonksiyonlarının optimizasyon sonucundaki değerleri.

	Analiz sonucunda hesaplanan değerler	MOP yaklaşımı ile hesaplanan değerler
Verim (%)	96.9407	96.9423
Thoma Sayısı	-0.0780665	-0.0783132
Güç (MW)	8.38695	8.39454
Düşü (m)	144.635	144.539

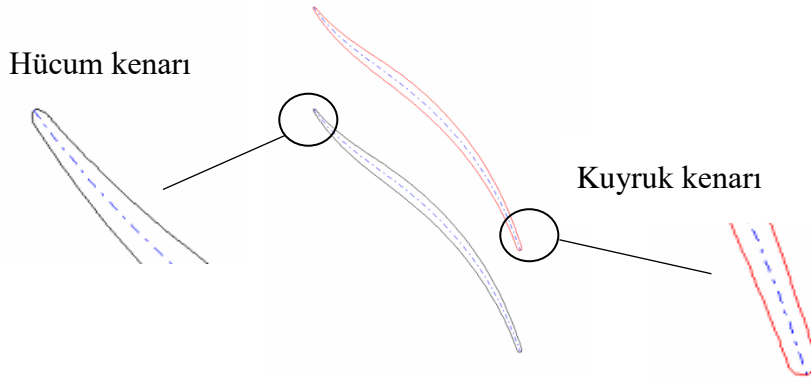
Çizelge 6.6'da optimizasyon sonucunda en iyilenmiş tasarımı oluşturan girdi parametrelerine yer verilmiştir.

Çizelge 6.6: Versiyon 1 – Girdi parametrelerinin en iyi tasarımı sağlayan değerleri.

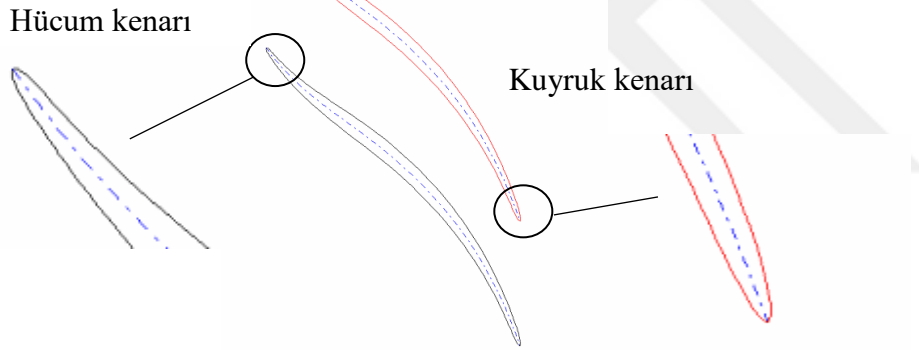
	Tasarım değişkenlerinin optimize edilmiş değerleri
ÇarkGiriş Açısı (°)	17
Kuyruk Kenarı Eliptik Oranı	8
Hücum Kenarı Eliptik Oranı	5

Şekil 6.15 ve 6.16'da sırasıyla baz ve optimize tasarımın çark kanadının hücum kenarı ve kuyruk kenarının eliptik oranları gösterilmiştir. Baz tasarımın hücum kenarı eliptik oranı 2, kuyruk kenarının ise 1'dir.

Versiyon 1'de yapılan değişiklik sonucunda ise hücum kenarının eliptik oranının 5 iken kuyruk kenarının 8 olması uygun görülmüştür. Eliptik oranının artmasıyla kanadın uç noktası daha sivri bir yapıya dönüşmektedir.



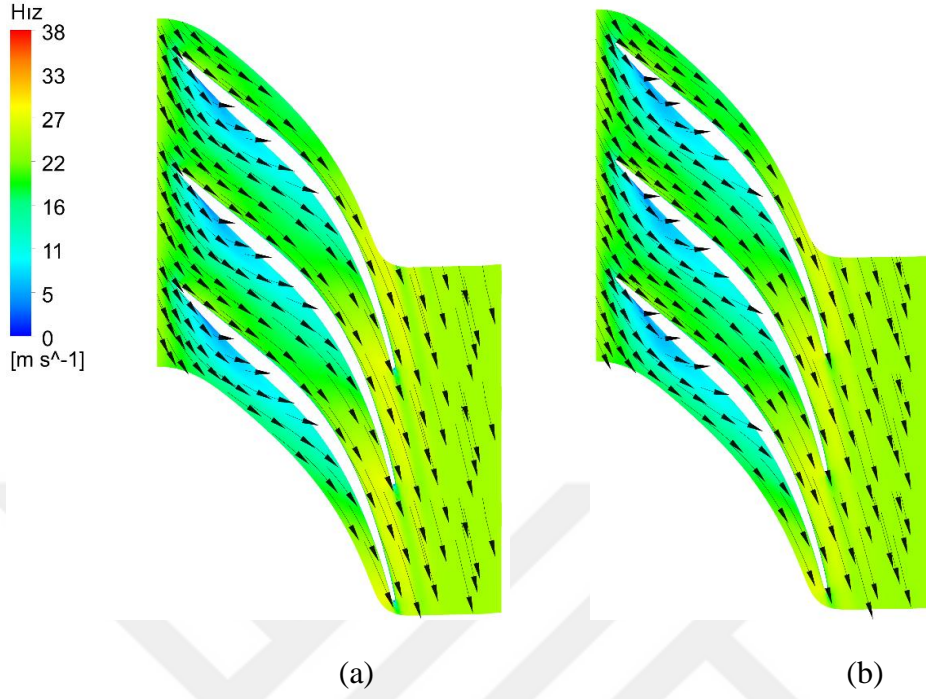
Şekil 6.15: Baz tasarımda çark kanatlarının hücum ve kuyruk kenarı eliptik oranlarının gösterimi.



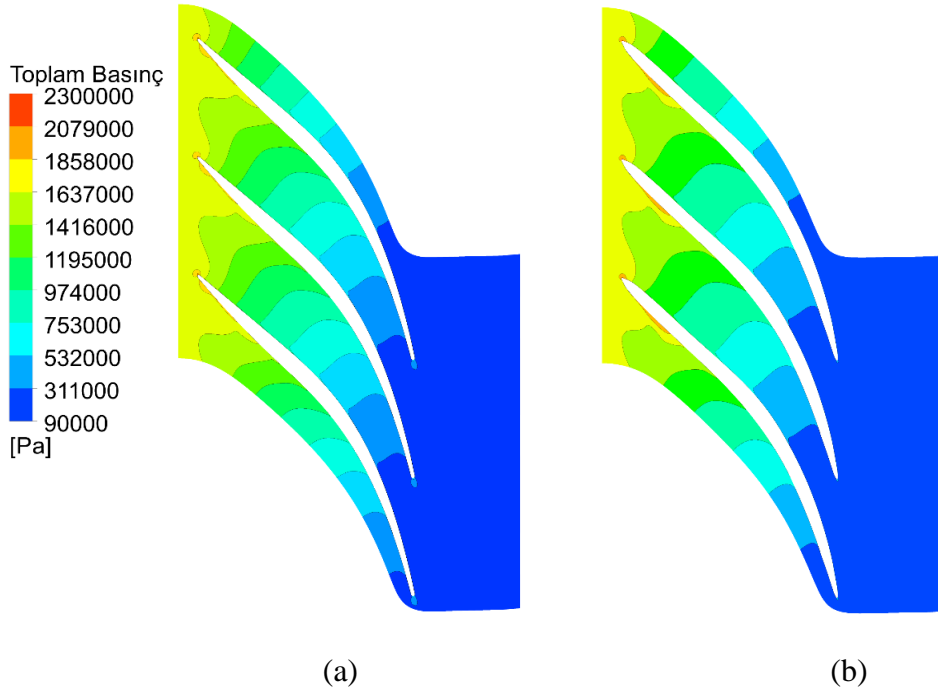
Şekil 6.16: Versiyon 1 sonucundaki tasarımda çark kanatlarının hücum ve kuyruk kenarı eliptik oranlarının gösterimi.

Şekil 6.17’de baz tasarımın ve versiyon 1’de oluşan modelin HAD analizleri sonucunda kanadın orta kesitinde oluşan hız dağılımları görülmektedir. Çark çıkışındaki eliptik oranın değişimine bağlı olarak suyun kanattan ayrıldığı noktanın kanat ucuna denk geldiği görülmektedir. Suyun kanada çarpma noktası sonucu oluşan durma noktası ise tam olarak kanadın uç noktasında oluşmamış ve biraz emme tarafına kaymıştır. Bu durum kanadın giriş açılarını değiştirerek düzeltilmeye çalışılacaktır. Şekil 6.18’de baz tasarımın ve versiyon 1 sonucunda oluşan çark modelinin basınç dağılımları gösterilmektedir. Çark çıkışındaki basınç dağılımları

yeni tasarımda düzelirken giriş kısmındaki basınç dalgalanmaları tam olarak giderilememiştir.

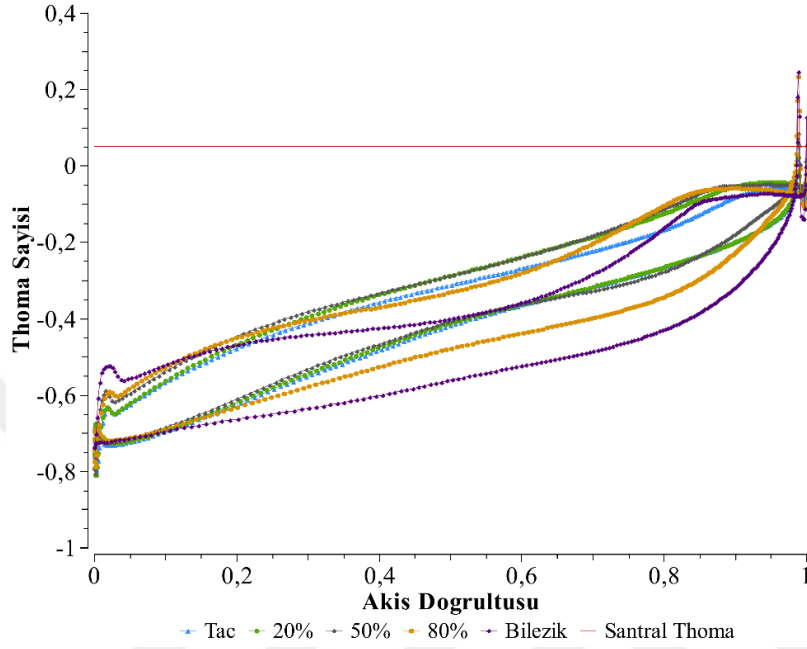


Şekil 6.17: Kanadın orta kesitindeki (% 50 kesit) hız dağılımı (a) baz tasarım, (b) versiyon-1 tasarım.

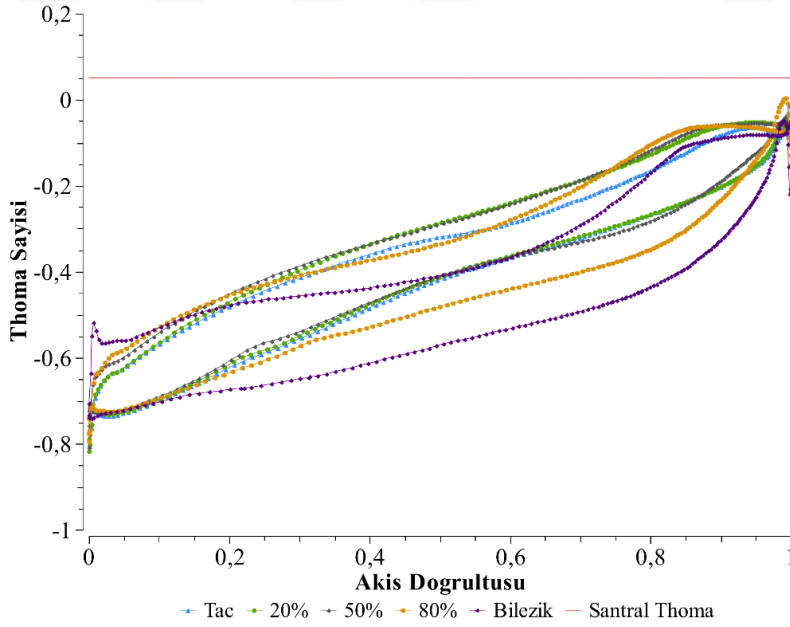


Şekil 6.18: Kanadın orta kesitindeki (% 50 kesit) basınç dağılımı (a) baz tasarım, (b) versiyon-1 tasarım.

Duyarlılık analizi sonucunda oluşan CoP matrisinde kavitasyon fonksiyonunu en çok etkileyen parametrenin kuyruk kenarının eliptik oranı olduğu belirlenmişti. Şekil 6.19 incelenirse; baz tasarımda kuyruk kenarında oluşan kavitasyonun kanadın eliptik oranının artmasıyla tamamen engellendiği optimize tasarımda görülmektedir.



(a)



(b)

Şekil 6.19: Çark kanadının farklı kesitlerindeki thoma sayısı dağılımları (a) baz tasarım, (b) versiyon-1 tasarım.

Baz tasarımın ve versiyon-1 sonucunda oluşan geometrinin performans sonuçları Çizelge 6.7’de verilmiştir.

Çizelge 6.7: Baz ve versiyon-1 tasarımının performans sonuçları.

	Baz tasarımın sonuçları	Versiyon-1 tasarımının sonuçları
Güç (MW)	8.353	8.387
Verim (%)	96.82	96.94
Net düşü (m)	143.915	144.539
Thoma Sayısı	0.2331	-0.0783

Yapılan optimizasyon analizi sonucunda düşü, güç ve verim fonksiyonlarını en çok etkileyen tasarım parametresinin çark giriş açısı olduğu görülmüştür ve bu parametrenin optimize değeri mevcut durumdaki değerle aynı olup 17° ’dir. Bu nedenle optimize edilmiş geometrinin performans değerlerinde bu açuya bağlı olarak bir değişim olmamıştır. Ancak kuyruk kenarı eliptiklik oranı özellikle kavitasyon durumunu çok fazla etkilediği için thoma sayısında ciddi bir düşüş söz konusudur, bu da kavitasyon karakteristiğini iyileştirmiştir. Eliptik oranlar verime de bir miktar etki ederken kuyruk kenarı eliptik oranlarının düşü ve güce olan etkisi oldukça azdır.

6.4. Versiyon 2’de Gerçekleştirilen Optimizasyon Analizleri

Versiyon 2, versiyon 1 sonucunda oluşturulan en iyilenmiş geometri üzerinden gerçekleştirilmiştir. Akışın çarktan çıkış açısı olarak ta yine versiyon 1’de belirlenen 17° kullanılmıştır. Versiyon 2’de, çark kanadının taç, bilezik ve üç tane kontrol eğrisi olmak üzere beş farklı kesitindeki hücum kenarının beta açıları parametrize edilerek tasarım değişkeni olarak belirlenmiştir. Tasarım değişkenlerinin isimleri, meridyonel profil üzerinde karşılık geldiği noktaların isimleri, başlangıç değerleri ve bu değerlerin alabileceği alt – üst limitler Çizelge 6.8’de verilmiştir.

Çizelge 6.9’da ise belirlenen amaç ve kısıt fonksiyonları gösterilmiştir. Güç ve verim çıktıları amaç fonksiyonları olarak maksimize edilecek şekilde tanımlanmıştır. Düşü parametresi çarkın girişindeki düşü değeri olan 157.5 m ile sınırlandırılmış olup

kavitasyonsuz bir tasarım yakalamak için thoma sayısının santral thoma değeri olan 0.05234 değerinden küçük olması istenmiştir.

Çizelge 6.8: Versiyon 2 – Girdi parametreleri.

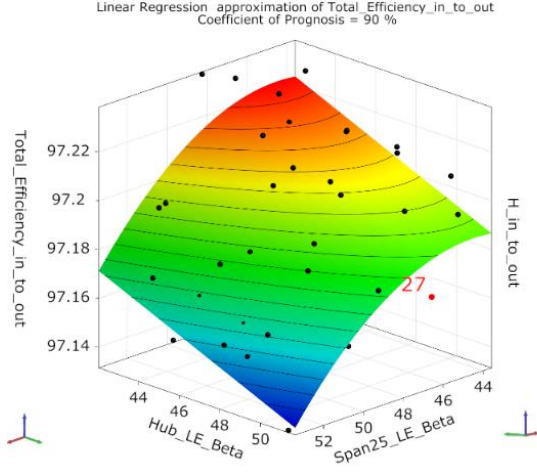
Parametreler	Karşılıkları	Alt Limit (°)	Üst Limit (°)	Başlangıç Değerleri (°)
Hub_LE_Beta	P1	41.8	51.8	46.8537
Span 25_ LE_Beta	P2	43.5	53.5	48.5221
Span 50_ LE_Beta	P3	40.6	50.6	45.6107
Span 75_ LE_Beta	P4	54.4	64.4	59.4499
Shroud_LE_Beta	P5	35.6	45.6	40.6107

Çizelge 6.9: Versiyon 2 – Çıktı parametreleri.

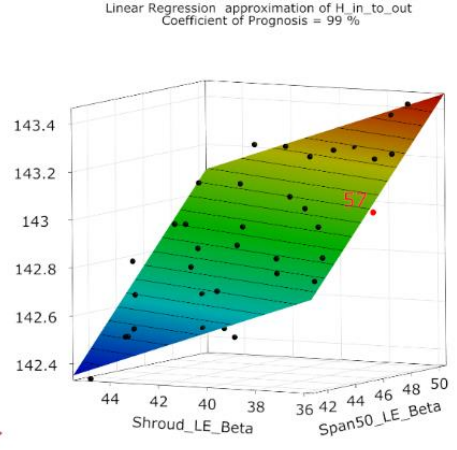
Amaç Fonksiyonu	Güç	Maksimum
Amaç Fonksiyonu	Verim	Maksimum
Kısıt Fonksiyonu	Net düşü	≤ 157.5 m
Kısıt Fonksiyonu	Thoma Sayısı	≤ 0.0523438

Deney tasarım metodu olarak versiyon 1’de olduğu gibi, tasarım değişkeni sayısına ve çözüm süresine bağlı olarak optiSLang tarafından önerilmiş olan Boşluk doldurmalı Latin Hiperküp (Space filling LHS) yöntemi kullanılmıştır ve 70 noktada çözüm yapılmıştır. Sonrasında yine program tarafından belirlenen metamodeller kullanılarak yanıt yüzeyler ve CoP matrisi oluşturulmuştur.

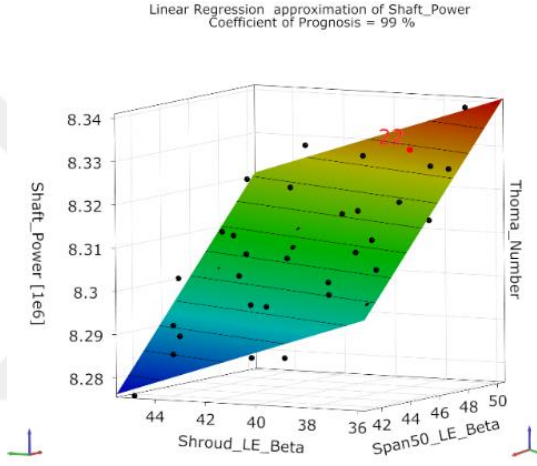
Şekil 6.20’de duyarlılık analizi sonucunda oluşturulan yanıt yüzeyler yer almaktadır. Çıktı parametrelerinden her birine en çok etki eden iki adet girdi parametresi belirlenmiştir. Verim fonksiyonuna en çok etki eden tasarım değişkenlerinin, taç ve %25 kesitindeki hücum kenarının beta açıları olduğu görülmektedir. Net düşüyü ve güç fonksiyonunu en çok etkileyen tasarım değişkenleri ise bilezik ve orta kesitteki hücum kenarının beta açılarıdır. Şekil 6.22-d’de ise %75 ve %50 kesitlerindeki hücum kenarının beta açılarının thoma sayısını önemli derecede etkilediği görülmektedir.



