

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ

**SU ALTI AKINTI TÜRBİNLERİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR
DİNAMİĞİ MODELİNİN KURULMASI VE FARKLI KANAT
TASARIMLARININ PERFORMANSLARININ İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mustafa Gökhan ŞANLI

Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı

Enerji Bilim ve Teknoloji Programı

HAZİRAN 2019

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ

**SU ALTI AKINTI TÜRBİNLERİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR
DİNAMİĞİ MODELİNİN KURULMASI VE FARKLI KANAT
TASARIMLARININ PERFORMANSLARININ İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Mustafa Gökhan ŞANLI
301111045**

Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı

Enerji Bilim ve Teknoloji Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Mehmet Sedat KABDAŞLI

HAZİRAN 2019

İTÜ, Enerji Enstitüsü'nün 301111045 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Mustafa Gökhan ŞANLI, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “SU ALTI AKINTI TÜRBİNLERİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI MODELİNİN KURULMASI VE FARKLI KANAT TASARIMLARININ PERFORMANSLARININ İNCELENMESİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Mehmet Sedat KABDAŞLI**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Filiz BAYTAŞ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Dr. Mehmet Adil AKGÜL
Yeditepe Üniversitesi

Teslim Tarihi : **03 Mayıs 2019**
Savunma Tarihi : **11 Haziran 2019**

Aileme,

ÖNSÖZ

Tezin gerçekleşmesinde beni konuya yönlendirmesi ve verdiği destekle danışmanım Prof. Dr. Mehmet Sedat Kabdaşlı'ya, çalışmamda hiçbir zaman yardımlarını esirgemeyen eşim Gizem Şanlı'ya ve eğitimime verdiği önem dolayısıyla aileme teşekkürü borç bilirim.

Mayıs 2019

Mustafa Gökhan Şanlı
Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER.....	ix
KISALTMALAR.....	xi
SEMBOLLER.....	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ	xvii
ÖZET.....	xix
SUMMARY.....	xxi
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Hesaplama Yöntemleri.....	2
1.1.1 Momentum kanat elemanı teorisi.....	2
1.1.2 Hesaplamalı akışkanlar dinamiği	2
1.2 Çalışmanın Amacı	3
2. TÜRBİN KANATLARININ MODELLENMESİ VE HESAPLAMALI YÖNTEMLER İLE İNCELENMESİ	5
2.1 Bahaj ve Arkadaşlarının Makalesinin İrdelenmesi.....	5
2.2 3 Boyutlu Modelin Kurulması.....	9
2.3 3 Boyutlu Modele Ağ Örülmesi	11
2.3.1 Sınırların ve alanın isimlendirilmesi	11
2.3.2 Koordinat sistemlerinin tanımlanması.....	13
2.3.3 Ağ yapının kurulması	14
2.3.3.1 Eşleşme kontrolü	14
2.3.3.2 Etki küresinin tanımlanması.....	15
2.3.3.3 Şişme tabakası ve kanat yüzeyi boyutlandırması	15
2.4 Çözüm Modelinin Kurulması.....	16
2.4.1 Kabuller ve sınırlamalar	17
2.4.2 Sınır şartlar.....	18
2.4.3 Türbülans modelleri ve modellerin karşılaştırılması.....	19
2.4.3.1 k- ϵ türbülans modeli	19
2.4.3.2 k- ω BSL ve SST türbülans modelleri	20
2.4.3.3 Türbülans modellerinin karşılaştırılması	20
2.4.4 Fluent çözüm yöntemlerinin karşılaştırılması.....	21
2.4.4.1 Basınç-hız eşleşmesi.....	22
2.4.4.2 Uzaysal ayrıklaştırma: basınç, momentum, türbülans kinetik enerjisi ve özgül enerji sönmüleme oranı	23
2.4.4.3 Gradyan.....	24
2.4.5 Modelin doğrulanması.....	25
2.4.5.1 Ağ yapısından bağımsızlık.....	25
2.4.5.2 Modelin deneyle kıyaslanması.....	26
2.5 Farklı Kanat Tasarımlarının Denenmesi	27
2.5.1 Kanat profilleri.....	27

2.5.2 Hatve açısı	28
2.5.3 Sonuç ve değerlendirme	28
2.5.3.1 Sabit kanat ucu hızı oranında performans kıyaslaması	29
2.5.3.2 Sabit kanat profilinde hatve açısı performans kıyaslaması	32
2.5.3.3 En iyi profil-açı ikililerinin performans kıyaslaması	38
2.5.3.4 NACA 638XXX kanat profilinin $\lambda=6$ ve $17,5^\circ$ 'lik hatve açısında incelenmesi	38
3. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	41
KAYNAKLAR.....	43
EKLER.....	45
ÖZGEÇMİŞ.....	53

KISALTMALAR

BSL	: Baseline
EKKH	: En Küçük Kareler Hücre tabanlı
GGD	: Green-Gauss Düğüm
GGH	: Green-Gauss Hücre
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
KEMT	: Kanat Elemanı Momentum Teorisi
SIMPLE	: Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations
SST	: Shear Stress Transport

SEMBOLLER

A	: Türbin alanı
C	: Kiriş uzunluğu
C_P	: Güç katsayısı
C_T	: İtke katsayısı
k	: Türbülans kinetik enerjisi
Q	: Kanat üzerindeki moment
R	: Türbin yarıçapı
t	: kanat kesitindeki azami kalınlık
U_∞	: Akıntı hızı
α	: Hücüm açısı
β	: Hatve açısı
ε	: Türbülans enerjisi sönümleme oranı
λ	: Kanat ucu hızı oranı
ρ	: Yoğunluk
Ω	: Açısal hız
ω	: Türbülans özgül enerji sönümleme oranı

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Türbin kanatlarının diğer geometrik özellikleri.....	6
Çizelge 2.2 : Denenen kanatların hatve açısı ve akıntı hızı.....	8
Çizelge 2.3 : 2 numaralı deneyde elde edilen eğriden okunan veriler.	9
Çizelge 2.4 : Kanat ucu hızı oranı ile kanat açısai hızı ilişkisi.	19
Çizelge 2.5 : Türbülans modeli kıyaslaması.....	21
Çizelge 2.6 : Basınç-hız eşleşmesi kıyaslaması.	22
Çizelge 2.7 : 1. ve 2. derece çözüm şemasının karşılaştırılması, sınaa k- ω BSL türbülans modeli.....	23
Çizelge 2.8 : 1. ve 2. derece çözüm şemasının karşılaştırılması, sınaa k- ϵ BSL türbülans modeli.....	24
Çizelge 2.9 : Gradyan kıyaslaması.....	25
Çizelge 2.10 : Ağ yapıdaki eleman büyüklüğü ve şişme tabakası kat sayısının düğüm ve eleman sayısına etkisi.	26
Çizelge 2.11 : Deney ve model kıyaslaması.....	27
Çizelge 2.12 : Hesaplaması yapılan kanat profilleri ve hatve açıları.	29
Çizelge 2.13 : Tüm profil-açı ikililerinin kanat ucu hızı oranına göre hesaplanan güç katsayıları.	37
Çizelge 2.14 : Hesaplaması yapılan kanat profilleri ve hatve açıları.	38