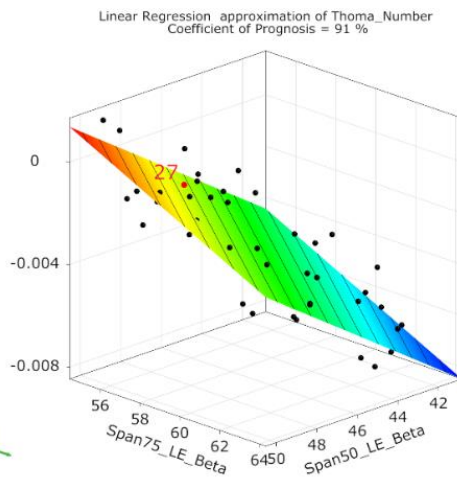
(a)



(b)



(c)

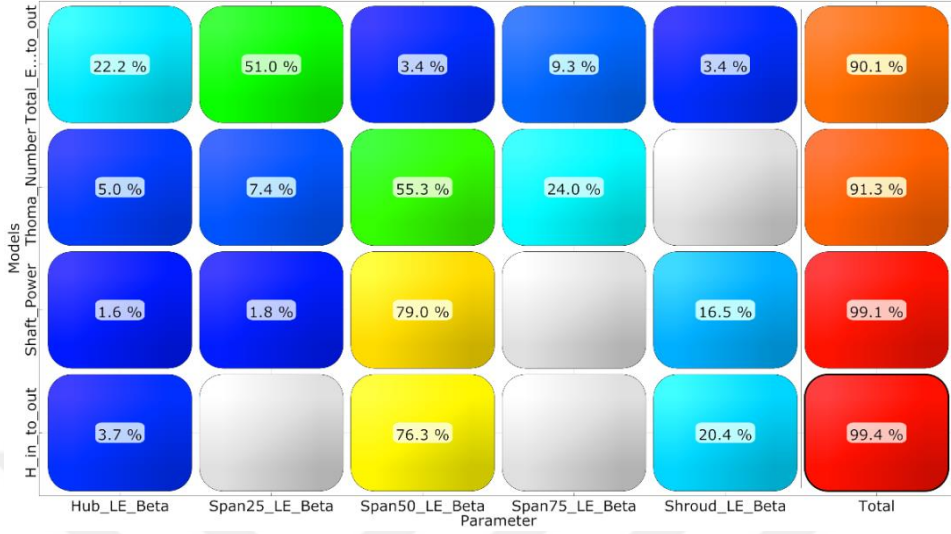


(d)

Şekil 6.20: Versiyon 2 – duyarlılık analizi sonucu oluşan yanıt yüzeyler; (a) verim, (b) net düşü, (c) güç, (d) thoma sayısı.

Duyarlılık analizi sonucunda oluşturulan CoP matrisi Şekil 6.21’de incelenebilir. Çıktı fonksiyonlarının CoP değerlerinin % 90’ın üzerinde olduğu görülmektedir ve uygulanan metamodellerin tahmin kalitesinin yeterince iyi olduğu belirtilmektedir. CoP matrisinde 5 adet tasarım parametresi ve 4 adet cevap fonksiyonu (2 amaç fonksiyonu ve 2 kısıt fonksiyonu) bulunmaktadır. Matris elemanlarının renkleri, girdi ve çıktı parametreleri arasındaki korelasyonun derecesini belirtmektedir. Gri renkli matris elemanları, önemsiz girdi parametrelerini belirtmektedir. Verim fonksiyonunu en çok etkileyen tasarım değişkeni kanadın % 25 kesitindeki giriş beta açısı iken diğer

çıktı fonksiyonlarını en çok etkileyen tasarım parametresi kanadın % 50 kesitindeki giriş beta açısıdır.



Şekil 6.21: Versiyon 2 için oluşturulan CoP matrisi.

Duyarlılık analizi sonrasında MOP-tabanlı optimizasyon aşamasına geçilmiştir. Başlangıçtaki tasarım değişkenlerinin hepsi CoP matrisinde yer aldığı için optimizasyon aşamasında herhangi bir filtreleme gerçekleşmemiştir. MOP tabanlı optimizasyon uygulandığı için optimizasyon sürecinde çözücü, sadece en iyi noktanın validasyonunu gerçekleştirmek için bir kere çağırılarak kısa sürede sonuç alınmıştır. Optimizasyon sürecinde evrimsel algoritma kullanılmıştır.

Çizelge 6.10'da, MOP yaklaşımıyla gerçekleştirilen analizler sonucunda hesaplanan çıktı fonksiyonları yer almaktadır.

Çizelge 6.10: Versiyon-2 Çıktı fonksiyonlarının optimizasyon sonucundaki değerleri.

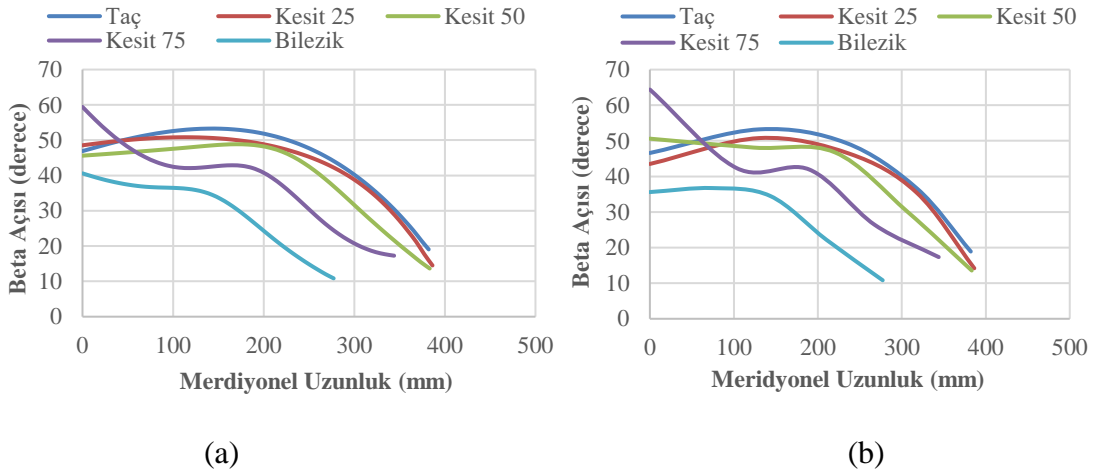
	Analiz sonucunda hesaplanan değerler	MOP yaklaşımı ile hesaplanan değerler
Verim (%)	97.2183	97.2412
Thoma sayısı	-0.003726	-0.003801
Güç (MW)	8.34495	8.34102
Düşü (m)	143.47	143.11

Çizelge 6.11’de optimizasyon sonucunda en iyilenmiş tasarımı oluşturan girdi parametrelerine yer verilmiştir.

Çizelge 6.11: Versiyon 2-Girdi parametrelerinin en iyi tasarımı sağlayan değerleri.

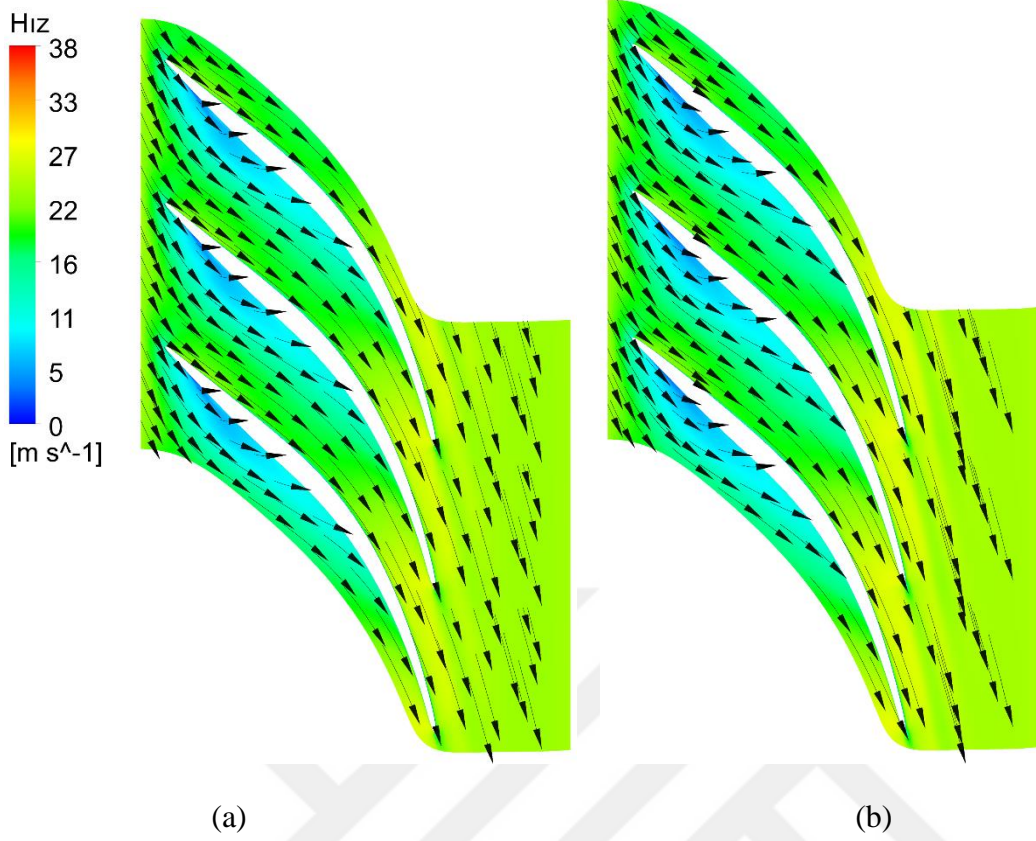
Tasarım değişkenlerinin optimize edilmiş değerleri	
Bilezik-LE beta açısı (°)	35.6
Kesit 75-LE beta açısı (°)	64.4
Kesit 50-LE beta açısı (°)	50.6
Kesit 25-LE beta açısı (°)	43.5
Taç LE-beta açısı (°)	46.5824

Optimizasyon sonucunda elde edilen giriş beta açıları kanadın meridyonel uzunluğuna karşı çizilerek Şekil 6.22’de gösterilmiştir. Ayrıca baz tasarımın beta açıları da aynı şekilde çizdirilerek karşılaştırma amacıyla gösterilmiştir. Taç, % 25 kesit ve bilezik eğrilerinin giriş beta açıları azalırken % 50 ve % 75 kesitlerindeki giriş betaları artmıştır.



Şekil 6.22: Metal (beta) açıları karşılaştırması (a) versiyon-1 tasarım, (b) versiyon-2 tasarım.

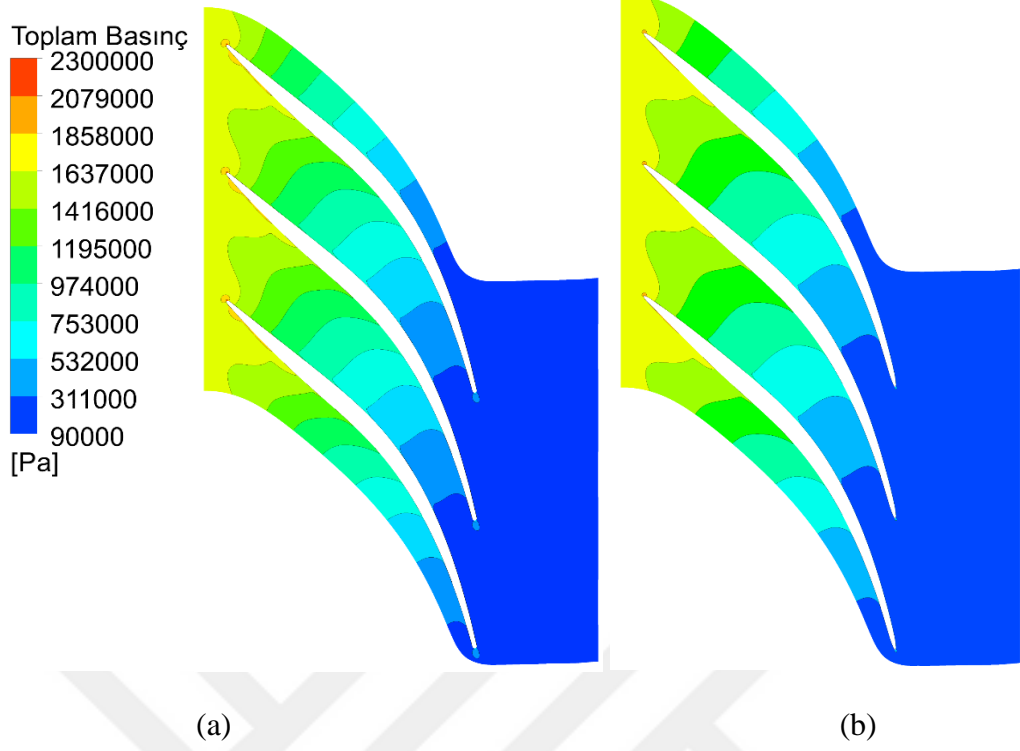
Şekil 6.23’te kanadın orta kesitindeki hız dağılımları yer almaktadır. Kanat girişindeki hız vektörlerinin versiyon 1’e göre düzeldiği görülmektedir.



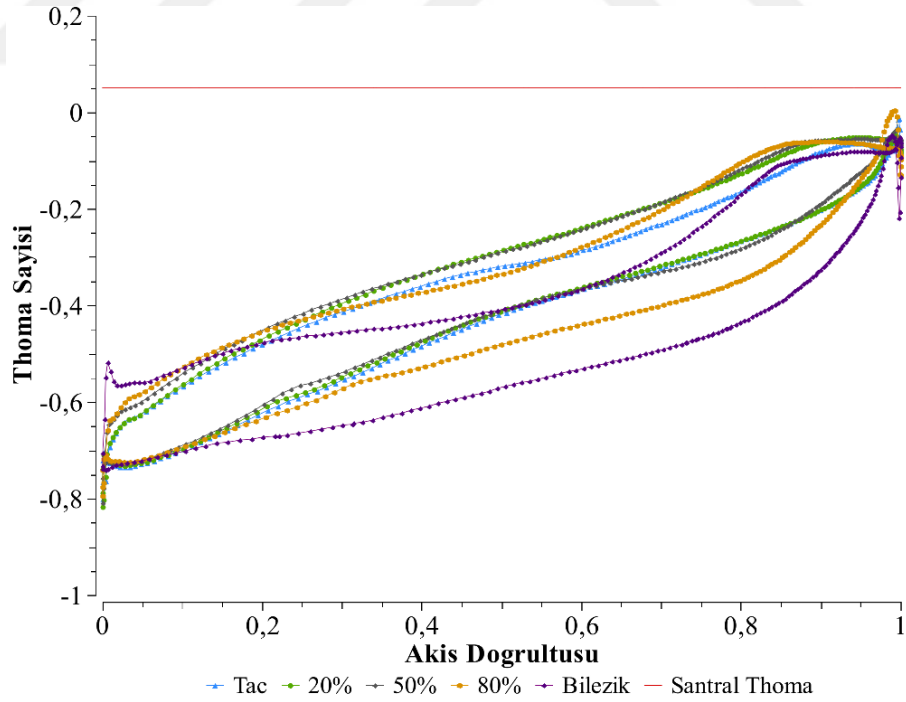
Şekil 6.23: Kanadın orta kesitindeki (% 50 kesit) hız dağılımı; (a) versiyon-1 tasarım, (b) versiyon-2 tasarım.

Şekil 6.24'te kanadın orta kesitindeki basınç dağılımları gösterilmiştir. Optimize edilmiş tasarımda giriş bölgesindeki basınç dağılımı versiyon 1'e göre düzelmiştir. Ancak durma noktasının yayılması tamamen engellenememiştir. Tasarım değişkenlerinin alt ve üst limitleri genişleterek optimizasyon tekrarlanırsa tamamen düzgün bir basınç dağılımı elde edilebilir.

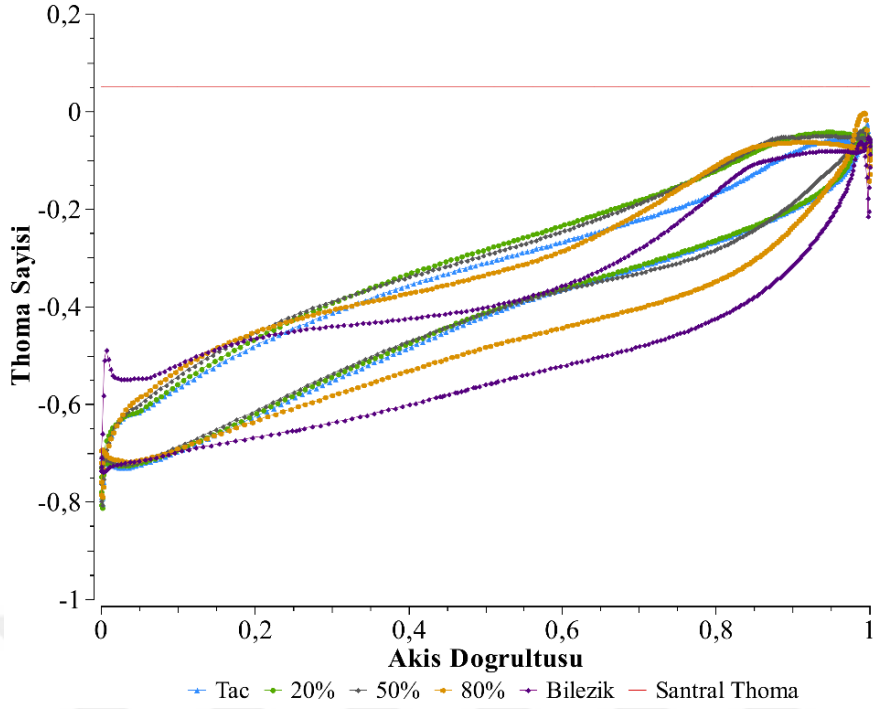
Şekil 6.25'te çarkın kavitasyon durumunu incelemek için kanadın farklı kesitlerindeki thoma sayısı dağılımlarına yer verilmiştir. Çarkın hücum kenarındaki thoma dağılımları bilezik eğrisi dışında iyileşme göstermiştir. Değişen tek parametre giriş beta açıları olduğu için çarkın diğer noktalarındaki kavitasyon durumunda versiyon 1'e göre herhangi bir değişiklik olmamıştır.



Şekil 6.24: Kanadın orta kesitindeki (% 50 kesit) hız dağılımı (a) versiyon-1 tasarım, (b) versiyon-2 tasarım.



(a)



Şekil 6.25: Çark kanadının farklı kesitlerindeki thoma sayısı dağılımları (a) versiyon-1 tasarım, (b) versiyon-2 tasarım.

Versiyon 1’de oluşturulan geometri ile versiyon 2 sonucunda optimize edilmiş geometrinin analiz sonuçları Çizelge 6.12’de verilmiştir. Giriş beta açılarının düşü ve güçte çok büyük bir etkisi olmazken verimi % 0.28 oranında arttırdığı görülmektedir.

Çizelge 6.12: Versiyon-1 ve versiyon-2 tasarımının performans sonuçları.

	Versiyon-1 tasarımının sonuçları	Versiyon-2 tasarımının sonuçları
Güç (MW)	8.387	8.345
Verim (%)	96.94	97.218
Net düşü (m)	144.539	143.47
Thoma Sayısı	-0.0783	-0.00372

6.5. Versiyon 3’te Gerçekleştirilen Optimizasyon Analizleri

Versiyon 3, versiyon 1 sonucunda oluşturulan en iyilenmiş geometri üzerinden gerçekleştirilmiştir. Akışın çarktan çıkış açısı olarak ta yine versiyon 1’de belirlenen 17° kullanılmıştır. Versiyon 3’te, çark kanadının taç, bilezik ve üç tane kontrol eğrisi

olmak üzere beş farklı kesitindeki kuyruk kenarının beta açıları parametrize edilerek tasarım değişkeni olarak belirlenmiştir. Tasarım değişkenlerinin isimleri, meridyonel profil üzerinde karşılık geldiği noktaların isimleri, başlangıç değerleri ve bu değerlerin alabileceği alt – üst limitler Çizelge 6.13’te verilmiştir.

Çizelge 6.13: Versiyon 3 – Girdi parametreleri.

Parametreler	Karşılıkları	Alt Limit (°)	Üst Limit (°)	Başlangıç Değerleri (°)
Hub_TE_Beta	P1	12	21	18.8949
Span 25_ TE_Beta	P2	10	17	14.1843
Span 50_ TE_Beta	P3	10	17	13.554
Span 75_ TE_Beta	P4	12	21	17.333
Shroud_TE_Beta	P5	9	13	10.815

Çizelge 6.14’te ise belirlenen amaç ve kısıt fonksiyonları gösterilmiştir. Versiyon 1 ve 2’de olduğu gibi güç ve verim çıktıları amaç fonksiyonları olarak maksimize edilecek şekilde tanımlanmıştır. Düşü parametresi çarkın girişindeki düşü değeri olan 157.5 m ile sınırlanmış olup kavitasyonsuz bir tasarım yakalamak için thoma sayısının santral thoma değeri olan 0.05234 değerinden küçük olması istenmiştir.

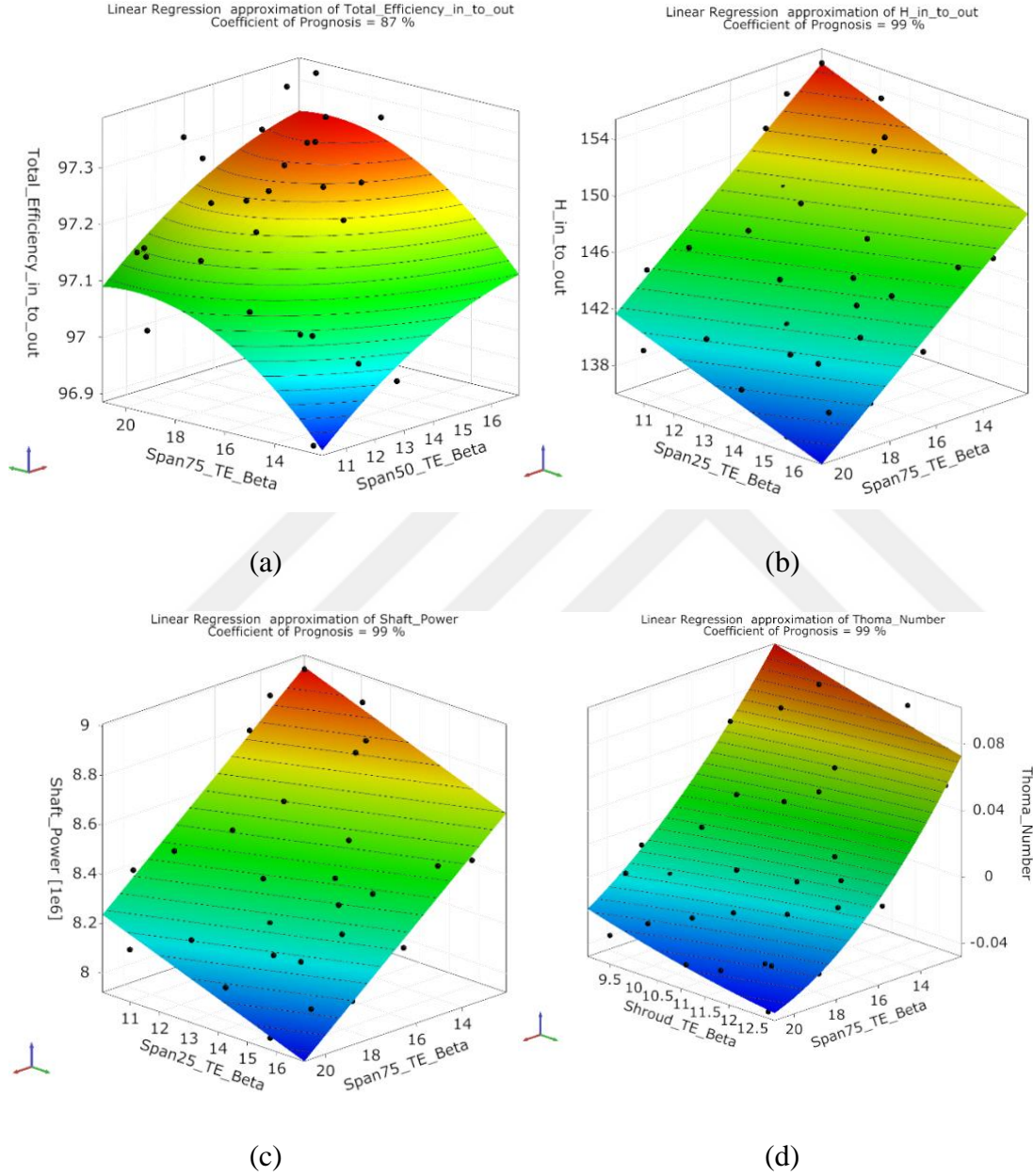
Çizelge 6.14: Versiyon 3 – Çıktı parametreleri.

Amaç Fonksiyonu	Güç	Maksimum
Amaç Fonksiyonu	Verim	Maksimum
Kısıt Fonksiyonu	Net düşü	≤ 157.5 m
Kısıt Fonksiyonu	Thoma Sayısı	≤ 0.0523438

Deney tasarım metodu olarak versiyon 1 ve 2’de olduğu gibi, tasarım değişkeni sayısına ve çözüm süresine bağlı olarak optiSLang tarafından önerilmiş olan Boşluk doldurmalı Latin Hiperküüp (Space filling LHS) yöntemi kullanılmıştır ve 70 noktada çözüm yapılmıştır. Sonrasında yine program tarafından belirlenen metamodeller kullanılarak yanıt yüzeyler ve CoP matrisi oluşturulmuştur.

Şekil 6.26’da duyarlılık analizi sonucunda oluşturulan yanıt yüzeyler yer almaktadır. Verim fonksiyonuna en çok etki eden tasarım değişkenlerinin, % 75 ve % 50

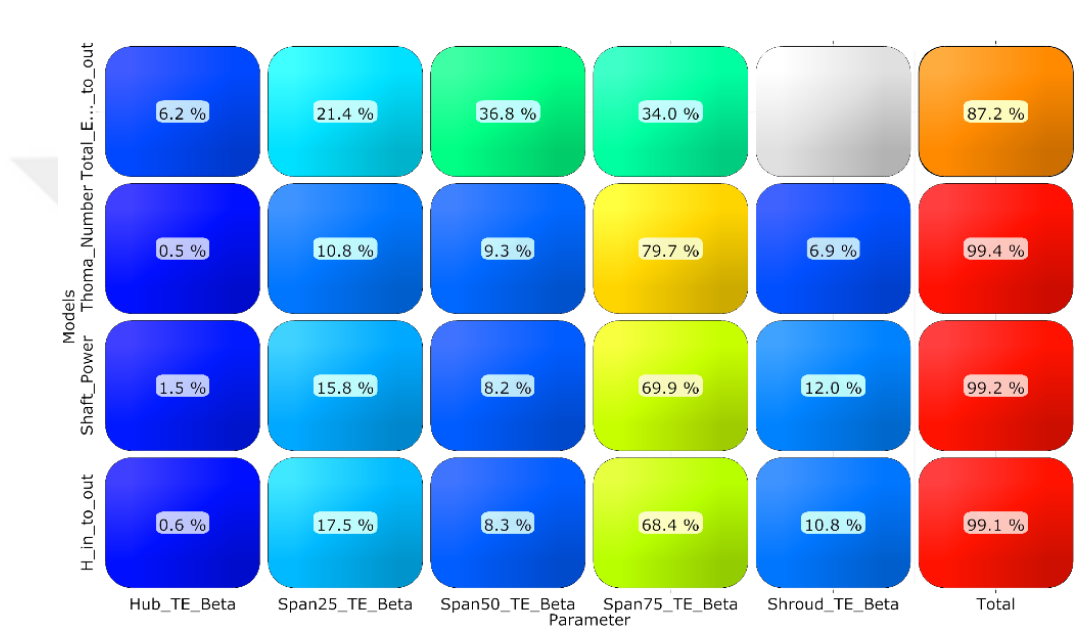
kesitindeki kuyruk kenarının beta açıları olduğu görülmektedir. Net düşüyü ve güç fonksiyonunu en çok etkileyen tasarım değişkenleri ise % 25 ve % 75 kesitindeki hücum kenarının beta açılarıdır. Taç ve % 75 kesitindeki hücum kenarının beta açılarının thoma sayısını önemli derecede etkilediği görülmektedir.



Şekil 6.26: Versiyon 3 – duyarlılık analizi sonucu oluşan yanıt yüzeyler (a) verim, (b) net düşü, (c) güç, (d) thoma sayısı.

Duyarlılık analizi sonucunda oluşturulan CoP matrisi Şekil 6.27’de incelenebilir. Çıktı fonksiyonlarının CoP değerlerinin % 87’nin üzerinde olduğu görülmektedir ve

uygulanan metamodellerin tahmin kalitesinin doğruluğu açısından yeterlidir. CoP matrisinde 5 adet tasarım parametresi ve 4 adet cevap fonksiyonu (2 amaç fonksiyonu ve 2 kısıt fonksiyonu) bulunmaktadır. Matris elemanlarının renkleri, girdi ve çıktı parametreleri arasındaki korelasyonun derecesini belirtmektedir. Gri renkli matris elemanları, önemsiz girdi parametrelerini belirtmektedir. Matrizen görüldüğü üzere düşü, güç ve thoma sayısı fonksiyonlarına en çok etki eden tasarım değişkeni kanadın % 75 kesitindeki çıkış beta açısı iken verimi en çok etkileyen parametre % 50 kesitindeki çıkış beta açısıdır.



Şekil 6.27: Versiyon – 3 için oluşturulan CoP matrisi.

Duyarlılık analizi sonrasında MOP-tabanlı optimizasyon aşamasına geçilmiştir. Başlangıçtaki tasarım değişkenlerinin hepsi CoP matrisinde yer aldığı için optimizasyon aşamasında herhangi bir filtreleme gerçekleşmemiştir. MOP tabanlı optimizasyon uygulandığı için optimizasyon sürecinde çözücü, sadece en iyi noktanın validasyonunu gerçekleştirmek için bir kere çağırılarak kısa sürede sonuç alınmıştır. Optimizasyon sürecinde evrimsel algoritma kullanılmıştır.

Çizelge 6.15'te, MOP yaklaşımıyla gerçekleştirilen analizler sonucunda hesaplanan çıktı fonksiyonları yer almaktadır.

Çizelge 6.15: Versiyon 3 – Çıktı fonksiyonlarının optimizasyon sonucundaki değerleri.

	Analiz sonucunda hesaplanan değerler	MOP yaklaşımı ile hesaplanan değerler
Verim (%)	97.2963	97.3412
Thoma sayısı	0.05198	0.05023
Güç (MW)	8.7271	8.7198
Düşü (m)	149.93	149.16

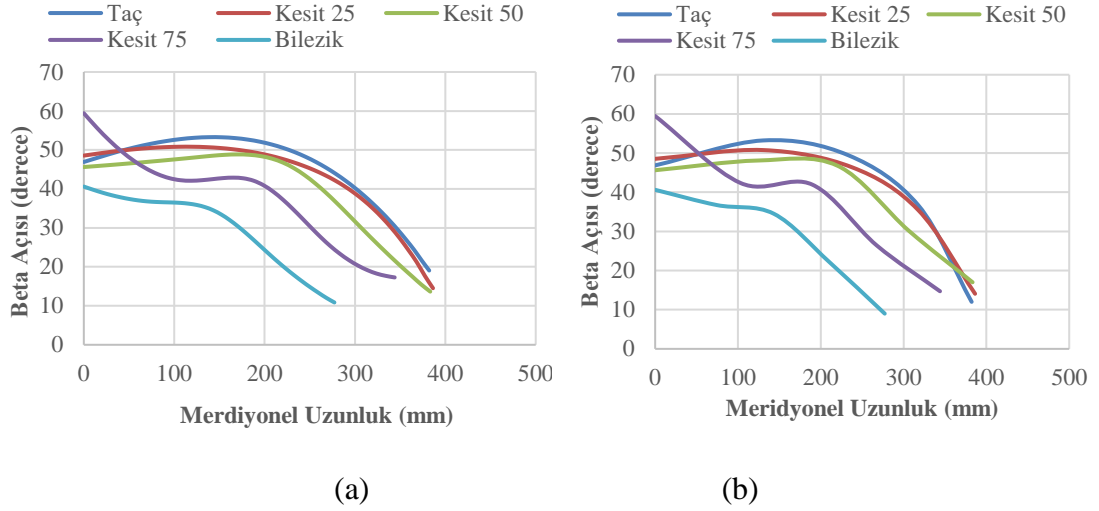
Çizelge 6.16’da optimizasyon sonucunda en iyilenmiş tasarımı oluşturan girdi parametrelerine yer verilmiştir.

Çizelge 6.16: Versiyon 3 – Girdi parametrelerinin en iyi tasarımı sağlayan değerleri.

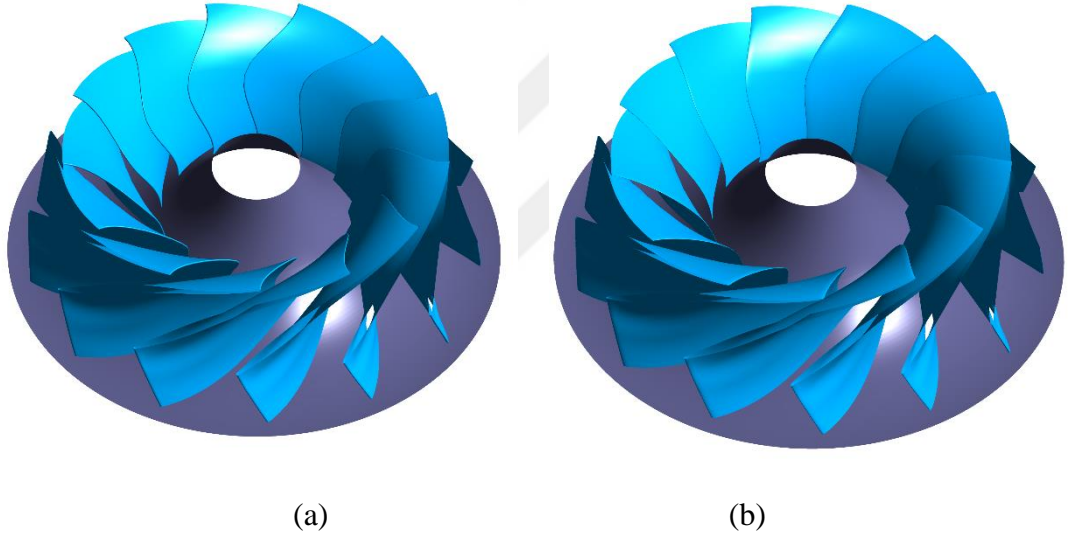
Tasarım değişkenlerinin optimize edilmiş değerleri	
Bilezik-TE beta açısı (°)	9
Kesit 75-TE beta açısı (°)	14.7058
Kesit 50-TE beta açısı (°)	17
Kesit 25-TE beta açısı (°)	14.0648
Taç TE-beta açısı (°)	12

Optimizasyon sonucunda elde edilen çıkış beta açıları kanadın meridyonel uzunluğuna karşı çizilerek Şekil 6.28’de gösterilmiştir. Ayrıca baz tasarımın beta açıları da aynı şekilde çizdirilerek karşılaştırma amacıyla gösterilmiştir. Kanadın % 25 ve % 50 kesitindeki çıkış beta açıları artarken % 75 kesiti ve taç ve bilezik eğrilerinin çıkış betaları azalmıştır.

Şekil 6.29’da, versiyon-1 ve kuyruk kenarı optimize edilmiş tasarımın üç boyutlu modellerine yer verilmiştir.



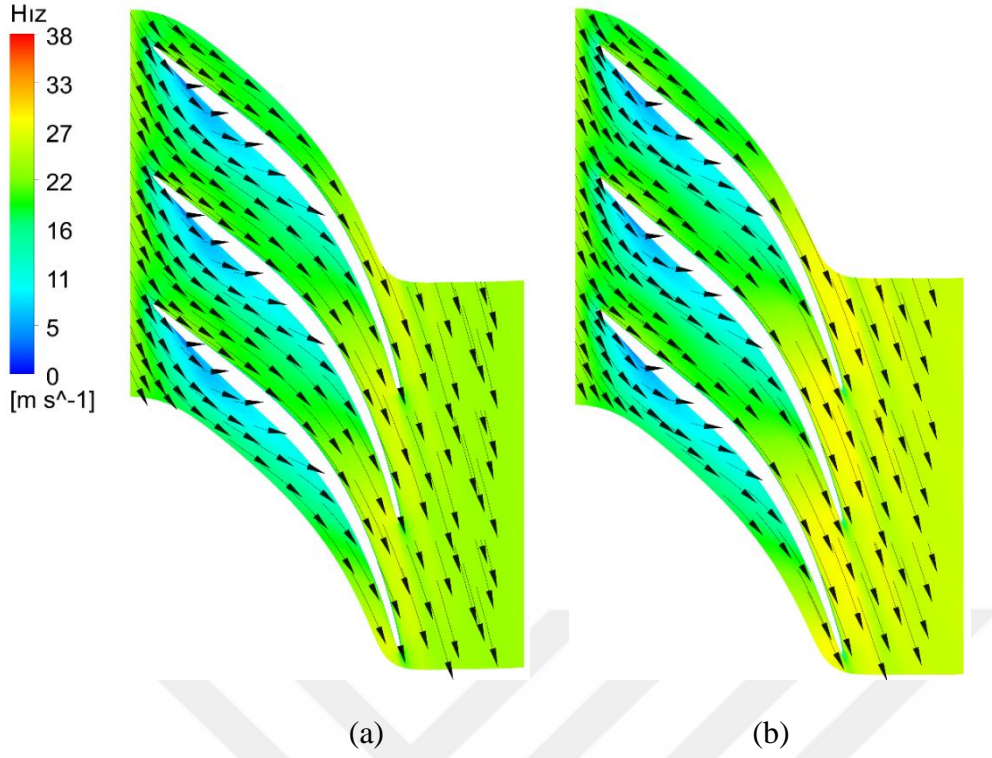
Şekil 6.28: Metal (beta) açıları karşılaştırması; (a) versiyon-1 tasarım, (b) versiyon-3 tasarım.