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : NACA 63812, -21, -18, -21 ve -24 profillerinin normalleştirilmiş gösterimleri.	6
Şekil 2.2 : Makalede kullanılan prototip türbin.	6
Şekil 2.3 : Su tüneline dinamometreye bağlı prototip türbin.	7
Şekil 2.4 : Kanat profili üzerindeki hızlar ve açılar.	7
Şekil 2.5 : Deney koşullarında kanat ucu hız oranına bağlı güç katsayısı değişimi. ...	8
Şekil 2.6 : Akışkan alanının ölçüleri.	10
Şekil 2.7 : Akışkan alanında akıntı yönü.	10
Şekil 2.8 : Türbin kanadı ve göbeğin 3B modeli.	10
Şekil 2.9 : Akıntı alanına giriş yüzeyleri (memba).	11
Şekil 2.10 : Akıntı alanından çıkış yüzeyi (mansap).	12
Şekil 2.11 : Periyodik tanımlanan simetri yüzeyleri.	12
Şekil 2.12 : Tanımlı kontrol hacmi.	13
Şekil 2.13 : Kanat yüzeyi.	13
Şekil 2.14 : Koordinat sistemleri (a) Dönme (b) Etki küresi.	14
Şekil 2.15 : Eşleşme kontrolünü tanımlayan periyodik yüzeyler ve dönme eksen.	14
Şekil 2.16 : Etki küresi.	15
Şekil 2.17 : Kanat etrafında şişme tabakaları: 30 bölüm, 10 tabaka, 0,5mm eleman boyutu.	16
Şekil 2.18 : 680.000 düğüm ve 2.720.000 elemanlı örnek ağ model görünümü.	16
Şekil 2.19 : $2,35 \times 10^6$ elemanlı ağ yapıda, ardışık yaklaşımlara bağlı yakınsama değişimi örneği.	18
Şekil 2.20 : $2,35 \times 10^6$ elemanlı ağ yapıda ardışık yaklaşımlara bağlı moment katsayısı değişimi örneği.	18
Şekil 2.21 : Türbülans modellerinin kıyaslaması.	21
Şekil 2.22 : SIMPLE ve Coupled basınç-hız eşleşmesi yöntemlerinin karşılaştırılması.	22
Şekil 2.23 : 1. derece ve 2. derece çözüm şemalarının karşılaştırılması, $k-\omega$ BSL.	23
Şekil 2.24 : 1. derece ve 2. derece çözüm şemalarının karşılaştırılması, $k-\epsilon$	24
Şekil 2.25 : Gradyan kıyaslaması.	25
Şekil 2.26 : Ağ yapıdaki eleman büyüklüğü ve şişme tabakası kat sayısının düğüm ve eleman sayısına etkisi.	26
Şekil 2.27 : Deney ve model kıyaslaması.	27
Şekil 2.28 : NACA 4415 ve NACA 63-418 profillerinin normalleştirilmiş gösterimleri.	28
Şekil 2.29 : Göttingen 222 ve 646 profillerinin normalleştirilmiş gösterimleri.	28
Şekil 2.30 : Hatve açısı ve kanat profiline bağlı güç katsayısı değişimi, $\lambda=6$	29
Şekil 2.31 : NACA 638XX kanat profilinin hatve açısına bağlı güç katsayısı değişimi, $\lambda=6$	30

Şekil 2.32 : NACA 63418 kanat profilinin hatve açısına bağlı güç katsayısı değişimi, $\lambda=6$.	30
Şekil 2.33 : NACA 4415 kanat profilinin hatve açısına bağlı güç katsayısı değişimi, $\lambda=6$.	31
Şekil 2.34 : Göttingen 222 kanat profilinin hatve açısına bağlı güç katsayısı değişimi, $\lambda=6$.	31
Şekil 2.35 : Göttingen 646 kanat profilinin hatve açısına bağlı güç katsayısı değişimi, $\lambda=6$.	32
Şekil 2.36 : NACA 638XX kanat profilinin hatve açısı ve kanat ucu hızı oranına bağlı değişimi.	33
Şekil 2.37 : NACA 638XX kanat profilinin hatve açısı ve kanat ucu hızı oranına bağlı değişimi.	33
Şekil 2.38 : NACA 4415 kanat profilinin hatve açısı ve kanat ucu hızı oranına bağlı değişimi.	34
Şekil 2.39 : NACA 4415 kanat profilinin hatve açısı ve kanat ucu hızı oranına bağlı değişimi.	34
Şekil 2.40 : Göttingen 222 kanat profilinin hatve açısı ve kanat ucu hızı oranına bağlı değişimi.	35
Şekil 2.41 : Göttingen 222 kanat profilinin hatve açısı ve kanat ucu hızı oranına bağlı değişimi.	35
Şekil 2.42 : Göttingen 646 kanat profilinin hatve açısı ve kanat ucu hızı oranına bağlı değişimi.	36
Şekil 2.43 : Göttingen 646 kanat profilinin hatve açısı ve kanat ucu hızı oranına bağlı değişimi.	36
Şekil 2.44 : NACA 63418 kanat profilinin hatve açısı ve kanat ucu hızı oranına bağlı değişimi.	37
Şekil 2.45 : En iyi performans gösteren profil-açı ikililerinin kıyaslanması.	38
Şekil 2.46 : Kanat yüzeylerindeki basınç dağılımı a) akıntı üstü b) akıntı altı yönü.	39
Şekil A.1 : $r/R=0,375$ 'te hız dağılımı.	47
Şekil A.2 : $r/R=0,375$ 'te basınç dağılımı.	47
Şekil A.3 : $r/R=0,375$ 'te türbülans kinetik enerjisi dağılımı.	48
Şekil A.4 : $r/R=0,625$ 'te hız dağılımı.	48
Şekil A.5 : $r/R=0,625$ 'te basınç dağılımı.	49
Şekil A.6 : $r/R=0,625$ 'te türbülans kinetik enerjisi dağılımı.	49
Şekil A.7 : $r/R=0,875$ 'te hız dağılımı.	50
Şekil A.8 : $r/R=0,875$ 'te basınç dağılımı.	50
Şekil A.9 : $r/R=0,875$ 'te türbülans kinetik enerjisi dağılımı.	51

SU ALTI AKINTI TÜRİNLERİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ MODELİNİN KURULMASI VE FARKLI KANAT YAPILARININ VE AÇILARININ İNCELENMESİ

ÖZET

Dünyanın enerji ihtiyacı hızlı bir şekilde artmakta ve dünya nüfusu artışı ile sanayi gelişimine bağlı olarak bu ihtiyacın büyümeye devam edeceği öngörülmektedir. Bu talebin karşılanması için alternatif enerji kaynaklarına yönelim olmuştur.

Günümüzde, dünyanın enerji ihtiyacının önemli bir kısmı fosil yakıtlardan elde edilmektedir. Kaynak sorunları, yükselen fiyatlar ve çevre sorunları yüzünden güvenilir ve ucuz teknolojiyi kullanarak sürdürülebilir şekilde yenilenebilir enerji kaynakları değerlendirilmektedir.

Çoğunlukla değerlendirilmemiş kaynaklar olarak deniz ve okyanuslar birden farklı şekilde güç üretimi için fırsat tanımaktadır. Bunlardan bazıları termal enerji, dalga enerjisi, açık deniz rüzgâr enerjisi, gelgit ve su altı akıntı enerjisidir.

Su altı akıntı enerjisi engin, güvenilir ve düzenlidir. Akıntı üreteçleri ile çevreye daha az zarar ile ucuza ve kolayca enerji üretmek mümkündür. Küresel ölçekte yürütülen çalışmalar su altı akıntı enerjisinin ticari ölçekte büyük bir potansiyele, sürdürülebilir ve tahmin edilebilir şekilde sahip olduğunu göstermektedir.