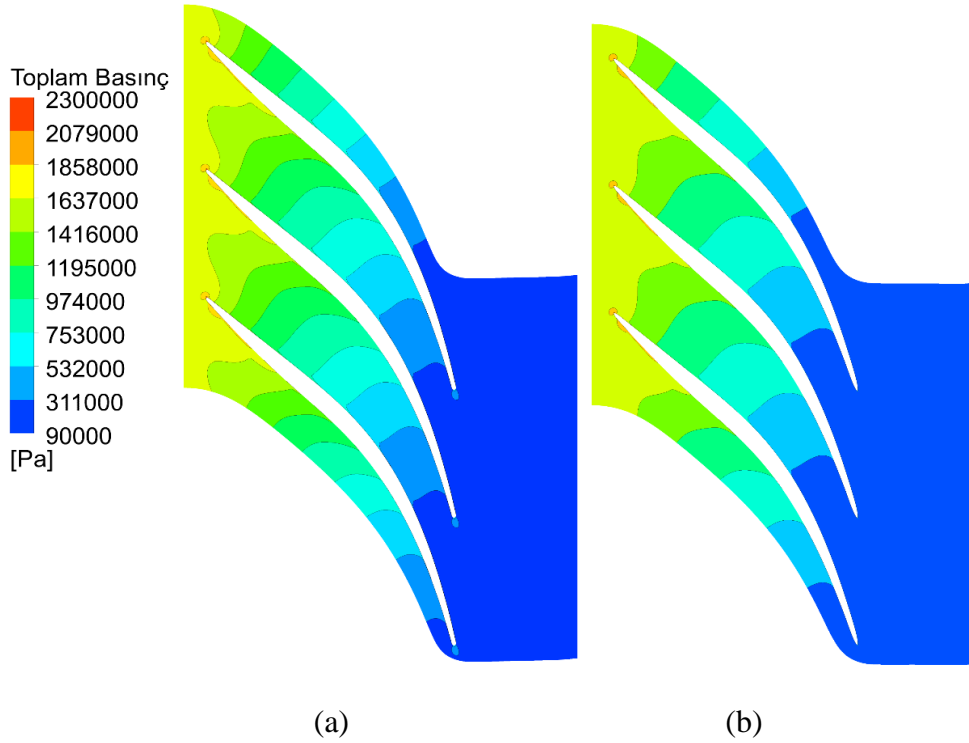
Şekil 6.29: Çarkın 3 boyutlu modeli; (a) versiyon-1 tasarım, (b) versiyon-3 tasarım.

Şekil 6.30'da kanadın orta kesitindeki hız dağılımları gösterilmiştir. Hız vektörlerinde ciddi bir değişiklik gözlenmemektedir.

Şekil 6.31'de kanadın orta kesitindeki basınç dağılımları gösterilmiştir. Basınç dağılımlarında değişiklik gözlenmemektedir.

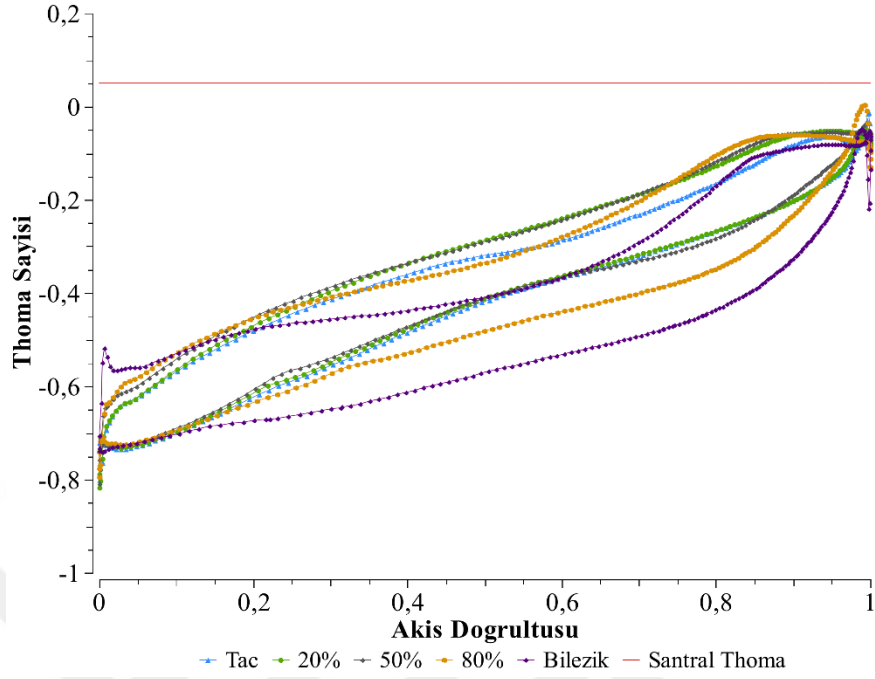


Şekil 6.30: Kanadın orta kesitindeki (% 50 kesit) hız dağılımı (a) versiyon-1 tasarım, (b) versiyon-3 tasarım.

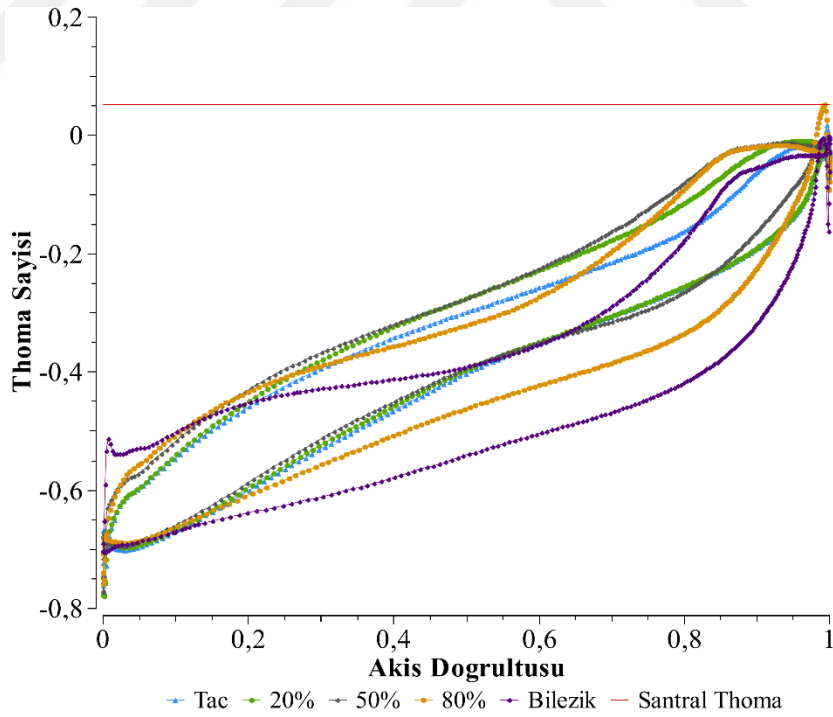


Şekil 6.31: Kanadın orta kesitindeki (% 50 kesit) hız dağılımı (a) versiyon-1 tasarım, (b) versiyon-3 tasarım.

Şekil 6.32’de çarkın kaviteasyon durumunu incelemek için kanadın farklı kesitlerindeki thoma sayısı dağılımları incelenmiştir.



(a)



(b)

Şekil 6.32: Çark kanadının farklı kesitlerindeki thoma sayısı dağılımları (a) versiyon-1 tasarım, (b) versiyon-3 tasarım.

Optimize edilen tasarımın kuyruk kenarının kavitasyona olan yatkınlığının arttığı ve bilezik eğrisinin uç kısmının kavitasyon sınırında olduğu görülmektedir. Duyarlılık analizi sonucunda kavitasyon ve güç değerlerini en çok etkileyen parametrenin kanadın % 75 kesitindeki çıkış beta açısı olduğu görülmüştür. Bu açının azalmasıyla güç değerinde önemli oranda artış sağlanmış ama beraberinde kavitasyona olan yatkınlık ta artmıştır.

Versiyon 1 sonucunda oluşan geometri ile optimize edilmiş tasarımın analiz sonuçları Çizelge 6.17’de verilmiştir.

Çizelge 6.17: Versiyon-1 ve versiyon-3 tasarımının performans sonuçları.

	Versiyon-1 tasarımının sonuçları	Versiyon-3 tasarımının sonuçları
Güç (MW)	8.387	8.727
Verim (%)	96.94	97.29
Net düşü (m)	144.539	149.93
Thoma Sayısı	-0.0783	0.0519

Kuyruk kenarı beta açılarının değişimi ile düşü değerindeki yükselişe bağlı olarak güçte önemli derecede bir artış söz konusudur. Debi değeri sabit olduğu için üretilen güç kullanılan düşüye bağlıdır. Ancak çark girişindeki düşü değeri 157.5 m iken kullanılan düşü 149.93 m’dir ve bu durum yaklaşık 7.5 m düşünün kullanılmadığını göstermektedir. Diğer beta açılarının da değiştirilmesiyle kalan bu düşü miktarı da kullanılarak üretilen güç miktarı arttırılabilir. Çizelgeden görüldüğü üzere güç artışı dolayısıyla thoma sayısında artış olmuş ve kavitasyona olan yatkınlık artmıştır.

6.6. Versiyon 4’te Gerçekleştirilen Optimizasyon Analizleri

Versiyon 4’te yapılan optimizasyon versiyon 1 sonucunda elde edilen çark geometrisi üzerinden gerçekleştirilmiştir. Bu versiyonda çarkın beş farklı kesitinde, hücum kenarından kuyruk kenarına kadar beş farklı nokta alınmış olup toplam 25 tane beta açısı parametrize edilmiştir. Taçtan bilezik kesitine kadar kalınlık dağılımı aynı olacak şekilde beş farklı noktayla tanımlanmıştır. Bu tanımlanan noktalarda parametrik olarak tanımlanarak beta açılarıyla beraber 30 tane girdi parametresi belirlenmiştir. Şekil 5.13’te tüm belirlenen beta açıları ve kalınlık değerleri meridyonel profil üzerinde

gösterilmiştir. Tasarım değişenlerinin alt ve üst limitleri başlangıç değerlerinin \pm %10'u olacak şekilde ayarlanmıştır.

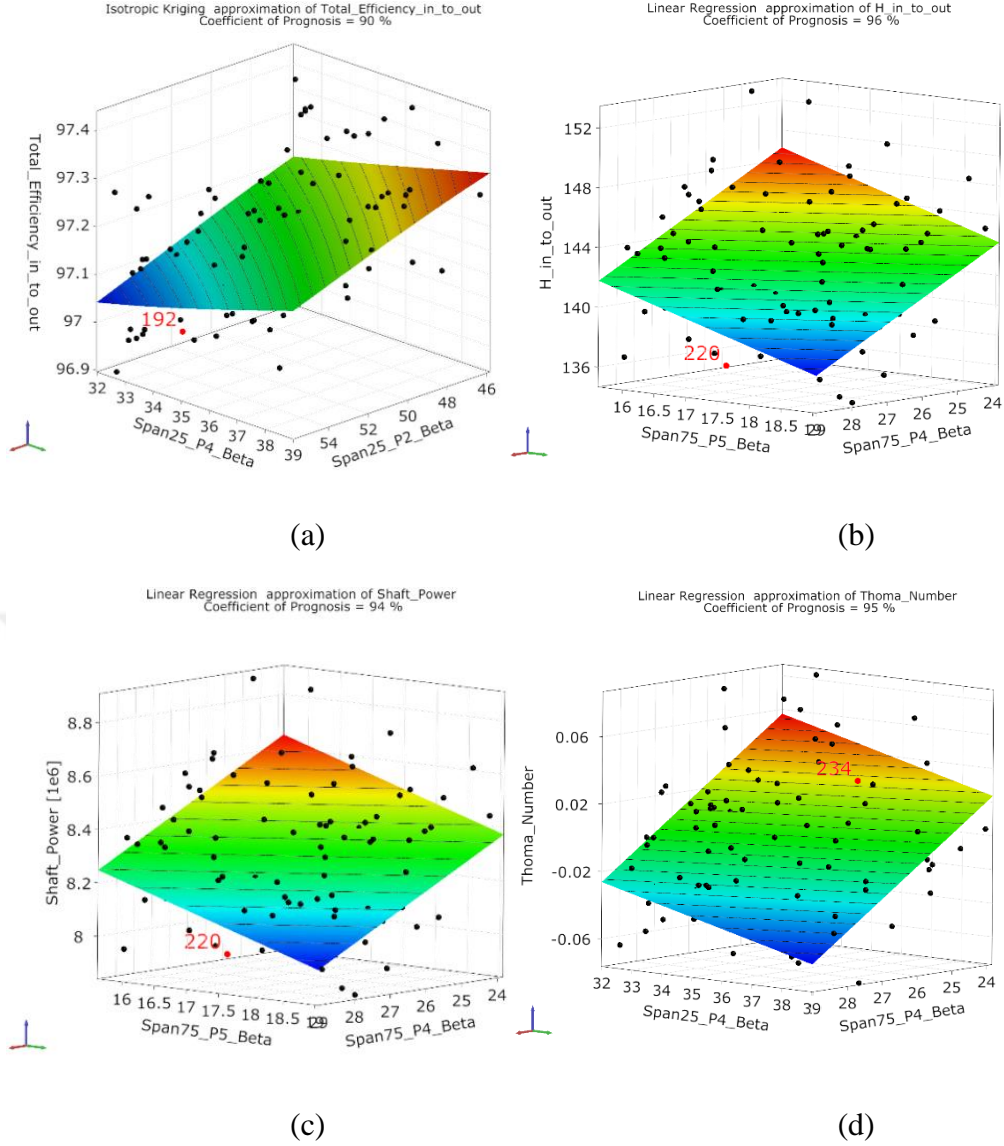
Çizelge 6.18'de, belirlenen amaç ve kısıt fonksiyonları gösterilmiştir. Tek amaçlı optimizasyon metodu uygulanmış olup verim değeri amaç fonksiyonu olacak şekilde seçilerek maksimize edilmiştir. Düşü parametresi çarkın girişindeki düşü değeri olan 157.5 m ile sınırlandırılmış olup kavitasyonsuz bir tasarım yakalamak için thoma sayısının santral thoma değeri olan 0.05234 değerinden küçük olması istenmiştir. Güç fonksiyonunun ise 8.8 MW değerinden büyük olması hedeflenmiştir.

Çizelge 6.18: Versiyon 4 – Çıktı parametreleri.

Amaç Fonksiyonu	Verim	Maksimum
Kısıt Fonksiyonu	Güç	≥ 8.8 MW
Kısıt Fonksiyonu	Net düşü	≤ 157.5 m
Kısıt Fonksiyonu	Thoma Sayısı	≤ 0.0523438

Deney tasarım metodu olarak tasarım değişkeni sayısına ve çözüm süresine bağlı olarak optiSLang tarafından önerilmiş olan Gelişmiş Latin Hiperküp Örnekleme (Advanced LHS) kullanılmıştır ve 200 noktada çözüm yapılmıştır. Sonrasında yine program tarafından belirlenen meta modeller kullanılarak yanıt yüzeyler ve CoP matrisi oluşturulmuştur.

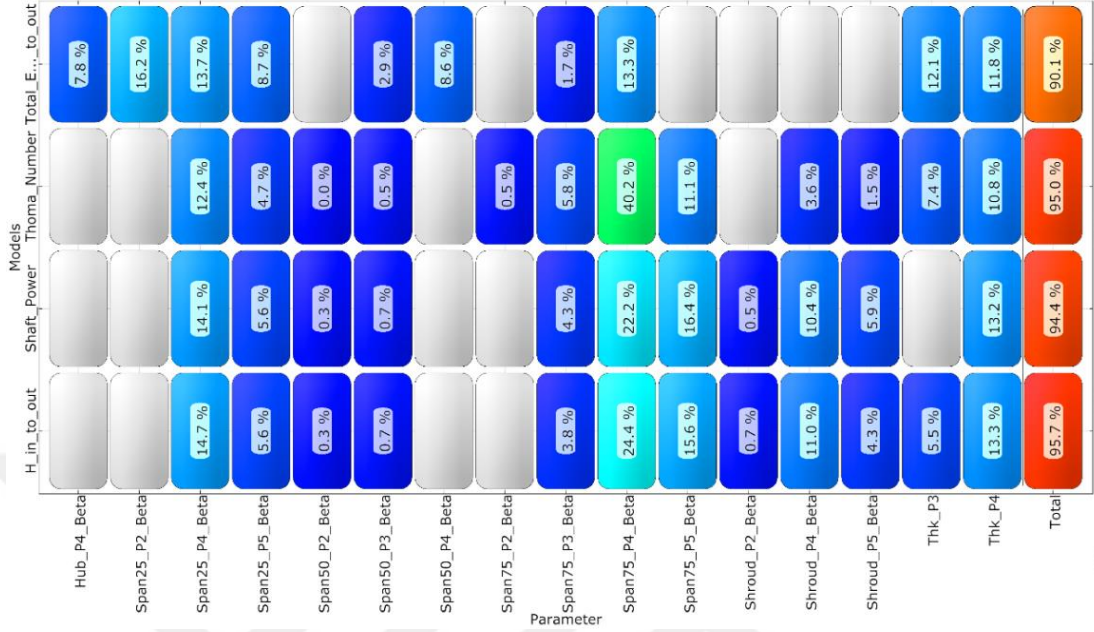
Şekil 6.33'te duyarlılık analizi sonucunda oluşturulan yanıt yüzeyler yer almaktadır. Verim fonksiyonuna en çok etki eden tasarım değişkenlerinin, % 25 kesitindeki ikinci ve dördüncü noktalardaki beta açılarının olduğu görülmektedir. Versiyon 3'te çıkış beta açılarının optimizasyonunda, kanadın % 75 kesitindeki çıkış beta açısının düşü ve güç değerlerini çok büyük oranda etkilediği görülmüştü. Tüm beta açıları tasarım değişkeni olarak kullanıldığında yine bu durum değişmeyerek net düşüyü ve güç fonksiyonunu en çok etkileyen tasarım değişkenleri % 75 kesitindeki dördüncü ve beşinci noktaların beta açıları olmuştur. %25 ve % 75 kesitindeki dördüncü noktalardaki beta açılarının thoma sayısını önemli derecede etkilediği görülmektedir.



Şekil 6.33: Versiyon 4 – duyarlılık analizi sonucu oluşan yanıt yüzeyler (a) verim, (b) net düşü, (c) güç, (d) thoma sayısı.

Duyarlılık analizi sonucunda oluşturulan CoP matrisi Şekil 6.34'te incelenebilir. Çıktı fonksiyonlarının CoP değerlerinin % 90'ın üzerinde olduğu görülmektedir ve uygulanan metamodellerin tahmin kalitesinin yeterince iyi olduğu belirtilmektedir. CoP matrisinde 16 adet tasarım parametresi ve 4 adet cevap fonksiyonu (1 amaç fonksiyonu ve 3 kısıt fonksiyonu) bulunmaktadır. Matristen görüldüğü üzere verim fonksiyonunu en çok etkileyen tasarım değişkeni kanadın % 25 kesitinin ikinci noktasındaki beta açısıdır. Düşü ve dolayısıyla güç fonksiyonunu ve de kavitasyon karakteristiğini belirleyen

thoma sayısı üzerindeki en etkili parametre kanadın % 75 kesitinin dördüncü noktasındaki beta açısıdır.



Şekil 6.34: Versiyon 4 – CoP matrisi.

Belirlenen 30 adet tasarım değişkeninden 16 tanesinin CoP matrisinde yer aldığı görülmektedir. 14 adet tasarım parametresinin çıktı fonksiyonlarına etkisi % 0.05'in altında olduğu için bu parametreler matriste yer almamıştır.

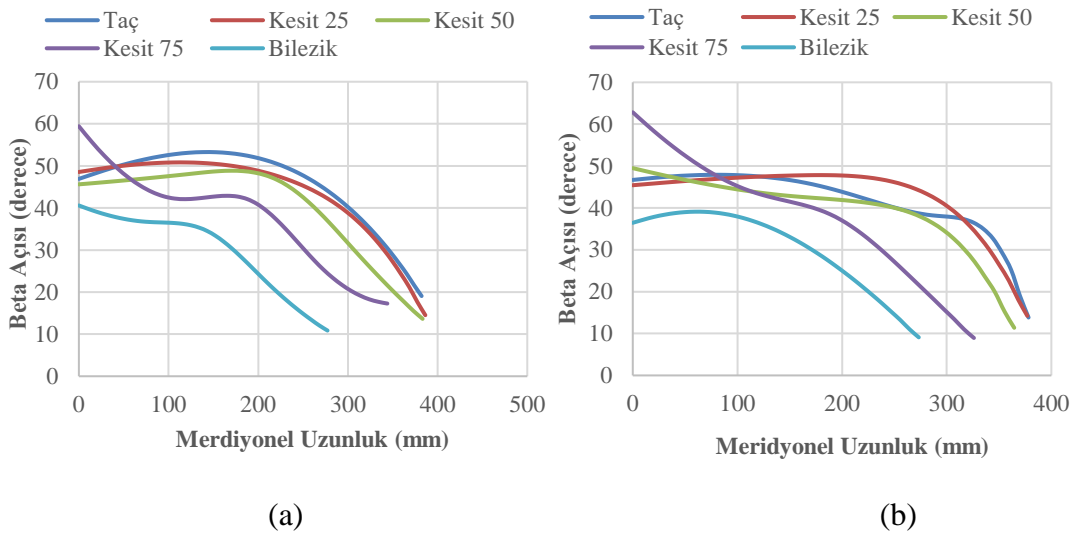
Duyarlılık analizi sonrasında MOP-tabanlı optimizasyon aşamasına geçilmiştir. CoP matrisinde yer almayan önemsiz parametreler ANSYS optiSLang tarafından filtrelenerek daha az sayıdaki tasarım parametresiyle optimizasyon sürecine devam edilmiş ve bu sayede optimizasyon sürecinin süresi kısalmıştır. MOP tabanlı optimizasyon uygulandığı için optimizasyon sürecinde çözücü, sadece en iyi noktanın validasyonunu gerçekleştirmek için bir kere çağırılarak kısa sürede sonuç alınmıştır. Optimizasyon sürecinde evrimsel algoritma kullanılmıştır.

Çizelge 6.19'da, MOP yaklaşımıyla gerçekleştirilen analizler sonucunda hesaplanan çıktı fonksiyonları yer almaktadır.

Çizelge 6.19: Versiyon 4 – Çıktı fonksiyonlarının optimizasyon sonucundaki değerleri.

	Analiz sonucunda hesaplanan değerler	MOP yaklaşımı ile hesaplanan değerler
Verim (%)	97.288	97.351
Thoma sayısı	0.044882	0.04311
Güç (MW)	8.8	8.791
Düşü (m)	151.02	149.88

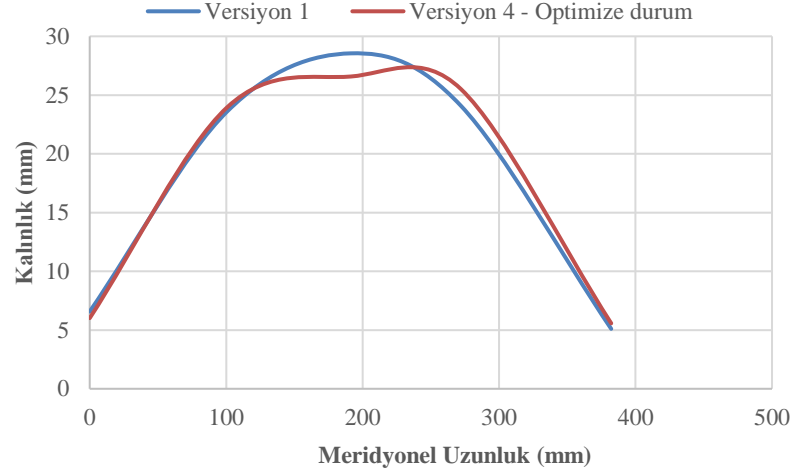
Şekil 6.35’te kanadın meridyonel uzunluğu boyunca beta açıları çizilmiştir. Giriş beta açıları çok fazla değişmezken kanadın orta noktasından çıkış noktasına kadar olan beta açılarında büyük değişiklikler görülmektedir.



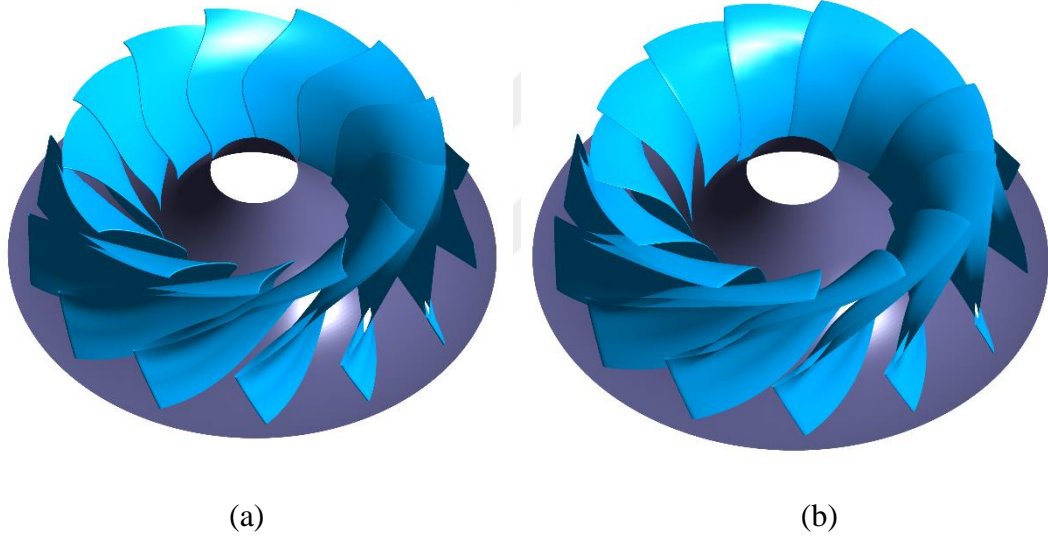
Şekil 6.35: Metal (beta) açıları karşılaştırması (a) versiyon-1 tasarım, (b) versiyon-4 tasarım.

Şekil 6.36’da kanadın meridyonel profil boyunca kalınlık dağılımının değişimi verilmiştir.

Çarkın üç boyutlu modeli ise Şekil 6.44’te versiyon-1 ile karşılaştırmalı olarak yer almaktadır.



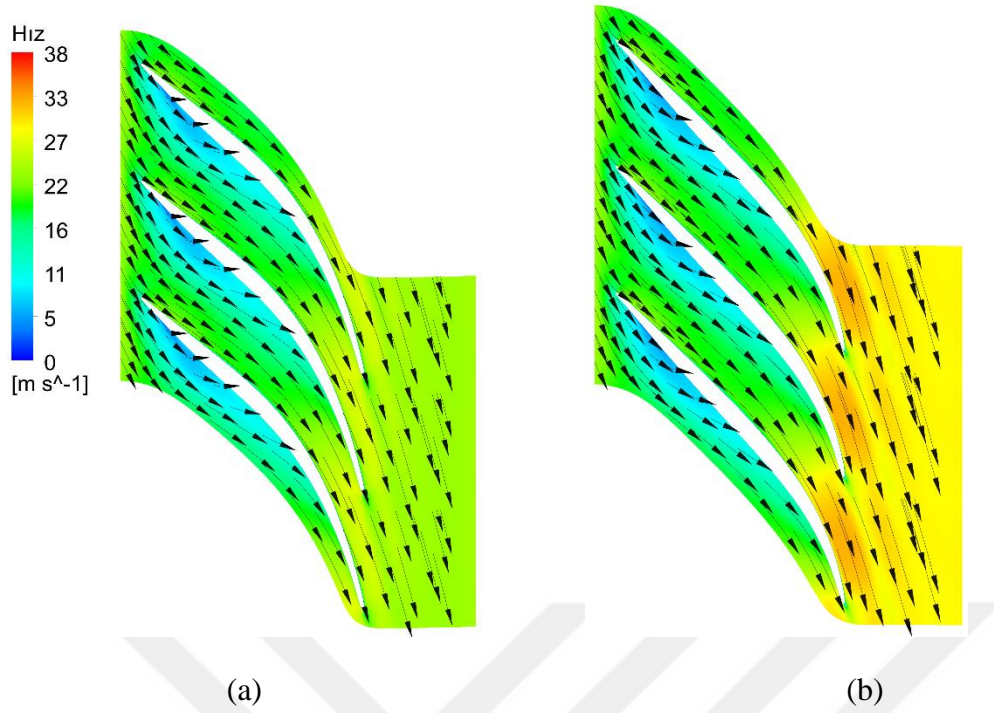
Şekil 6.36: Kanat kalınlık dağılımlarının karşılaştırması (a) versiyon-1 tasarım, (b) versiyon-4 tasarım.



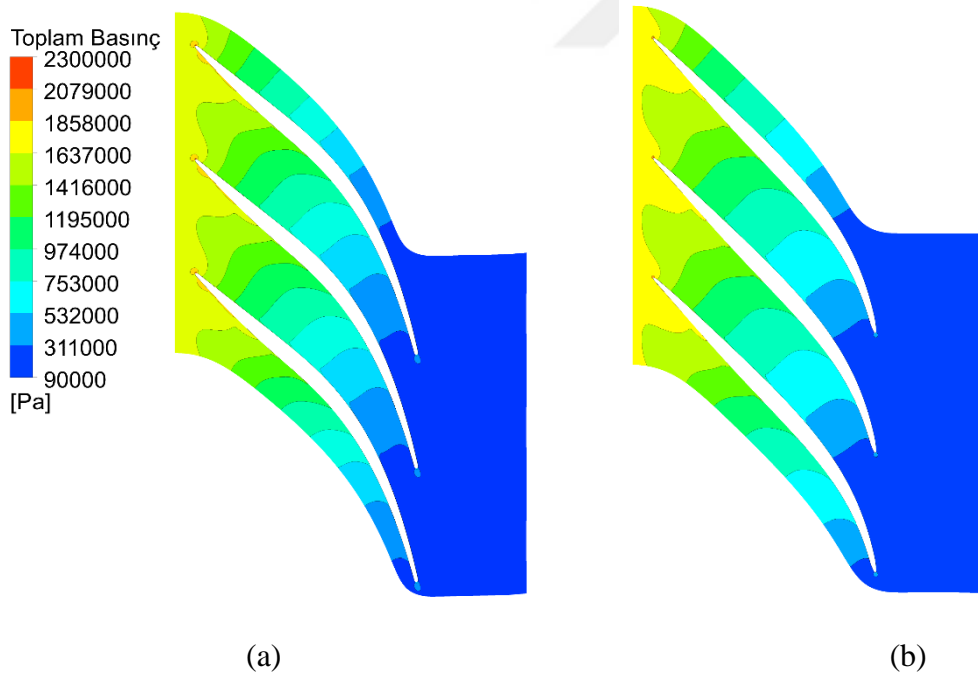
Şekil 6.37: Çarkın boyutlu modeli (a) versiyon-1 tasarım, (b) versiyon-4 tasarım.

Şekil 6.38'de versiyon 1 ve versiyon 4 sonucunda oluşan modelin HAD analizleri sonucunda kanadın orta kesitinde oluşan hız dağılımları görülmektedir. Optimize tasarımda hız vektörlerinin genel olarak kanadı takip ettiği görülmektedir.

Şekil 6.39'da ise kanadın orta kesitinde oluşan basınç dağılımlarına yer verilmiş olup basıncın üniform bir dağılım gösterdiği görülmektedir.

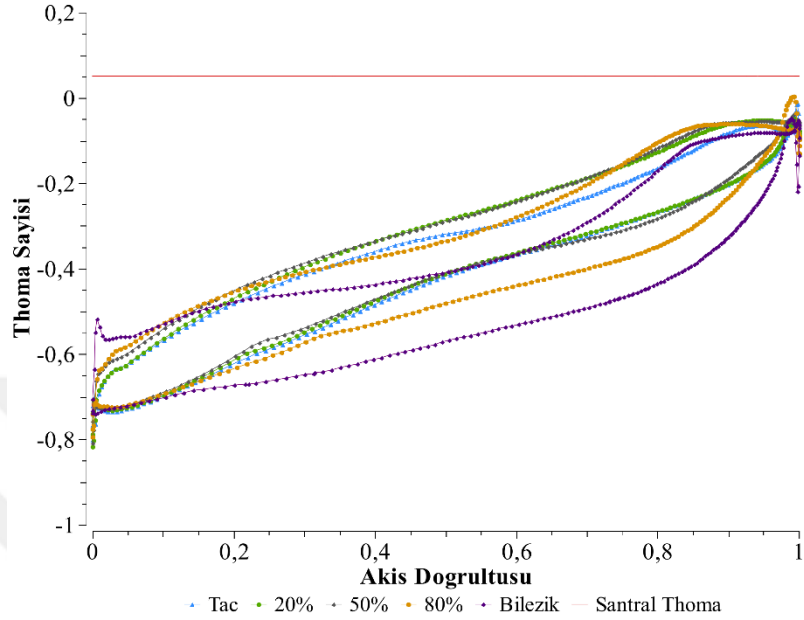


Şekil 6.38: Kanadın orta kesitindeki (% 50 kesit) hız dağılımı (a) versiyon-1 tasarım, (b) versiyon-4 tasarım.

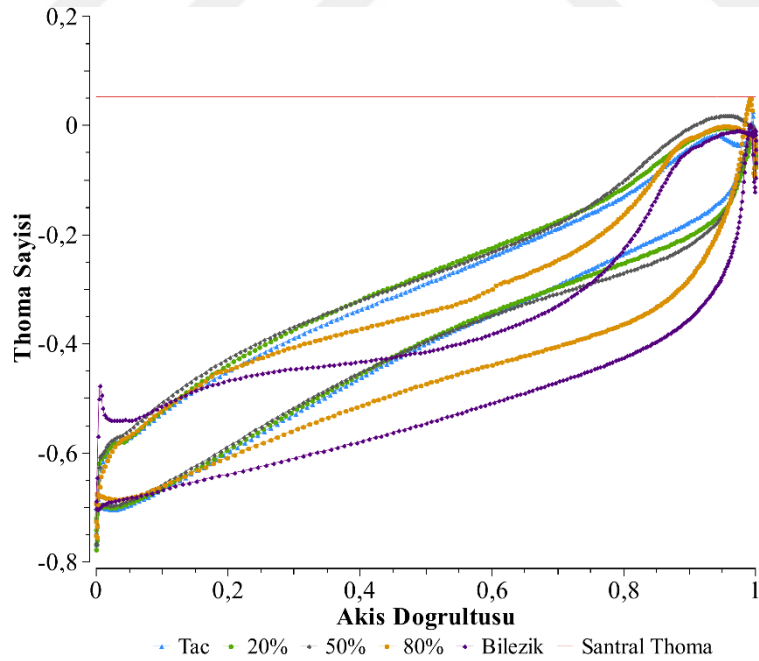


Şekil 6.39: Kanadın orta kesitindeki (% 50 kesit) hız dağılımı (a) versiyon-1 tasarım, (b) versiyon-4 tasarım.

Şekil 6.40’da çarkın kavitasyon durumunu incelemek için kanadın farklı kesitlerindeki thoma sayısı dağılımları incelenmiştir. Optimize edilen tasarımın kuyruk kenarının kavitasyona olan yatkınlığının arttığı ve bilezik eğrisinin uç kısmının kavitasyon sınırında olduğu görülmektedir.



(a)

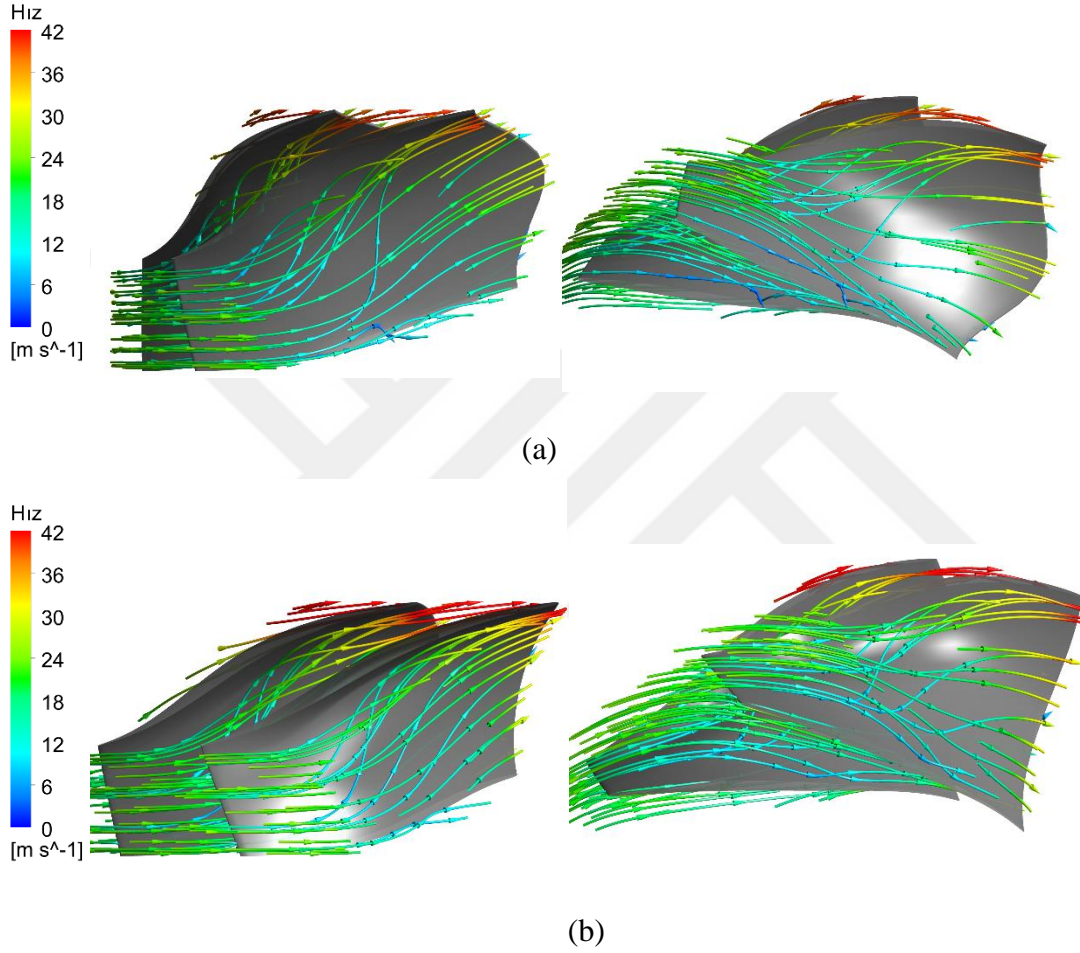


(b)

Şekil 6.40: Çark kanadının farklı kesitlerindeki thoma sayısı dağılımları (a) versiyon-1 tasarım, (b) versiyon-4 tasarım.