Akıntıdan enerji elde etmek için rüzgâr türbinlerine benzer şekilde su altı türbinleri kullanılır. Akıntının kanatları döndürmesiyle hidrokinetik enerji mekanik enerjiye çevrilir ve bu enerji bir jeneratör yardımıyla elektrik enerjisine çevrilir. Çevrim verimini arttırmak için türbin hidrodinamiğini iyi anlamak birincil önceliklidir.

Su altı akıntı türbinleri şaft eksenine göre yatay eksenli ve dikey eksenli türbinler olarak iki sınıfa ayrılabilir. Son yıllardaki eğilim, daha yüksek güç kapasitesi ile verim eldesi ve kurulum kolaylığından ötürü yatay eksenli türbinler yönündedir.

Bu çalışmada, 3 kanatlı yatay eksenli bir su altı akıntı türbini modeli kullanılarak deneyler yapılan bir makale temel alınmış; makaledeki veriler tezde kurulan hesaplamalı akışkanlar dinamiği modelinden elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Makalede uçtan gövdeye kalınlaşan, NACA 63-812'den 63-824'e 17 farklı kanat profilinden üretilmiş bir türbin kullanılmış ve çeşitli açısız hız, akıntı hızı ve kanat hatve açısından güç katsayısı hesaplanmıştır.

Türbinin 3 boyutlu modeli hazırlanırken makalede tanımlanan giriş uzunluğu, hatve açısı ve kesitin konumu esas alınmış ve üç kanat yerine tek bir kanat çizilmiştir. Akış alanını modellemek için bu kanat etrafına üçte birlik kesik konik inşa edilmiştir. Modelin üçte bire düşürülmesindeki amaç hesaplama için gerekli kaynakların düşürülmesidir.

Hazırlanan 3B modele ağ yapı kurmak için öncelikle giriş, çıkış, kanat yüzeyleri ve tam türbine tamamlamak için periyodiklik yüzeyleri tanımlanmıştır. Eleman

boyutunu düşürmek ve hesaplama başarısını arttırmak için kanadın yakın olduğu akışkan alanında etki küresi tanımlanmış, kanat yüzeyindeki akış değişimini yakalayabilmek için şişme tabakaları oluşturulmuş ve eleman boyutu düşük tutulmuştur.

Çözüm için analiz programında öncelikle sınır koşullar girilmiştir ve periyodiklik tanımlanmıştır. Çözüm başarısını sağlamak için türbülans modelleri arasından $k-\epsilon$, $k-\omega$ BSL ve $k-\omega$ SST denenmiş ve deney sonuçları ile karşılaştırma sonunda ikinci model ile devam etmeye karar verilmiştir.

Kurulan model ile ağ yapıdan bağımsızlık çalışmaları yapılmış ve hata payının kabul edilebilir olduğu seviyede olduğu eleman sayısı ile diğer kanat tasarımlarının incelenmesine geçilmiştir.

Kanat tasarımında incelenen değişkenler, kanat profili ile hücum açısına doğrudan etkisi olan hatve açısı olmuştur. Toplamda 5 kanat profili ve 6 hatve açısı, 6 farklı kanat ucu hızı oranında denenmiştir ve her bir profil-açı ikilisi için en yüksek güç katsayısının elde edildiği çalışma noktaları belirlenmiştir. Çalışmanın sonunda, uygulamaya yönelik yüksek performans sağlayan bir tasarım ve çalışma hızı önerilmiştir.

CFD MODELLING OF MARINE CURRENT TURBINES BLADES AND PERFORMANCE ANALYSIS OF DIFFERENT BLADES GEOMETRIES AND PITCH ANGLES

SUMMARY

In recent decades, world energy demand has been rapidly increasing and is expected to keep growing due to increasing global population and industrial development. This growing demand has brought attention to exploration of alternative sources of energy.

At present, a large majority of world's energy need is being covered with fossil fuels. Due to exploitation of resources, high prices and environmental issues more studies are being performed to develop reliable and low-cost technologies to make use of various renewable energy resources as sustainable alternatives.

As largely untapped resources, oceans offer several different forms of energy to be investigated as potential sources for power generation from hydrokinetic energy. These are thermal energy, wave energy, offshore wind energy, tidal energy and marine current energy.

Marine current energy is vast, reliable and regular. It is much easier and cheaper to extract using current converters, with less harmful effects to the environment. Various global studies have shown that marine current energy has large potential as a predictable sustainable resource for commercial scale generation of electrical power.

To produce energy from water currents, marine current turbines are deployed. They convert kinetic energy from water into mechanical energy when the fluid flow causes rotation of the propellers and a generator attached to the turbine then produces electricity. To make benefit of this resource as much as possible, understanding of the hydrodynamics of energy conversion turbine systems is of primary importance.

Marine current turbines can be classified according to their rotational axis orientation with regard to the water flow direction; horizontal axis and vertical axis turbines.

In recent years, more research is focused on horizontal axis marine current turbines because they are more efficient as the installation of large vertical axis turbines is troublesome and their electricity generation capacity is less.

Horizontal axis turbines can be further broken into two groups: parallel axis turbines, where the axis is parallel to the water stream direction, and perpendicular axis turbines, where the axis is perpendicular to the water stream direction.

Numerical simulation and experiments are useful methods to predict and investigate the behavior of marine current turbines, and to analyze different hydrodynamic problems, including turbine performance.

There are mainly two approaches for numerically analyzing the performance of a horizontal axis marine current turbine system. One is the blade element momentum theory (BEMT) and the other is computational fluid dynamics (CFD). BEMT models

the turbine as a set of isolated two-dimensional (2D) blade elements, to which one can apply the 2D hydrodynamics theory individually and then perform an integration to find the thrust and torque. BEMT was mainly used for the analysis of horizontal axis marine current turbines, but, thanks to the rapid growth of numerical methods and computer resources, CFD applications have been recently abundant. Studies using CFD are done for the analysis of three-dimensional (3D) turbines and for the wake effect of turbines.

In the scope of this work, an article which reports the experimental data for a 3-bladed horizontal axis marine current turbine has been selected in order to compare the test data once a CFD model is established and results are obtained. The turbine in the article has a blade design based on NACA 63-812 to 63-824 blade profiles: blade cross-section getting thicker from tip to root in 17 sections. In the same study, power coefficient is calculated using the torque values measured at a dynamometer. Torque on the blades are a function of blade pitch angle and tip speed ratio.

A computer aided design (CAD) model of the turbine is created using the details presented in the article. NACA 63-8XX airfoils are created from coordinate files and are placed into positions according to their individual size, pitch angle, distance from center and chord length. A single blade model is obtained accordingly. A $\frac{1}{3}$ cone frustrum is then built around the blade model to simulate the fluid domain. Reducing from full turbine model to $\frac{1}{3}$ model significantly reduces the resources required for the calculations as the number of cells and nodes created during meshing are reduced.

The model is transferred to a meshing program where geometric boundaries are defined and meshing parameters are set. Meshing parameters include defining a sphere of influence which encloses the blade and increases the resolution within; defining inflation layers next to the blade surface in order to capture the flow characteristics near wall surface; defining reduced mesh size to refine near wall elements; defining number of divisions on each blade section to better capture the curvature of the foil geometry.

The mesh model is transferred to the solver where the inlet, outlet and wall boundary conditions are input. No slip wall condition at the blade surfaces, uniform velocity at the inlet surfaces and pressure outlet at the outlet surface are defined. Due to $\frac{1}{3}$ model, periodicity is also defined on the trapezoid surfaces connecting the inlet and outlet.

As the target is to have a model that best approximates the experimental results; turbulence models, pressure-velocity coupling scheme, and spatial discretization terms are investigated in detail.

k- ϵ , k- ω Baseline and k- ω Shear Stress Transport turbulence models are compared among each other and the model with the lowest error, k- ω Baseline, is selected. Literature shows that k- ω SST is the dominant choice.

Pressure-velocity coupling is tried between SIMPLE and Coupled schemes. Both methods gave similar results but Coupled method is selected due to low number of iterations and low resource requirement.

Under spatial discretization, different gradient methods are tried such as Green-Gauss Cell Based, Green-Gauss Node Based and Least Squares Cell Based. Green-Gauss Node Based is selected thanks to its slightly better approximation. 1st and 2nd order schemes are used under other spatial discretizations terms, namely for pressure,

momentum, turbulent kinetic energy and its specific dissipation rate. Based on the results 2nd order scheme is found to be significantly better than 1st order.

Once the model is established with its sub-selections a grid independence study is conducted to ensure that the results are not affected by the number of mesh elements or nodes.

Following grid independence, the calculation results are compared to the experimental data in the article. Upon finding reasonably good predictions over a wide range of tip speed ratio, the work is carried on with different blade design parameters. These parameters include the foil geometry and the pitch angle of the blade.

Five different geometry at six different pitch angles form the design space under investigation. Most of the combinations are analyzed for a wide range of tip speed ratio and optimum working condition for each point is found out.

The design with the highest efficiency is then thoroughly investigated with visual aids. Velocity, pressure and turbulent kinetic energy distribution are generated for different blade sections to better understand the flow behaviour.

1. GİRİŞ

Dünyanın enerji ihtiyacı hızlı bir şekilde artmakta ve dünya nüfusu artışı ile sanayi gelişimine bağlı olarak bu ihtiyacın büyümeye devam edeceği öngörülmektedir. Bu talebin karşılanması için alternatif enerji kaynaklarına yönelim olmuştur.

Günümüzde, dünyanın enerji ihtiyacının önemli bir kısmı fosil yakıtlardan elde edilmektedir. Kaynak sorunları, yükselen fiyatlar ve çevre sorunları yüzünden güvenilir ve ucuz teknolojiyi kullanarak sürdürülebilir şekilde yenilenebilir enerji kaynakları değerlendirilmektedir.

Çoğunlukla değerlendirilmemiş kaynaklar olarak deniz ve okyanuslar birden farklı şekilde güç üretimi için fırsat tanımaktadır. Bunlardan bazıları termal enerji, dalga enerjisi, açık deniz rüzgâr enerjisi, gelgit ve su altı akıntı enerjisidir.

Su altı akıntı enerjisi engin, güvenilir ve düzenlidir. Akıntı üreteçleri ile çevreye daha az zarar ile ucuza ve kolayca enerji üretmek mümkündür. Küresel ölçekte yürütülen çalışmalar su altı akıntı enerjisinin ticari ölçekte büyük bir potansiyele, sürdürülebilir ve tahmin edilebilir şekilde sahip olduğunu göstermektedir.

Akıntıdan enerji elde etmek için rüzgâr türbinlerine benzer şekilde su altı türbinleri kullanılır. Akıntının kanatları döndürmesiyle hidrokinetik enerji mekanik enerjiye çevrilir ve bu enerji bir jeneratör yardımıyla elektrik enerjisine çevrilir. Çevrim verimini arttırmak için türbin hidrodinamiğini iyi anlamak birincil önceliklidir.

Su altı akıntı türbinleri shaft eksenine göre yatay eksenli ve dikey eksenli türbinler olarak iki sınıfa ayrılabilir. Son yıllardaki eğilim güç kapasitesi, daha yüksek verim eldesi ve kurulum kolaylığından ötürü yatay eksenli türbinler yönündedir.

Su altı akıntı türbinlerinin başarılı bir şekilde kullanılabilmesi hidrodinamik karakteristiklerin tahmin edilebilmesine, en uygun performansın sağlanabilmesine, türbinin uygun maliyetli ve konuşlanma yerine uygulanabilir olmasına bağlıdır. Türbinlerin çalışma verimliliğini artırabilmek için fiziksel ve işlevsel değişkenlerin incelenmesini sağlayacak yöntemler saptanmalıdır. Türbinlerin hidrodinamik özelliklerini saptamak için uygun ve doğru yöntemi seçmek önemlidir.

1.1 Hesaplama Yöntemleri

Sayısal hesaplamalar ile deneyler rüzgâr ve akıntı türbinlerinin hareketlerini araştırmak ve öngörmek için faydalı yöntemlerdir. Tam ölçekli bir türbinin performansını incelemek için birçok farklı yaklaşım vardır. Yatay eksenli su altı akıntı türbin sistemi performansının sayısal incelemesi için temel iki ana yaklaşım vardır; Momentum Kanat Elemanı Metodu (MKEM) ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) [1,2].

1.1.1 Momentum kanat elemanı teorisi

Momentum teorisi ve kanat elemanı teorisinin bileşimi olan momentum kanat elemanı teorisi sabit ve eksenel akış durumunda modelleme yapılırken yatay eksenli türbinlerin performansını öngörmede yüksek doğruluk derecesine sahiptir. Bu teori türbin kanatlarında olan akışın geri kalan akıştan bağımsız olarak incelenebileceğini varsayar. Türbin birbirinden ayrılmış iki boyutlu kanat kesitleri olarak modellenir. Bu kesitlerin her birine iki boyutlu hidrodinamik teorisi ardışık yaklaşım yöntemleriyle ayrı ayrı olarak uygulanabilir ve sonrasında itme kuvveti ile dönme momentinin bulunması için kesitler toplanır. Teori, kesitten kesite akış geçişi olmadığını kabul eder. Bu varsayımdan ötürü hatalar oluşur ve KEMT incelemelerinin doğruluğunu düşürür [1]. Bu nedenle, üç boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) incelemesi türbinin daha hassas güç performansı öngörüsü ve ayrıntılı akış incelemesi için daha uygundur [3].

1.1.2 Hesaplamalı akışkanlar dinamiği

Sayısal simülasyon, türbin performansı dahil olmak üzere, değişik hidrodinamik problemlerin analizi için oldukça faydalıdır [1]. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği türbin etrafındaki karmaşık akışların incelenmesi için en iyi yöntemdir, çünkü HAD sayesinde akış simülasyonu yaparak başarılı ve kabul edilebilir sonuçlar elde edilmesini sağlar. Dezavantajlarından birisi yüksek hesaplama yüküne sebep olmasıdır. Ancak, sayısal yöntemlerin ve bilgisayar kaynaklarının hızlı gelişimi sayesinde HAD yönteminin kullanıldığı uygulamalarla son zamanlarda artan sayıda karşılaşılmaktadır.

Bu yöntemin en büyük faydası yüksek başarısıdır. Tüm akıntı hızlarında kullanılabilir ve diğer yöntemlerin aksine üç boyutlu akış karakteristiğini öngörebilir.

Diğer momentum kanat elemanı yöntemleriyle kıyaslandığında, HAD çok daha fazla hesaplama yükü oluşturur; yüksek sayıda tasarım değişkeninin parametrik olarak değiştirilmesi gerektiğinde tasarım için daha az elverişlidir. Ancak, bilgisayarların gücünün gelişimi sayesinde, hesaplamalı akışkanlar dinamiğini büyük kümelerle paralel hesaplamalar kullanarak tasarımda kullanmak mümkündür [4].