Duyarlılık analizi sonucunda kavitasyon ve güç değerlerini en çok etkileyen parametrenin kanadın % 75 kesitindeki çıkış beta açısı olduğu görülmüştür. Bu açının azalmasıyla güç değerinde önemli oranda artış sağlanmış ama beraberinde kavitasyona olan yatkınlık ta artmıştır.

Şekil 6.41’de kanatlar arasında çizdirilen akım çizgileri incelendiğinde optimize tasarımda akışın düzgün ilerlediği görülmektedir.



Şekil 6.41: Çark kanatları arasındaki akım çizgileri (a) versiyon-1 tasarım, (b) versiyon-4 tasarım.

Versiyon 1 sonucunda oluşan geometri ile versiyon 4’te optimize edilmiş geometrinin analiz sonuçları Çizelge 6.20’de verilmiştir. Çizelgeden görüldüğü üzere hesaplanan performans sonuçları optimizasyon hedeflerimizi sağlamaktadır. Ancak düşü değeri çark girişindeki 157.5 m’den düşüktür ve kalan düşü miktarı da kullanılarak daha fazla güç üretilebilir. Bu noktada tasarım değişkenlerinin alt ve üst limitleri genişletilerek optimizasyon çalışması yapılırsa daha yüksek güç üreten bir tasarım elde edilebilir.

Çizelge 6.20: Versiyon-1 ve versiyon-4 tasarımının performans sonuçları.

	Versiyon 1 tasarım sonuçları	Versiyon 4 tasarım sonuçları
Güç (MW)	8.387	8.8
Verim (%)	96.94	97.28
Net düşü (m)	144.539	151.02
Thoma Sayısı	-0.0783	0.0448

6.7. Versiyon 5'te Gerçekleştirilen Optimizasyon Analizleri

Versiyon 1'de elde edilen eliptik oranlar ve çıkış açısıyla, versiyon 2 ve 3'te gerçekleştirilen optimizasyon çalışmaları sonucunda elde edilen hücum ve kuyruk kenarı beta açıları kullanılarak ilk çark tasarımı yapılmıştır ve versiyon 5'teki çalışma bu tasarım üzerinden gerçekleştirilmiştir. Bu versiyonda, çark kanadının meridyonel profili eğriler yardımıyla tekrar tanımlanarak parametrik hale getirilmiştir. Tasarım değişkenlerinin alt ve üst limitleri başlangıç değerlerinin $\mp 10\%$ olacak şekilde ayarlanmıştır.

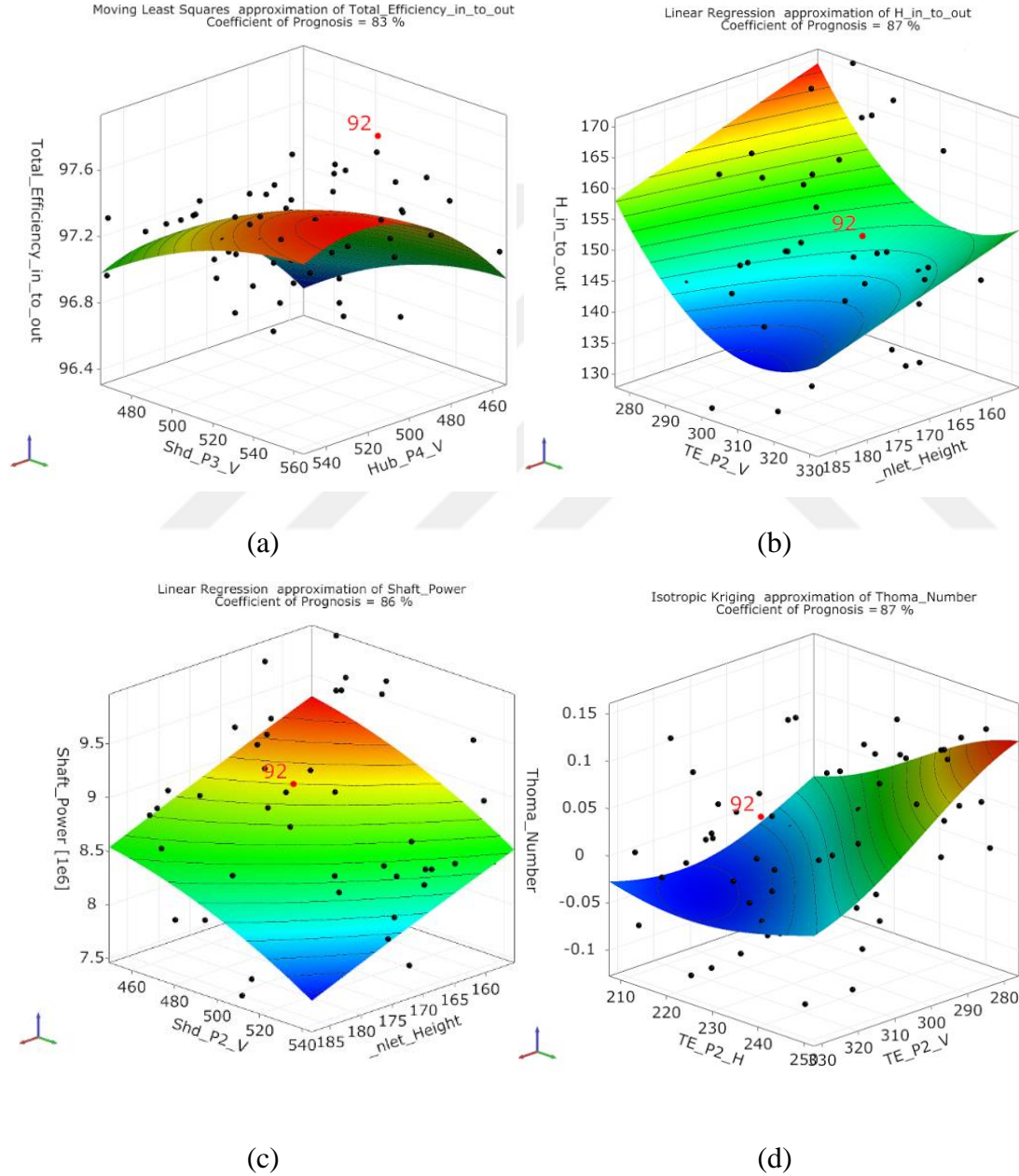
Versiyon 4'te olduğu gibi tek amaçlı optimizasyon kullanılmış olup, kısıt ve amaç fonksiyonları aynı şekilde kullanılmıştır (Çizelge 6.21).

Çizelge 6.21: Versiyon 5 – Çıktı parametreleri.

Amaç Fonksiyonu	Verim	Maksimum
Kısıt Fonksiyonu	Güç	≥ 8.9 MW
Kısıt Fonksiyonu	Net düşü	≤ 157.5 m
Kısıt Fonksiyonu	Thoma Sayısı	≤ 0.0523438

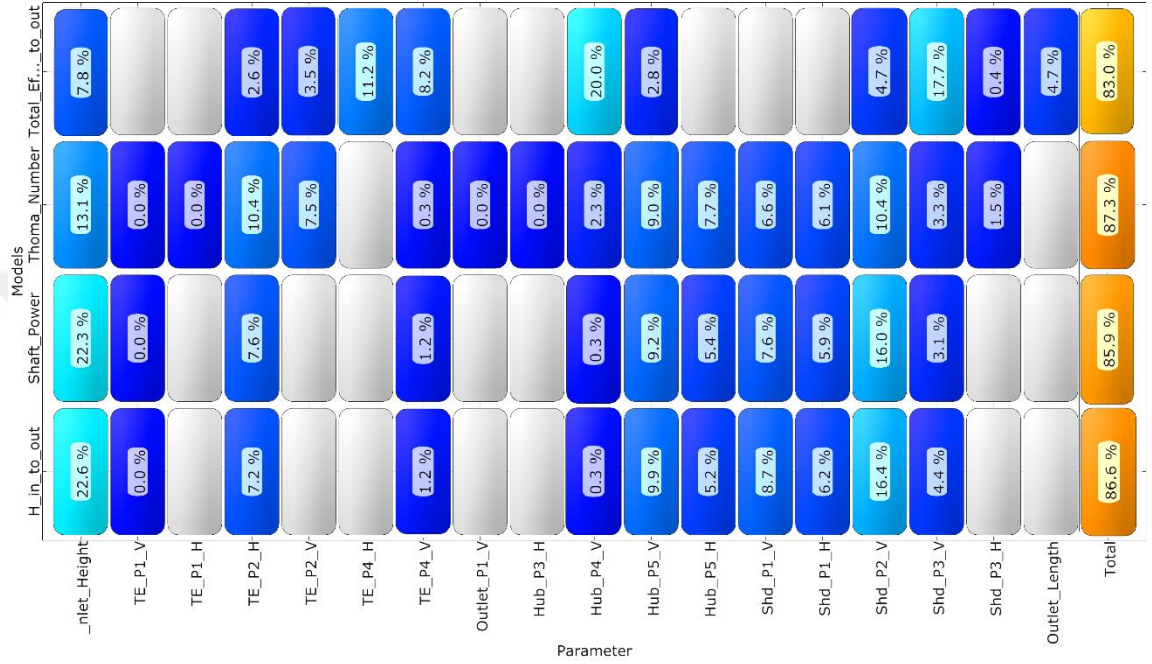
Deney tasarım metodu olarak tasarım değişkeni sayısına ve çözüm süresine bağlı olarak optiSLang tarafından önerilmiş olan Gelişmiş Latin Hiperküp Örneklemesi (Advanced LHS) kullanılmıştır ve 200 noktada çözüm yapılmıştır. Sonrasında yine program tarafından belirlenen metamodeller kullanılarak yanıt yüzeyler ve CoP matrisi oluşturulmuştur.

Şekil 6.42’de duyarlılık analizi sonucunda oluşturulan yanıt yüzeyler yer almaktadır. Verim fonksiyonuna en çok etki eden tasarım değişkenlerinin, bilezik eğrisi üzerindeki üçüncü kontrol noktası ile taç eğrisinin üzerindeki dördüncü kontrol noktası olduğu görülmektedir. Net düşüyü ve güç fonksiyonunu en çok etkileyen tasarım değişkenleri ise giriş yüksekliği ile bilezik eğrisi üzerindeki ikinci kontrol noktasıdır. Thoma sayısını en fazla etkileyen tasarım değişkenleri ise kuyruk kenarındaki ikinci kontrol noktasının dikey ve yatay bileşenleridir.



Şekil 6.42: Versiyon 5 – duyarlılık analizi sonucu oluşan yanıt yüzeyler (a) verim, (b) net düşü, (c) güç, (d) thoma sayısı.

Duyarlılık analizi sonucunda oluşturulan CoP matrisi Şekil 6.43'te incelenebilir. Çıktı fonksiyonlarının CoP değerlerinin % 80'nin üzerinde olduğu görülmektedir ve uygulanan metamodellerin tahmin kalitesinin yeterince iyi olduğu belirtilmektedir. CoP matrisinde 18 adet tasarım parametresi ve 4 adet cevap fonksiyonu (1 amaç fonksiyonu ve 3 kısıt fonksiyonu) bulunmaktadır.



Şekil 6.43: Versiyon 5 – CoP matrisi.

Belirlenen 34 adet tasarım değişkeninden 18 tanesinin CoP matrisinde yer aldığı görülmektedir. 16 adet tasarım parametresinin çıktı fonksiyonlarına etkisi % 0.05'in altında olduğu için bu parametreler matriste yer almamıştır.

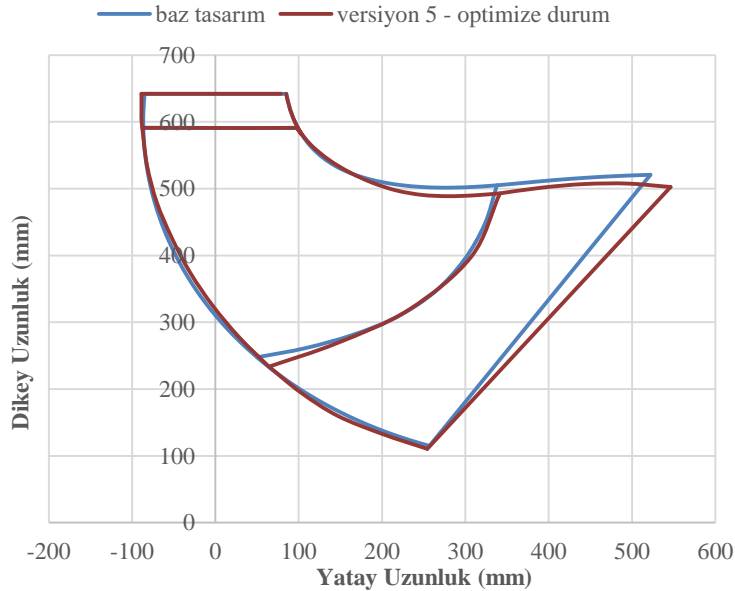
Duyarlılık analizi sonrasında MOP-tabanlı optimizasyon aşamasına geçilmiştir. CoP matrisinde yer almayan önemsiz parametreler ANSYS optiSLang tarafından filtrelenerek daha az sayıdaki tasarım parametresiyle optimizasyon sürecine devam edilmiş ve bu sayede optimizasyon sürecinin süresi kısalmıştır. MOP tabanlı optimizasyon uygulandığı için optimizasyon sürecinde çözücü, sadece en iyi noktanın validasyonunu gerçekleştirmek için bir kere çağırılarak kısa sürede sonuç alınmıştır. Optimizasyon sürecinde evrimsel algoritma kullanılmıştır.

Çizelge 6.22'de, MOP yaklaşımıyla gerçekleştirilen analizler sonucunda hesaplanan çıktı fonksiyonları yer almaktadır.

Çizelge 6.22: Versiyon 5 – Çıktı fonksiyonlarının optimizasyon sonucundaki değerleri.

	Analiz sonucunda hesaplanan değerler	MOP yaklaşımı ile hesaplanan değerler
Verim (%)	97.4225	97.8895
Thoma sayısı	0.046203	0.033938
Güç (MW)	9.062	9.007
Düşü (m)	155.424	154.476

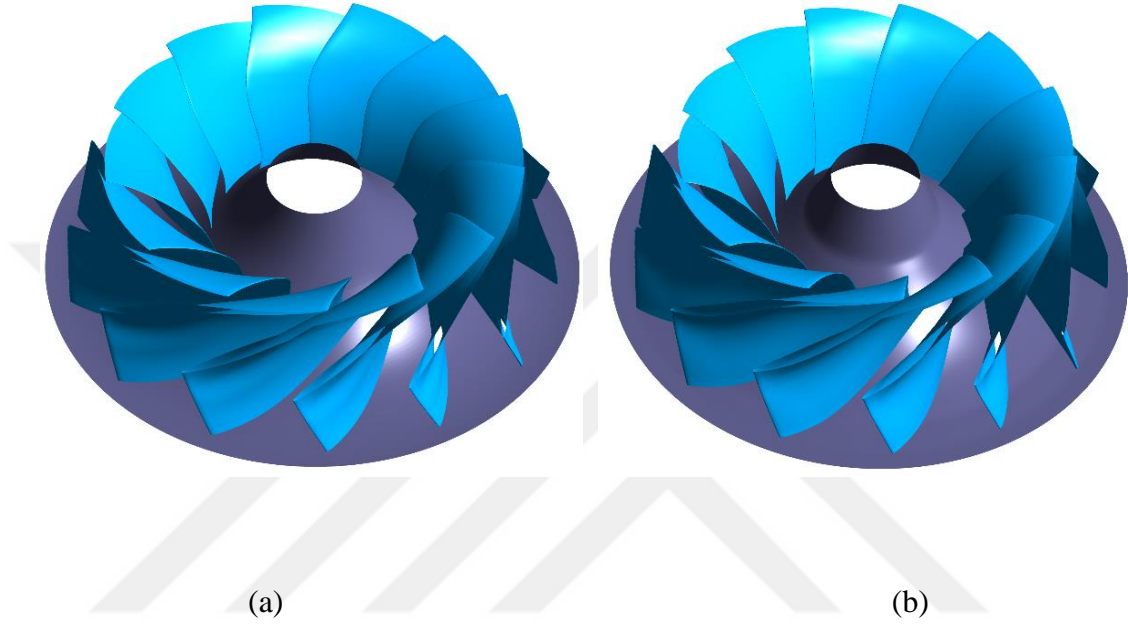
Şekil 6.44'te baz tasarım ile versiyon 5'te oluşan optimize tasarımın meridyonel profillerinin karşılaştırılması verilmiştir. Optimizasyon sırasında ayar kanadı yüksekliğini değiştirecek parametreler sabit tutulmuştur, mevcut ayar kanadı bu çark tasarımıyla birlikte kullanılabilir. Ancak çark çıkışının değişiminden dolayı emme borusunun değişmesi gerekmektedir. Kepez HES' te emme borusu gömülü durumda olduğu için değişme ihtimali yoktur. Bu sebeple meridyonel profilin değişimi performansı önemli derecede arttırsa da rehabilitasyon projesinde kullanılması zordur. Sıfırdan bir türbin tasarımı yapılacağı zaman meridyonel profil optimizasyonu gerçekleştirmek uygun olacaktır.



Şekil 6.44: Meridyonel profil karşılaştırması (a) baz tasarım, (b) versiyon 5-tasarım.

Kanat açları için versiyon 2 ve 3'te elde edilen giriş çıkış açıları kullanılmıştır. Açı dağılımları önceki bölümlerde çizdirildiği için bu bölümde gösterilmemiştir. Bu bölümde optimizasyona temel oluşturan geometri baz-5 tasarım olarak adlandırılmıştır.

Şekil 6.45'te ise çarkın 3-B modeli gösterilmiştir. Kanat yapısının düzgün olduğu görülmektedir.

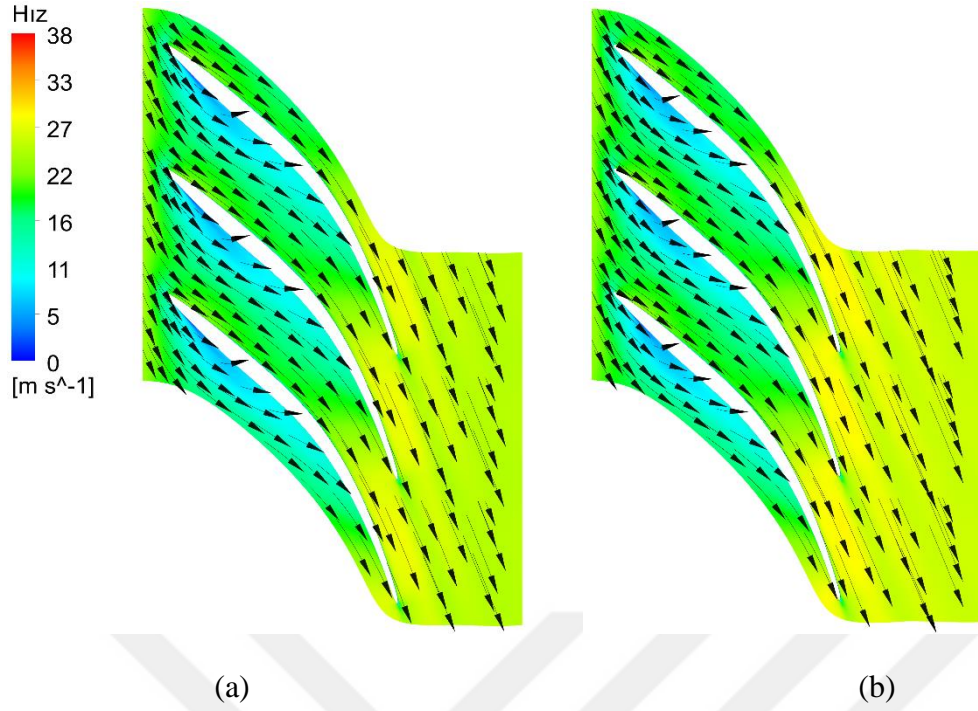


Şekil 6.45: 3-B çark modeli (a) baz-5 tasarım, (b) versiyon-5 tasarım.