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği akışkan fiziğini tanımlayan denklemleri çözmek için sayısal yöntemler kullanır. HAD tek başına veya diğer simulasyon yöntemleriyle birlikte kullanıldığında, yerel akış hakkında ve dolayısı ile değişen akım koşullarında su altı akıntı türbini işleyimi hakkında detaylı bilgi sağlayabilen güçlü bir araçtır. Dar ölçekte kanat kesitlerindeki kaldırma ve sürtünme kuvvetlerinden yola çıkarak türbin performans verilerini elde etmenin yanı sıra; geniş ölçekte türbinin etrafındaki akış hakkında ayrıntılı bir tablo oluşturarak türbinlerin dizilimine karar verilmesinden, aşınma, yerel gel-git yönü ve büyüklük değişimi gibi olası çevresel sorunların değerlendirilmesine de kadar fayda sağlayabilir [5].

1.2 Çalışmanın Amacı

Bu çalışmada yatay eksenli 3 kanatlı su altı akıntı türbinleri için bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği modeli kurmak amaçlanmıştır. Modelin kıyaslanmasında deney verileri olan örnek bir makale seçilmiş ve hesaplama ile veri karşılaştırılarak modelin başarısı değerlendirilmiştir. Model iyileştirilmesinde ANSYS programının ön-tanımlı çözüm parametreleri denenmiştir. Çalışır model ile kanat kesit profilleri ve kanat hatve açıları değiştirilerek tasarım türevleri oluşturulmuş, akıntı hızı ve türbin hızına bağlı olarak en uygun çalışma aralığının belirlenmesi hedeflenmiştir.

2. TÜRBİN KANATLARININ MODELLENMESİ VE HESAPLAMALI YÖNTEMLER İLE İNCELENMESİ

Bu çalışmada, 3B hesaplamalı akışkan dinamiği modelini oluşturmak ve doğrulamak için literatürde sık atıf yapılan Bahaj ve arkadaşlarının 2006 yılında yayımladıkları bir makale seçilmiştir [6]. Makalede sınanan türbin kanatları üç boyutlu olarak modellenmiş, hatayı en aza indirmek için değişken sıklıkta ağ yapı denenmiş, analizde çeşitli türbülans modelleri kullanılmış ve deneyde elde edilen değerler ile karşılaştırılmıştır. Modellemede Cornell Üniversitesi'nin SimCafe adlı e-öğrenme programından faydalanılmıştır [7].

Modelleme ve analiz kısımlarında, ticari bir program olan ANSYS, İstanbul Teknik Üniversitesi lisansı ile kullanılmıştır [8].

En az hatayı veren model oluşturulduktan sonra farklı kanat profilleri ve farklı hatve açılarında, uç hız oranına bağlı olarak güç katsayısının değişimi incelenmiştir.

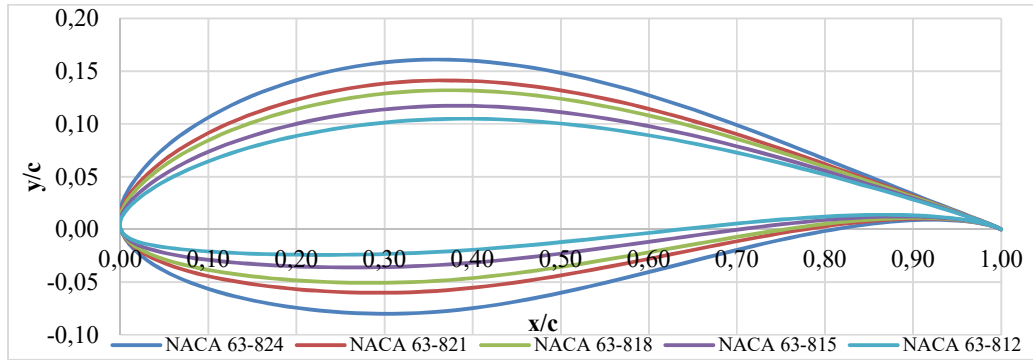
2.1 Bahaj ve Arkadaşlarının Makalesinin İrdelenmesi

Makalenin, bu tezin ilgi alanı olan kısmında, akıntı tüneline model türbin kanatları ile yapılan deneylerde, türbinden elde edilen güç ve itkinin; rotor açısal hızı, akıntı hızı ve kanatların hatve açısına bağlı değişimi incelenmiştir [6].

Deneylerde üç kanatlı bir türbin modeli kullanılmıştır. Rotor ve göbek çapı sırasıyla 800 ve 100mm'dir. Kullanılan kanat profili yarıçapa bağlı olmak üzere toplam 17 kesitte NACA¹ 63-812, 63-815, 83-818, 63-821 ve 63-824 profilleri (Şekil 2.1) ve bunların ara değer hesabı ile türetilmiş ara profillerinden oluşmaktadır. NACA 6 serisi profillerin son iki hanesi azami kalınlık oranına (t/c) işaret etmektedir [9]. Belirtilen NACA 6 serisi profillerin temininde Airfoil Tools [10] sitesinde yer alan koordinat dosyaları kullanılmıştır. Ara profillerin oluşturulmasında ise Çizelge

¹ The National Advisory Committee for Aeronautics (NACA) – 1915-1958 arasında havacılık konusunda hizmet vermiş resmi ABD kurumu. 1958'de NASA'nın kurulmasıyla son bulmuştur [12].

2.1’de belirtilen azami kalınlık oranları kullanılmış ve JavaFoil [11] programı ile türetilmiştir. Hazırlanan prototip model Şekil 2.2’de gösterilmektedir.



Şekil 2.1 : NACA 63812, -21, -18, -21 ve -24 profillerinin normalleştirilmiş gösterimleri [10].



Şekil 2.2 : Makalede kullanılan prototip türbin [6].

Çizelge 2.1 : Türbin kanatlarının diğer geometrik özellikleri.

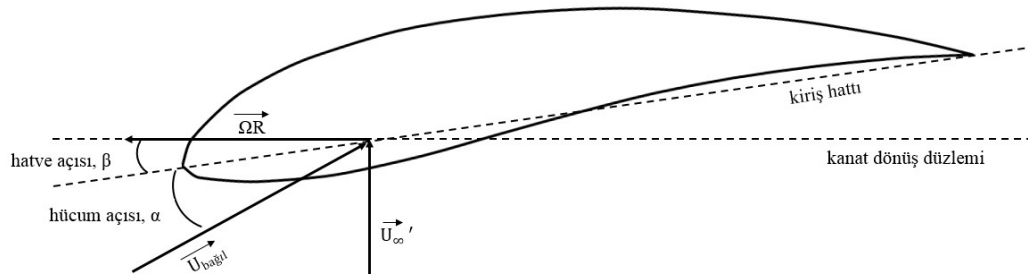
Kanat Kesiti	Yarıçap, r (mm)	Kiriş Uzunluğu, c (mm)	Azami Kalınlık Oranı, t/c (%)	Hatve Açısı (°)
1	80	50,000	24,0	15,0
2	100	48,125	22,5	12,1
3	120	46,250	20,7	9,5
4	140	44,375	19,5	7,6
5	160	42,500	18,7	6,1
6	180	40,625	18,1	4,9
7	200	38,750	17,6	3,9
8	220	36,875	17,1	3,1
9	240	35,000	16,6	2,4
10	260	33,125	16,1	1,9
11	280	31,250	15,6	1,5
12	300	29,375	15,1	1,2
13	320	27,500	14,6	0,9
14	340	25,625	14,1	0,6
15	360	23,750	13,6	0,4
16	380	21,875	13,1	0,2
17	400	20,000	12,6	0,0

Üretilen türbin su tüneline bir dinamometreye bağlanmış (Şekil 2.3) ve farklı sınır şartlarında türbin şaftında oluşan tork değerleri, Q , ve türbinin bağlı olduğu gövdede akıntı dolayısıyla oluşan itki kuvvetleri ölçülmüş, ölçülen değerler üzerinden güç katsayısı, C_P , ve itki katsayısı, C_T , hesaplanmıştır. Sınır şartları olarak kanat hatve açısı ve akıntı hızı değişken olarak alınmıştır ve bahsi geçen katsayılar, kanat ucu hız oranına, λ , göre grafiğe dökülmüştür.

Çalışmada 1. kesitin hatve açısı referans kabul edilmiş ve bahsi geçen diğer deney noktaları bu açı ile anılmıştır. Kanat profili üzerindeki akış her bir kesitin açısal hızına, dönme eksenine göre olan hatve açısına ve o akıntı hızına bağlıdır (Şekil 2.4).



Şekil 2.3 : Su tüneline dinamometreye bağlı prototip türbin [6].



Şekil 2.4 : Kanat profili üzerindeki hızlar ve açılar.

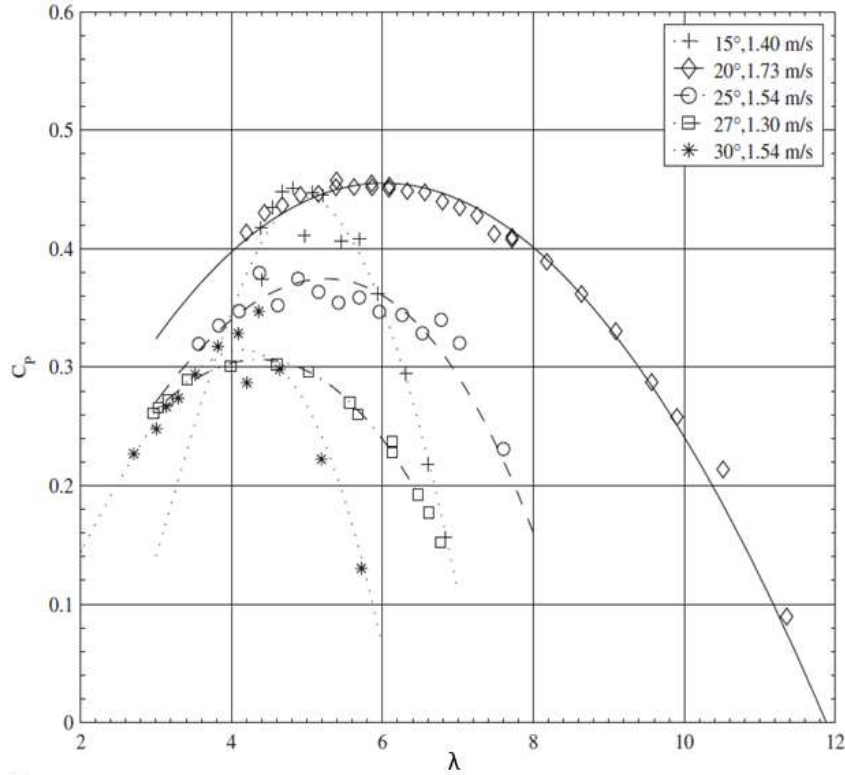
Kanat ucu hızı oranı, akıntının sahip olduğu güç ve güç katsayısı aşağıdaki denklemlerle gösterilmektedir (denklem 3.1, denklem 3.2 ve denklem 3.3).

$$\lambda = \frac{\Omega R}{U_{\infty}} \quad (3.1)$$

$$P_{akıntı} = \frac{1}{2} \rho A U_{\infty}^3 \quad (3.2)$$

$$C_p = \frac{Q\Omega}{P_{akıntı}} \quad (3.3)$$

Hesaplamalı modelin doğrulanması için en geniş aralıkta en tutarlı sonuçları veren ve Çizelge 2.2’de gösterilen 2 numaralı deney noktası seçilmiş, karşılaştırmada bu deney noktasında hesaplanan güç katsayıları baz alınmıştır. Kanat ucu hızına karşılık elde edilen güç katsayısı Şekil 2.5’te gösterilmiştir. 2 numaralı deneyin sonuçları tablo halinde Çizelge 2.3’te verilmiştir.



Şekil 2.5 : Deney koşullarında kanat ucu hız oranına bağlı güç katsayısı değişimi [6].

Çizelge 2.2 : Denenen kanatların hatve açısı ve akıntı hızı.

Deney	Hatve Açısı (°)	Akıntı Hızı (m/s)
1	15	1,40
2	20	1,73
3	25	1,54
4	27	1,30
5	30	1,54

Çizelge 2.3 : 2 numaralı deneyde elde edilen eğriden okunan veriler.

λ	C_p
3	0,32
4	0,39
5	0,44
6	0,46
7	0,44
8	0,40
9	0,34
10	0,24

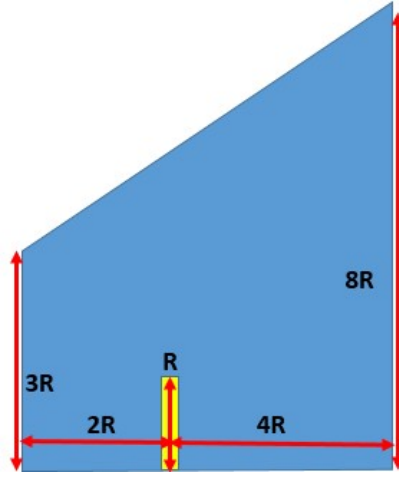
2.2 3 Boyutlu Modelin Kurulması

3 boyutlu kanat modeli kurulurken kanat profili koordinat dosyalarından faydalanılmış, profillerin boyutlandırılması ve açılandırılmasında Çizelge 2.1’de verilen ölçülerden faydalanılmıştır. Türbin kanadının bağlandığı göbek de modellenmiş ancak çözüm modelinde periyodikliği ve simetriye kullanabilmek adına makine bölümünün muhafazası ve kule modellenmemiştir. Modellemede ANSYS DesignModeler kullanılmıştır.

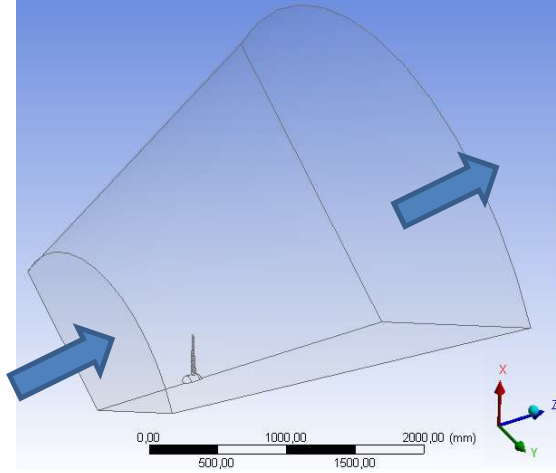
Ağ yapıdaki hücre ve düğüm sayısını azaltarak hesaplama yükü ve süresini düşürmek için benzer çalışmalarda [3,13] olduğu gibi akışkan alan (fluid domain) 1/3 kesik koni olarak modellenmiş ve ağ yapının örülmesinde daha sonra ayrıntılı olarak bahsedileceği gibi periyodiklik sınır şartı tanımlanmıştır. 1/3 kesik koniden, kanat ve göbek modelleri çıkartılarak ağ örülecek akışkan alanın kendisi ortaya çıkarılmıştır.