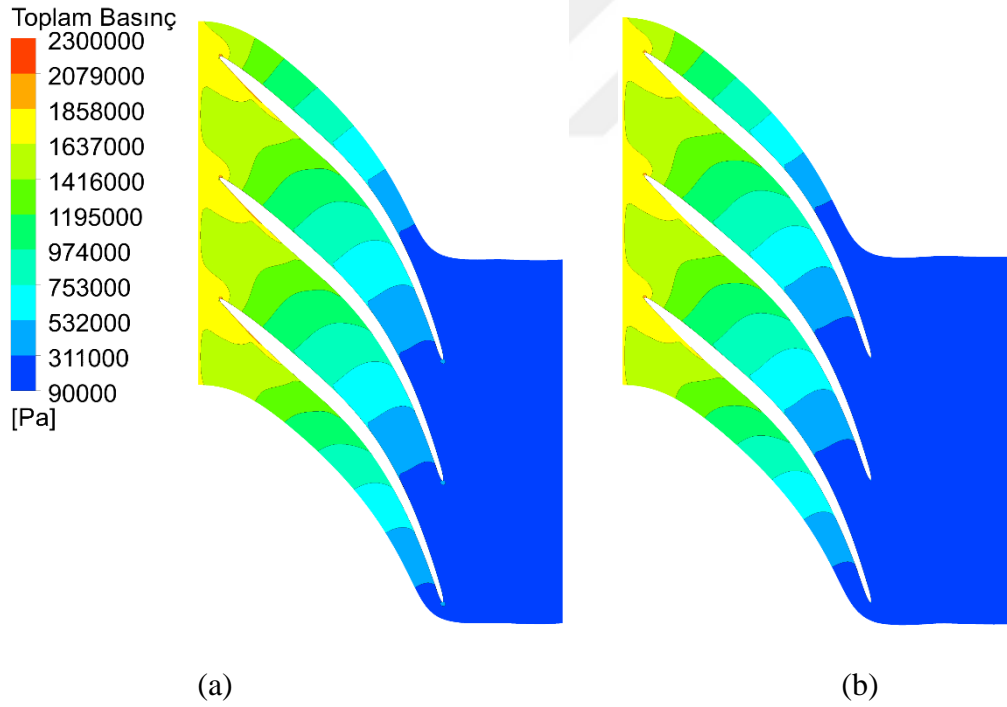
Uygulanan HAD analizleri sonucunda çarktaki akış karakteristikleri incelenmiştir. Kanatların orta kesitindeki hız dağılımı Şekil 6.46'da verilmiştir. Kanat açılarında değişim olmadığı için hız vektörlerinde değişiklik olmamıştır.

Şekil 6.47'de kanadın orta kesitindeki basınç dağılımları incelendiğinde durma noktasının tam olarak kanat ucuna denk geldiği görülmektedir.

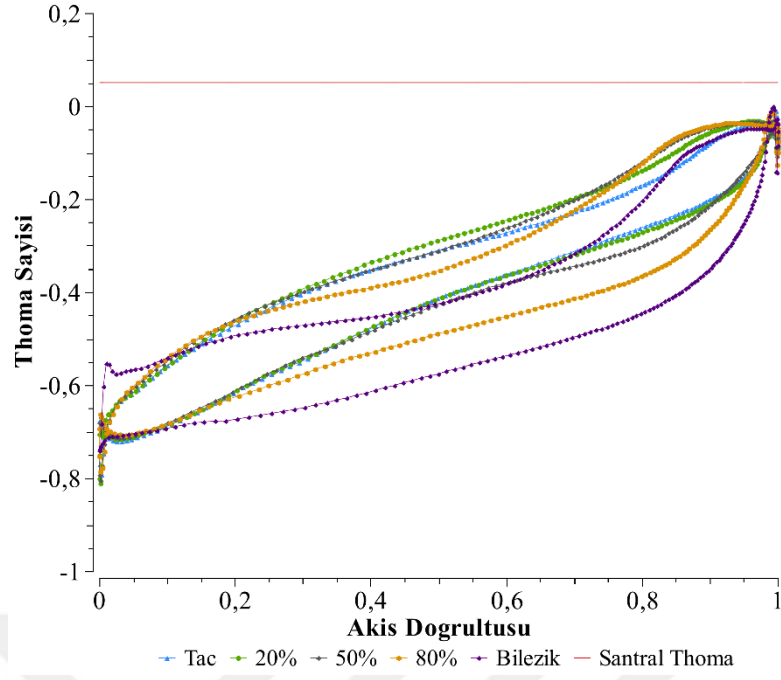
Tasarımın kavitasyon durumu Şekil 6.48'de kanadın farklı kesitlerindeki thoma sayılarının çizdirilmesiyle incelenmiştir. Çarkın kuyruk kenarının uç kısmı kavitasyon sınırındadır.



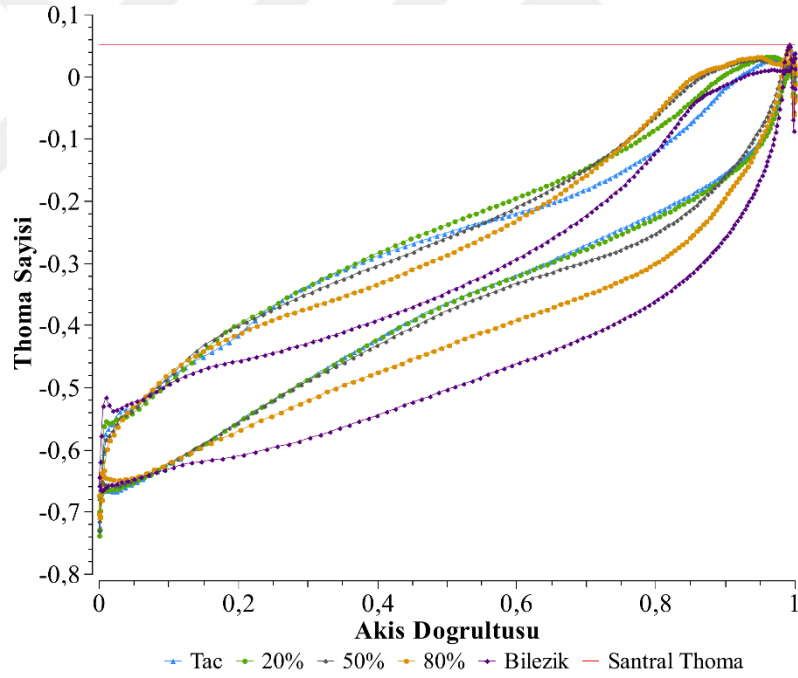
Şekil 6.46: Kanadın orta kesitindeki (% 50 kesit) hız dağılımı (a) baz-5 tasarım, (b) versiyon-5 tasarım.



Şekil 6.47: Kanadın orta kesitindeki (% 50 kesit) basınç dağılımı (a) baz-5 tasarım, (b) versiyon-5 tasarım.



(a)



(b)

Şekil 6.48: Çark kanadının farklı kesitlerindeki thoma sayısı dağılımları (a) baz-5 tasarım, (b) versiyon-5 tasarım.

Baz-5 tasarımı ile ve optimize edilmiş geometrinin analiz sonuçları Çizelge 6.23'te verilmiştir. Çarka giren düşü değerinin büyük bir kısmı kullanılarak (155.42 m) güç

değerinde % 6.24 oranında yüksek bir artış sağlanmıştır. Kullanılmayan 2 m'lik düşü miktarı da çark kanatlarının optimize edilmesiyle kullanılabilir ve güç değerinde bir miktar daha artış sağlanabilir. Güç değerindeki artışa paralel olarak lokal thoma değerleri santral thoma değerine yaklaşmıştır.

Çizelge 6.23: Baz-5 ve versiyon-5 tasarımının performans sonuçları.

	Baz-5 tasarım sonuçları	Versiyon-5 tasarım sonuçları
Verim (%)	97.46	97.42
Güç (MW)	8.530	9.062
Net düşü (m)	146.32	155.42
Thoma Sayısı	-0.011006	0.0462037

6.8. Versiyon 6'da Gerçekleştirilen Optimizasyon Analizleri

Versiyon 6'da, ayar kanadının optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. Kanatların beta dağılımları taçtan bileziğe kadar aynı olduğu için tasarım değişkenleri olarak tek eğri üzerindeki beş adet beta açısı kullanılmıştır.

Tasarım değişkenlerinin isimleri, meridyonel profil üzerindeki karşılık geldiği noktaların isimleri, başlangıç değerleri ve bu değerlerin alabileceği alt – üst limitler Çizelge 6.24'te verilmiştir.

Çizelge 6.24: Versiyon 6 – Girdi parametreleri.

Parametreler	Karşılıkları	Alt Limit (°)	Üst Limit (°)	Başlangıç (°)
P1 beta açısı	P1	-61.0184	-49.9241	-55.4713
P2 beta açısı	P2	-56.3334	-53.4546	-59.394
P3 beta açısı	P3	-69.3423	-56.7346	-63.0385
P4 beta açısı	P4	-75.3077	-61.6154	-68.4615
P5 beta açısı	P5	-80.7461	-66.065	-73.4056

Çizelge 6.25'te ise belirlenen amaç ve kısıt fonksiyonları gösterilmiştir. Verim maksimize edilecek şekilde amaç fonksiyonu olarak tanımlanmıştır. Akışın çarka giriş açısının 17° olması gerektiğine karar verildiğinden ayar kanadından akış 17° ile

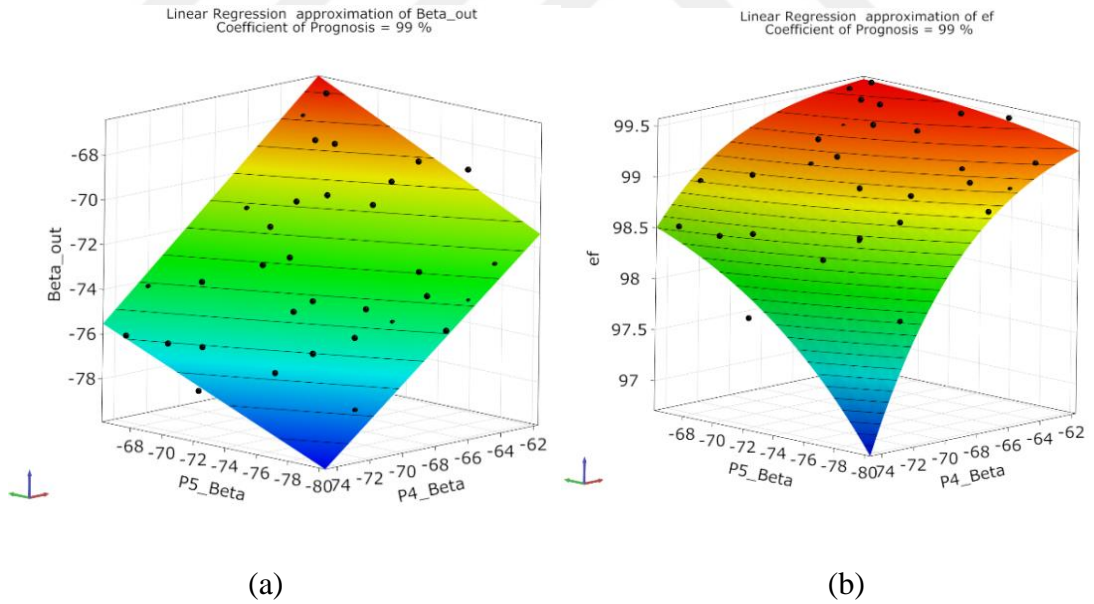
çıkmalıdır. Analiz çıktısında hesaplanan ayar kandı çıkış açısı ' $\beta - 90^\circ$ ' dir. Bu nedenle 17° 'nin karşılığı -73° 'dir. Bu noktada ayar kanadı çıkış açısı kısıt fonksiyonu olarak tanımlanmıştır.

Çizelge 6.25: Versiyon 6 – Çıktı parametreleri.

Amaç Fonksiyonu	Verim	Maksimum
Kısıt Fonksiyonu	Çıkış açısı, β ($^\circ$)	$-73.2 \leq \beta \leq -72.9$

Deney tasarım metodu olarak versiyon 1 ve 2'de olduğu gibi, tasarım değişkeni sayısına ve çözüm süresine bağlı olarak optiSLang tarafından önerilmiş olan Boşluk doldurmalı Latin Hiperküp (Space filling LHS) yöntemi kullanılmıştır ve 70 noktada çözüm yapılmıştır. Sonrasında yine program tarafından belirlenen metamodeller kullanılarak yanıt yüzeyler ve CoP matrisi oluşturulmuştur.

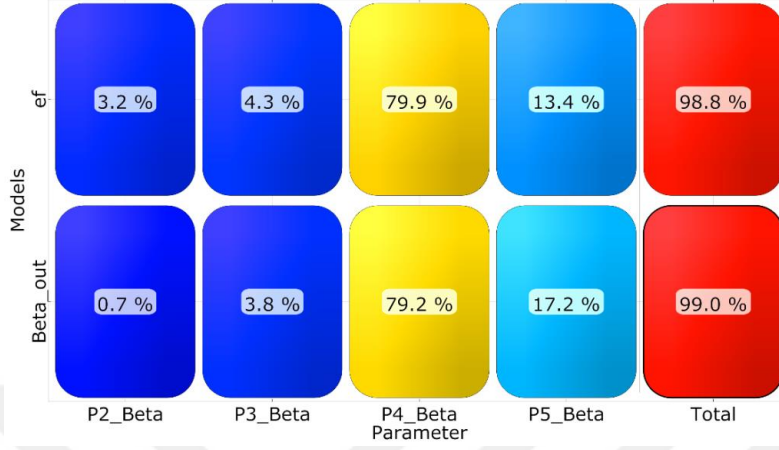
Şekil 6.49'da duyarlılık analizi sonucunda oluşturulan yanıt yüzeyler yer almaktadır. Çıkış açısına ve verim fonksiyonuna en çok etki eden tasarım değişkenlerinin dördüncü ve beşinci noktadaki beta açılarının olduğu görülmektedir.



Şekil 6.49 : Versiyon 6 – Duyarlılık analizi sonucu oluşan yanıt yüzeyler (a) çıkış açısı, (b) verim.

Duyarlılık analizi sonucunda oluşturulan CoP matrisi Şekil 6.50'de incelenebilir. Çıktı fonksiyonlarının CoP değerlerinin oldukça yüksek olduğu görülmektedir. Bu da uygulanan metamodellerin tahmin kalitesinin yeterince iyi olduğunu belirtmektedir.

CoP matrisinde 4 adet tasarım parametresi ve 2 adet cevap fonksiyonu (1 amaç fonksiyonu ve 1 kısıt fonksiyonu) bulunmaktadır. Matris elemanlarının renkleri, girdi ve çıktı parametreleri arasındaki korelasyonun derecesini belirtmektedir.



Şekil 6.50: Versiyon 6 – CoP matrisi.

Birinci noktadaki beta değerinin çıktı fonksiyonlarına etkisi % 0.05'in altında olduğu için matriste yer almadığı görülmektedir. Duyarlılık analizi sonrasında MOP-tabanlı optimizasyon aşamasına geçilmiştir. MOP tabanlı optimizasyon uygulandığı için optimizasyon sürecinde çözücü, sadece en iyi noktanın validasyonunu gerçekleştirmek için bir kere çağırılarak kısa sürede sonuç alınmıştır. Optimizasyon sürecinde evrimsel algoritma kullanılmıştır.

Çizelge 6.26'da, MOP yaklaşımıyla ve çözücünün çağırılmasıyla gerçekleştirilen analizler sonucunda hesaplanan çıktı fonksiyonları yer almaktadır. CoP değeri yüksek olduğu için MOP yaklaşımı sonucunda ortaya çıkan değerler çözücünün hesapladığı değerlere oldukça yakın çıkmıştır.

Çizelge 6.26: Versiyon 6 – Çıktı fonksiyonlarının optimizasyon sonucundaki değerleri ve baz tasarım ile karşılaştırılması.

	Başlangıçtaki geometrinin sonuçları	Analiz sonucunda hesaplanan değerler	MOP yaklaşımı ile hesaplanan değerler
Verim (%)	99.12	99.2326	99.2432
Çıkış açısı (°)	-72.9°	-73.0144	-73.0077

Çizelge 6.27’de optimizasyon sonucunda en iyilenmiş tasarımı oluşturan girdi parametrelerine yer verilmiştir.

Çizelge 6.27: Versiyon 6 – Girdi parametrelerinin en iyi tasarımı sağlayan değerleri.

Tasarım değişkenlerinin optimize edilmiş değerleri	
P1 beta açısı (°)	-55.4713
P2 beta açısı (°)	-56.052
P3 beta açısı (°)	-62.6061
P4 beta açısı (°)	-67.5098
P5 beta açısı (°)	-73.9172

Çark için yapılan optimizasyon çalışmaları Çizelge 6.28’de özetlenmiştir.

Çizelge 6.28: Çark için yapılan optimizasyon çalışmalarının sonucu.

		Temel Alınan Geometrinin Analiz Sonuçları	Optimize Edilmiş Geometrinin Analiz Sonuçları
Versiyon 1	Güç (MW)	8.353	8.387
	Verim (%)	96.82	96.94
	Düşü (m)	143.915	144.539
	Thoma Sayısı	0.2331	-0.0783
Versiyon 2	Güç (MW)	8.387	8.345
	Verim (%)	96.94	97.218
	Düşü (m)	144.539	143.47
	Thoma Sayısı	-0.0783	-0.00372
Versiyon 3	Güç (MW)	8.387	8.727
	Verim (%)	96.94	97.29
	Düşü (m)	144.539	149.93
	Thoma Sayısı	-0.0783	0.0519

Çizelge 6.29: Çark için yapılan optimizasyon çalışmalarının sonucu (dvm.).

		Temel Alınan Geometrinin Analiz Sonuçları	Optimize Edilmiş Geometrinin Analiz Sonuçları
Versiyon 4	Güç (MW)	8.387	8.8
	Verim (%)	96.94	97.28
	Düşü (m)	144.539	151.02
	Thoma Sayısı	-0.0783	0.0448
Versiyon 5	Güç (MW)	8.530	9.062
	Verim (%)	97.46	97.42
	Düşü (m)	146.32	155.42
	Thoma Sayısı	-0.011006	0.0462037

7. DEĞERLENDİRME

Bu çalışma kapsamında Antalya’da bulunan Kepez-1 Hidroelektrik Santralinin Francis türbininin çark ve ayar kanadı optimizasyonları gerçekleştirilmiştir. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yardımıyla otomatik optimizasyon araçları kullanılmıştır. Çark için beş farklı optimizasyon yöntemi uygulanmıştır. Verim ve güç değerleri mevcut duruma göre artırılarak kavitasyonsuz tasarımlar elde edilmiştir.