Kesik koninin; girişi temsil eden dar kısmı 3R yarıçapında, çıkışı temsil eden geniş kısmı 8R yarıçapındadır. Koninin yüksekliği 6R’dır ve türbin kanadı girişten 2R mesafede konumlanmıştır (Şekil 2.6). Akım tüpü akıntı yönünde genişlediği için çıkıştaki çap girişe göre daha büyük tutulmuştur.

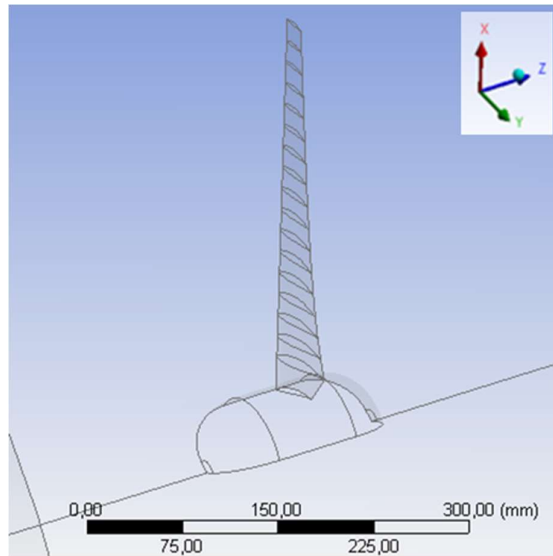
Kanat boylamı X ekseninde, akıntı +Z yönündedir. (Şekil 2.7), dolayısıyla türbin dönüş eksen Z eksenindedir. Türbinin -Z yönünde döndüğü Türbin kanadının akış alanı ile etkileşimi Şekil 2.8’de gösterilmiştir.



Şekil 2.6 : Akışkan alanının ölçüleri.



Şekil 2.7 : Akışkan alanında akıntı yönü



Şekil 2.8 : Türbin kanadı ve göbeğin 3B modeli.

2.3 3 Boyutlu Modele Ağ Örülmesi

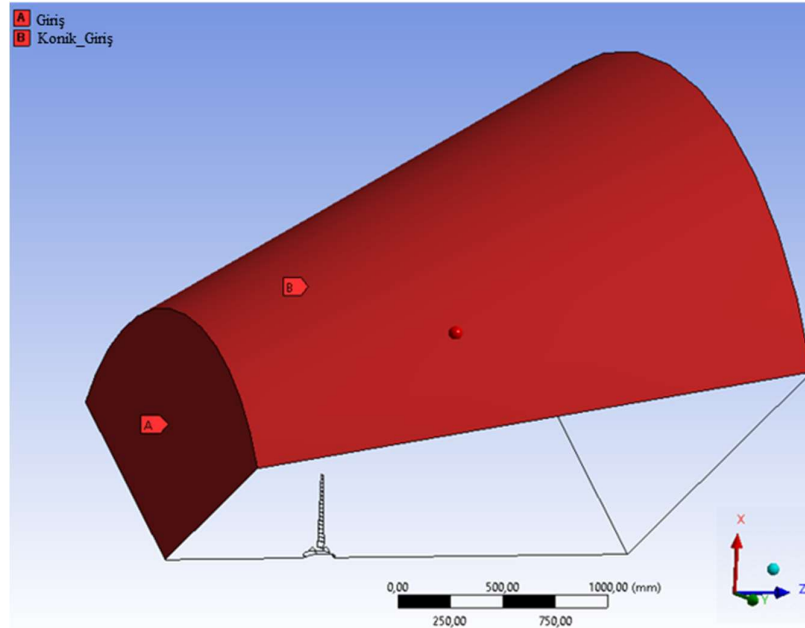
3B akışkan alan elde edildikten sonra ağ örülmesi işlemine geçilmiştir. Ağ örme ANSYS Meshing’de gerçekleştirilmiştir.

Çözüm doğruluğunun artırılması ve kullanılacak analiz modelinin sağlığı için ağ örülmesinde kanat çevresinde sıklaştırılması gerekmektedir.

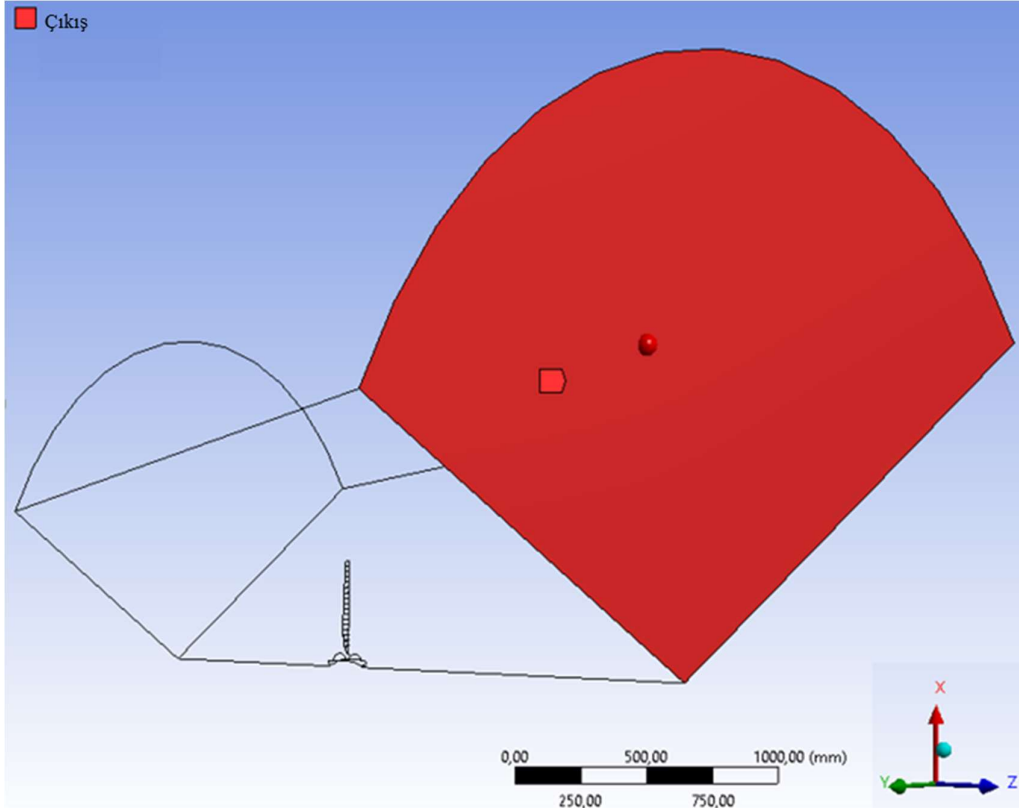
2.3.1 Sınırların ve alanın isimlendirilmesi

Bu aşamada eldeki modelin ilgili yüzeylerine ve modelin kendisine isim tanımlamaları yapılmıştır. Bu isimlendirmeler, çözümün gerçekleşeceği ANSYS Fluent’in tanınması için İngilizce olarak yapılmıştır.