Versiyon 1’de, eliptik oranların ve akışın çarka giriş açısının parametrize edilmesiyle gerçekleştirilen optimizasyonda, verimde % 0.12 oranında iyileşme sağlanırken güç değerinde % 0.4 oranında iyileşme sağlanmıştır. Böylece çark kanadının eliptik oranları ve giriş açısı tüm çalışma boyunca kullanılmak üzere belirlenmiştir. Çarkın kuyruk kenarının eliptik oranının kuyruk kenarı kavitasyonunu önemli derecede etkilediği görülmektedir. Eliptik oran arttıkça kavitasyona yatkınlık azalmaktadır.

Versiyon 2’de, hücum kenarı beta açılarının parametrize edilmesiyle yapılan optimizasyonda, verimde % 0.28 ve güç değerinde % 0.5 oranında iyileşme sağlanmıştır. Hücum kenarı açıları performans değerlerini çok etkilememektedir ama kanadın ucundaki durma noktasını etkilemekte ve basınç ve hız dağılımını belirlemektedir.

Versiyon 3’te, kuyruk kenarı beta açıları parametrize edilerek yapılan optimizasyonda, verimde % 0.36 ve güç değerinde % 4.05 oranında iyileşme sağlanmıştır. Bu değerlerden anlaşılacağı üzere kuyruk kenarı açılarının performansa olan etkisi oldukça fazladır. Ancak düşü değerinde kullanılmayan büyük bir bölüm bulunmaktadır ve kanadın diğer noktalarındaki beta açıları da kullanılarak daha iyi bir tasarım elde edilebilecektir.

Versiyon 4’te, tüm kesitlerin beta açıları ve kalınlık dağılımları parametrize edilerek yapılan optimizasyonda, verimde % 0.35 ve güç değerinde % 4.92 oranında bir iyileşme sağlanmıştır. Çarkın tüm beta açısı ve kalınlık dağılımları değiştiğinde çark modeli daha üniform bir yapıya dönüşmüştür. Giriş ve çıkış açılarının değiştirilmesiyle

elde edilen modele göre bu versiyonda oluşturulan modelin daha iyi sonuçlar çıkardığı görülmüştür. Tasarım değişkenlerinin alt ve üst limitleri genişleterek performansı daha yüksek olan bir çark modeli tasarlanabilir.

Versiyon 5'te, kanadın meridyonel profilinin parametrize edilmesiyle gerçekleştirilen optimizasyonda, verimde % 0.04 kayıp yaşanırken ve güç değerinde % 6.24 oranında iyileşme sağlanmıştır. Güç değerinde meydana gelen ciddi artış karşısında verimdeki bu düşüş göz ardı edilebilir. Düşü değerinin 155.47 m'lik kısmı kullanılmış olup 2 m'lik kullanılmamış kısım bulunmaktadır. Bu versiyon üzerinden tüm kesitlerdeki beta açılarının optimizasyonu gerçekleştirilirse potansiyel düşünün tamamı kullanılarak daha yüksek güç üreten bir çark tasarlanabilir. Bu versiyondaki çalışmadan anlaşıldığı üzere bu santralin çarkı için farklı bir meridyonel kesit kullanılması daha uygun olacaktır. Ancak meridyonel kesit değişimine bağlı olarak türbinin emme borusunda da uygun değişiklikleri yapmak gerekmektedir. Bu da emme borusunun gömülü olmasından dolayı oldukça zor ve maliyetli bir işlemdir ve rehabilitasyon sürecinde tercih edilmemektedir. Ancak sıfırdan bir türbin tasarımında, türbinin debi ve düşü değerlerine göre özgül hızı belirlendikten sonra bu hıza göre meridyonel profilin baz tasarımı oluşturulabilir. Ardından da oluşturulan meridyonel profil ve kanat açıları optimize edilerek tasarım en iyi performansı sağlayacak şekilde oluşturulabilir.

Tez kapsamındaki son çalışma da ayar kanadı üzerinde gerçekleştirilmiştir. Çark giriş açısı versiyon 1'de 17° olarak belirlendikten sonra ayar kanadının da bu açıyı sağlayacak şekilde optimize edilmesi gerekmiştir. Çıkış açısı istenildiği gibi 17° elde edilirken verimde % 0.17 oranında bir artış yakalanmıştır.

Çark optimizasyon çalışmasının bir benzeri Ayancık [31], tarafından gerçekleştirilmiştir. Ayancık tarafından gerçekleştirilen optimizasyon çalışması bu çalışmada yer alan versiyon 2 uygulamasına denk gelmektedir. Ayancık [31] giriş beta açılarının verim, güç ve kavitasyon üzerine etkilerini incelemiştir. Ardından ise giriş beta açılarından çıkan tasarımı kullanarak kanadın orta kesitindeki teta açılarını parametrize ederek ikinci bir optimizasyon çalışması yapmıştır. Optimizasyon modülü olarak ANSYS DesignXplorer kullanmış ve metamodel tabanlı optimizasyon gerçekleştirmiştir. İlk durumda giriş beta açılarını kullanarak maksimum verimi hedefleyen tek amaçlı optimizasyon gerçekleştirmiştir. İkinci durumda ise kanadın

orta kesitindeki teta açılarını kullanarak verimi maksimize edip kaviteyonunu minimize etmek için çok amaçlı optimizasyon gerçekleştirmiştir. Tasarım değişkenlerinin alt ve üst limitleri başlangıç değerinin $\pm 5^\circ$ değişiminde oluşturulmuştur. Giriş betaları kullanılarak yapılan optimizasyonda kaviteyon değeri yükselmiş, verimde beklenen artış sağlanamamış, % 0.03'lük bir artış oluşmuş ve bu durumun sebebini ön tasarımda yapılan iteratif çalışmayla verimin en iyi değere kadar ulaştırılmış olmasını göstermiştir. Ancak diğer beta açılarıyla ilgili bir çalışma yapmadan bu şekilde bir yorum yapmak çok doğru değildir. Bu tez kapsamında yapılan çalışmadan görüldüğü üzere çıkış beta açılarını değişimi (versiyon 3) ve tüm kesitlerdeki beta açılarının kullanılmasıyla (versiyon 4) yüksek verim değerleri elde edilebilmektedir. Teta açılarını kullanarak yaptığı çalışmada ise beta açılarında kötüleşen kaviteyon durumunu iyileştirmiş ancak güç değerinde düşüş yaşamıştır. Çark kanadında beta ve teta açıları birbirine bağlı olarak tanımlandığından beta açısında meydana gelen değişim teta açısını da etkilemektedir. Bu nedenle tek bir açı tipiyle optimizasyon gerçekleştirmek daha mantıklıdır.

Bu iki çalışma karşılaştırıldığında sadece kanadın giriş açılarının optimizasyonunun çark tasarımı için yeterli olmadığı görülmektedir. Kesit üzerindeki bütün beta açıları birbirinin performansı etkilediği için hepsinin aynı anda kullanılarak optimizasyon gerçekleştirilmesi daha düzgün tasarımların oluşturulmasını sağlayacaktır. Ayrıca çark dışında diğer türbin bileşenlerinin de rehabilitasyonu veya sıfırdan tasarımı mümkünse çarkın merdiyonel profili de optimize edilerek performans için daha iyi değerler sağlanabilir.

Çalışma sonucunda oluşturulan versiyon 4, rehabilitasyon kapsamında optimum nokta için gerekli isterleri karşılıyorken, sıfırdan tasarım durumunda versiyon 5'in kullanılması uygundur.

İteratif çalışmalarla aylarca sürececek olan çark tasarımı parametrik optimizasyon yöntemi kullanılarak çok daha kısa bir sürede gerçekleştirilebilir. Bu noktada hem süreden hem de insan gücünden kazanım sağlanabilir.

7.1. Gelecek Çalışmalar

Bu çalışma sadece optimum tasarım noktasında gerçekleştirilmiştir. Türbinin geniş bir debi düşü aralığı olduğundan tasarımların diğer çalışma noktalarında da uygun olup olmadığını görmek için tepe diyagramı çalışması yapılması uygun olacaktır.

Ayrıca tasarım değişkenlerinin alt ve üst limitleri genişletilerek tüm beta açılarının optimizasyonu tekrardan gerçekleştirilebilir. Meridyonel profil değişkenlerine ise beta açıları ve kalınlık dağılımları da eklenerek büyük bir tasarım uzayında optimizasyon gerçekleştirilebilir.



KAYNAKLAR

- [1] ” World Energy Council, World Energy Resources - Hydropower 2016” Erişim adresi:https://www.worldenergy.org/wp_content/uploads/2017/03/WE_Resources_Hydropower_2016.pdf, erişim tarihi: 19.10.2017.
- [2] ”Suyla Gelen Enerji: Hidroelektrikte son durum” Erişim adresi: <http://www.hidropolitikakademi.org/wp-content/uploads/2016/07/Suyla-Gelen-Enerji-Hidroelektrik.pdf>, erişim tarihi: 19.10.2017.
- [3] **Gorla, R., Khan, A.,***Turbomachinery Design and Theory*, Marcel Dekker, Newyork, (2003).
- [4] **Brekke, H.,** *Hydraulic Turbines, Design, Erection and Operation*, Norwegian University of Science and Technology, (2015), 14 – 20.
- [5] **Gupta, S.C.,***Fluid Mechanics and Hydraulic Machines*, Pearson Education, (2006), 438-456.
- [6] **Wagner, H.J., Mathur, J.,***Introduction to Hydro Energy Systems: Basics, Technology and Operation*, Springer, (2011), 71-93.
- [7] **Drtna, P., Sallaberger, M.,** (1999). 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(C), 85-102.
- [8] **Raabe, J.,***Hydropower: The Design, Use, and Function of Hydromechanical, Hydraulic, and Electrical Equipment*. VDI-Verlag, Düsseldorf, (1985).
- [9] GE Renewable Energy Hydro, Erişim adresi: <https://www.gerenewableenergy.com/hydro-power/large-hydropower-solutions/hydro-turbines/francis-turbine>
- [10] **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).
- [11] **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).
- [12] **Krivchenko, G.I.,** *Hydraulic Machines: Turbines and Pumps*, Mir Publishers, Moscow, 1986.
- [13] **Casey, M.V., Keck, H.,***Hydraulic turbines, Handbook of Fluid Dynamics and Fluid Machinery*, John Wiley, 1996.

- [14] **Kiranyaz, S., Ince, T., Gabbouj, M.,** *Multidimensional Particle Swarm Optimization for Machine Learning and Pattern Recognition*, Springer, Berlin, (2014), 13-28.
- [15] **Hekimoğlu M.,** A Methodology For Statistical Sensitivity Analysis Of System Dynamics Models, (2010), *Graduate Program in Industrial Engineering Bogazici University*
- [16] **Rao, S.S.,** *Engineering Optimization and Theory*, 4th edition, Wiley, (2009), 3-4
- [17] **Kaya, S., Fiğlalı, N.,** Çok Amaçlı Problemlerde Pareto Optimal Kullanımı, *Social Sciences Research Journal, Volume 5, Issue 2*, 9-18 (2016),
- [18] **Williams, H.P.** (1999), *Model Building in Mathematical Programming*, 4. baskı, Wiley, New York, NY.
- [19] **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).
- [20] **Bovet T.,** Contribution to the study of Francis turbine runner design, *ASME Paper 61 – WA- 155*, (1961).
- [21] **Galindo, J., Hoyas, S., Fajardo, P., Navarro, R.** (2013), Set-up Analysis and Optimization of CFD Simulations for Radial Turbines, *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics Vol. 7, No. 4*, 441–460.
- [22] **Jain, S., Saini, R. P., Kumar, A.,** (2010), Cfd Approach For Prediction of Efficiency of Francis Turbine, *IGHEM-2010, AHEC, IIT Roorkee, India*
- [23] **Wu, J., Shimmei, K., Tani, K., Nikura, K., Sato, J.,** (2007). CFD-based Design Optimization for Hydro Turbines, *Journal of Fluid Engineering, vol. 129*, 159-168.
- [24] **Enomoto, Y., Kurosawa, S., Kawajiri, H.** (2012). Design Optimization of a high specific speed Francis turbine runner, *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*.
- [25] **Kawajiri, H., Enomoto, Y., Kurosawa, S.** (2014). Design optimization method for Francis turbine, *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 27th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*.
- [26] **Obrovsky, J., Zouhar, J.** (2014). Experiences with the hydraulic design of the high specific speed Francis turbine, *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 27th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*.
- [27] **Shukla, M. K., Prasad, V., Jain, R., Shukla, S. N.** (2011). CFD Analysis of 3-D Flow for Francis Turbine, *MIT International Journal of Mechanical Engineering Vol. 1 No. 2*, 93-100

- [28] **Oh, H. W., Yoon, E. S.,** (2007). Application of computational fluid dynamics to performance analysis of a Francis hydraulic turbine, *Proc. IMechE Vol. 221 Part A: J. Power and Energy*, 583-590
- [29] **Prasad, V., Gahlot, V. K., Krishnamachar, P.,** (2009). CFD approach for design optimiation and validation for axial flow hydraulic turbine, *Indian Journal of Engineering & Material Sciences Vol. 16*, 229-236
- [30] **Wang, L.,** (2012), The Optimal Design based on CFD combined with CAD for Turbine Runner, *JOURNAL OF SOFTWARE, VOL. 7, NO. 8*, 1721-1726
- [31] **Ayancık, F.,** (2014). Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yardımıyla Su Türbini Çarkı Tasarımı ve Eniyilemesi, *Yüksek Lisans Tezi*, TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [32] **Aytaç, Z.,** (2014) Su Türbini Ayar Kanadı Tasarım Sistemi Geliştirilmesi ve Çeşitli Francis Tipi Türbinler için Uygulanması *Yüksek Lisans Tezi*, TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [33] **Akın, H.,** (2014), Su Türbini Tasarımı Amaçlı Sayısal Yöntemler Geliştirilmesi ve Uygulaması, *Yüksek Lisans Tezi*, TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [34] **Çetintürk, H.,** (2016), Boru içerisinde Francis Tipi Türbin Tasarımı, *Yüksek Lisans Tezi*, TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [35] **Kaplan, A.,** (2016), Francis Tipi Türbin Çarkının Tersine Mühendislik İle Tasarımı Ve Rehabilitasyonu, *Yüksek Lisans Tezi*, TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [36] **Aylı, Ü. E.,** (2012). Francis Tipi Türbinlerin Sayısal Yöntemler ile Tasarımı, Parametre Optimizasyonu ve Model Testlerinin Sayısal Alt Yapısının Geliştirilmesi, *Doktora Tezi*, TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [37] International Standard on Hydraulic Turbines, Storage Pumps and Pump-turbines, Model Acceptance Tests, IEC 60193:1999(E).
- [38] **Singh, S.,** *Handbook of Mechanical Engineering*, (2011), S. Chand, New Delhi.
- [39] **Khurana, S., Navtej, B., Singh, H.** (2012), Effect of Cavitation on Hydraulic Turbines, *International Journal of Current Engineering and Technology*, 172-177.
- [40] **Keller, M., Sallaberger, M.,** Modern hydraulic design of pump turbines, *14th International Seminar on Hydropower Plants*, Vienna, Austria, (2006).
- [41] **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, (2004).
- [42] **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).

- [43] **Sadrehaghghi, I., Smith, R.E., Tiwari, S.,** Grid and Design Variables Sensitivity Analysis for NACA Four Digit Wing-Sections, *AIAA Paper 93-0195*, (1993)
- [44] **Cummings, R.M., Mason, W.H, Morton, S.A., Mcdaniel, D.R.,** (2015), *Applied Computational Aerodynamics*, Cambridge University Press
- [45] **Versteeg, H.K., Malalasekera, W.,** (2007), *An Introduction to Computational Fluid Dynamics – The Finite Volume Method*, second edition, Pearson,2007
- [46] **Karaboğa, D.,** (2017) *Yapay Zeka Optimizasyon Algoritmaları*, Nobel Yayın
- [47] **Parkinson, A.R., Balling, R.J., Hedengren, J.D.,***Optimization Methods for Engineering Design, Application and Theory*, Brigham Young University, (2013)
- [48] **Most, T. and J. Will** (2008). Metamodel of Optimal Prognosis - an automatic approach for variable reduction and optimal metamodel selection. *In Proc. Weimarer Optimierungs- und Stochastiktage 5.0*, Weimar, Germany, November 20-21, 2008.
- [49] **Myers, R. H., Montgomery, D. C., and Andersson-Cook, C. M.** (2002). *Response surface methodology: Process and product optimization using designed experiments* (Second ed.). Hoboken, New Jersey, USA: Wiley.
- [50] **Hoshino, N., Takemura, A.,** (2000), On reduction of finite-sample variance by extended Latin hypercube sampling, *Bernoulli* 6, 1035-1050
- [51] **Hungtington, D. E. and C. S. Lyrantzis,** (1998). Improvements to and limitations of Latin hypercube sampling, *Probabilistic Engineering Mechanics* 13, 245-253.
- [52] **Roos, D., T. Most, J. F. Unger, and J. Will,** (2007). Advanced surrogate models within the robustness evaluation. *In Proc. Weimarer Optimierungs- und Stochastiktage 4.0*, Weimar, Germany, November 29-30, 2007.
- [53] **Li, M.,** (2007), Robust Optimization and Sensitivity Analysis with Multi Objective Genetic Algorithms: Single- And Multi-Disciplinary Applications, *Doctor of Philosophy*, Faculty of the Graduate School of the University of Maryland, College Park
- [54] **Most, T., Will, J.,** Recent Advances in Meta-model of Optimal Prognosis, *DYNARDO, Dynamic Software and Engineering GmbH*, Weimar, Germany, 2010
- [55] Hidroelektrik Santral Bileşenlerinin Yerli Olarak Tasarımı Ve Üretimi (MİLHES), Saha İnceleme Raporu,. (2015)

[56] **Sepetçi, G.**, (2017), Kepez Hidroelektrik Santrali'nin Saha Ölçümleri ve Sayısal Bazlı Hidrolik Analizi, *Yüksek Lisans Tezi*, TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.)





ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Alev Elikalfa Köksal
Uyruğu : T.C.
Doğum Tarihi ve Yeri : 12.05.1989 – Devrek/Zonguldak
E-posta : alevelikalfa@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2014, Hacettepe Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Nükleer Enerji Mühendisliği Bölümü
- **Yükseklisans** : 2017, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

Yıl	Yer	Görev
2016 –	FİGES AŞ	CFD Uygulama Mühendisi
2014 – 2016	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Su Türbinleri Tasarım ve Test Merkezi	Burslu Yüksek Lisans Öğrencisi
2012	Türkiye Atom Enerji Kurumu, Çekmece Nükleer Araştırma ve Eğitim Merkezi	Stajyer
2011	Kemerköy Termik Santrali	Stajyer

YABANCI DİL: İngilizce (İleri düzeyde), Almanca (Temel düzeyde)

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- **Elikalfa A.**, Çelebioğlu K., Acar E., Aradağ S., (2017). Parametric Optimization of a Francis Turbine Runner for a Rehabilitation Project in Turkey, V. *European Conference on Renewable Energy Systems*.