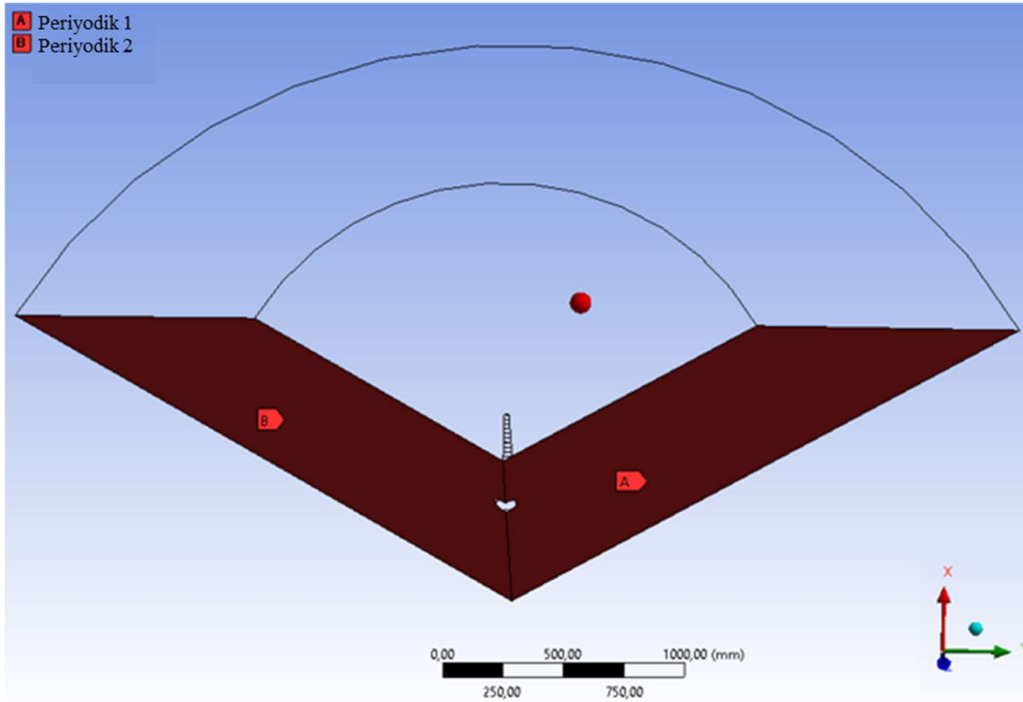
Şekil 2.9’da ‘Giriş’ olarak gösterilen dar çaplı 1/3 daire ve ‘Konik_Giriş’ olarak gösterilen konik yüzey akışkan alanına girişlerin olduğu yüzeyleri temsil etmektedir. Şekil 2.10’daki “Çıkış” olarak gösterilen geniş çaplı 1/3 daire akışkan alanından çıkışın olduğu yüzeyi temsil etmektedir. Şekil 2.11’deki yüzeyler (Periodik 1, Periodik 2) simetri ve periyodiklik için tanımlanmıştır ve 1/3 modelin sayısal hesap sırasında tam model gibi davranmasına yaramaktadır. Şekil 2.12’de ise hesaplamanın yapıldığı akışkan alanı ve Şekil 2.13’te ise kanat yüzeyleri gösterilmektedir.



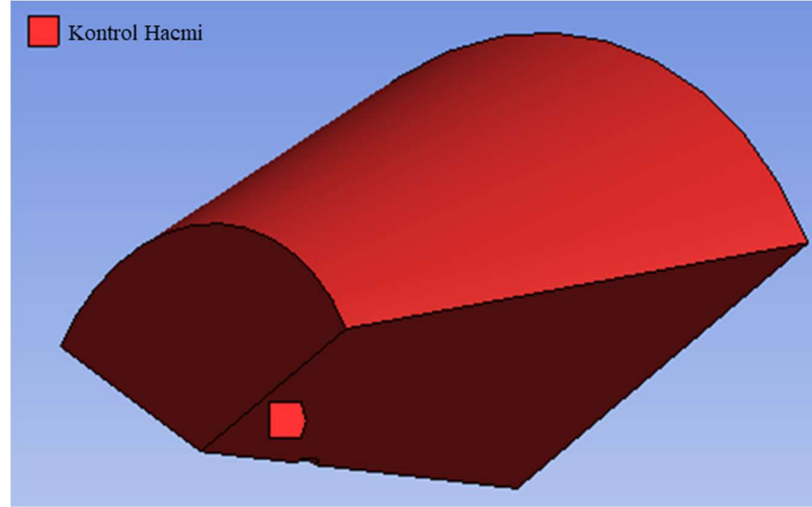
Şekil 2.9 : Akıntı alanına giriş yüzeyleri (memba).



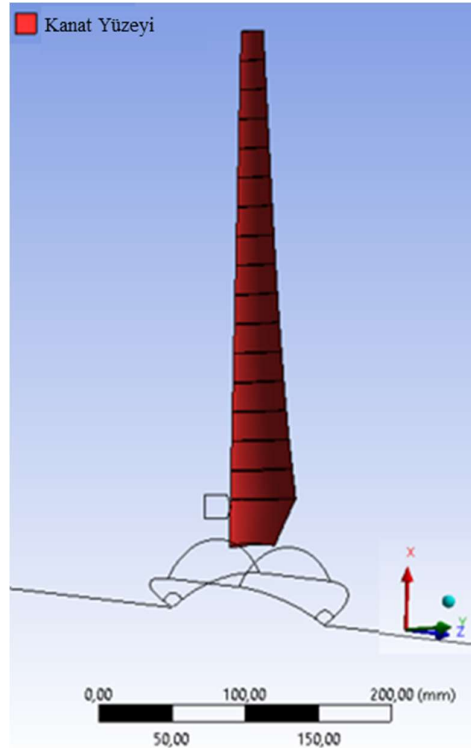
Şekil 2.10 : Akıntı alanından çıkış yüzeyi (mansap).



Şekil 2.11 : Periyodik tanımlanan simetri yüzeyleri



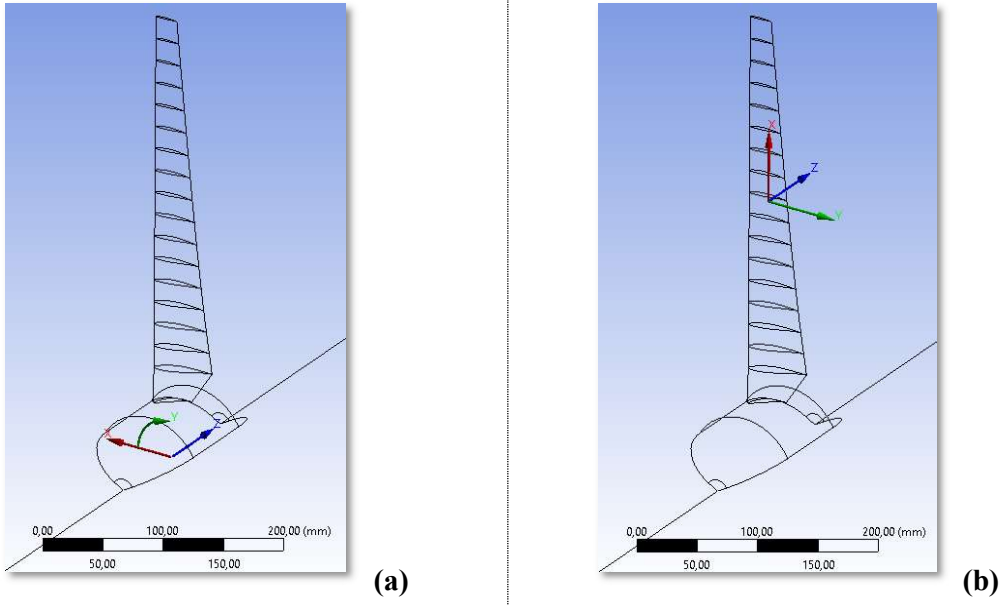
Şekil 2.12 : Tanımlı kontrol hacmi.



Şekil 2.13 : Kanat yüzeyi

2.3.2 Koordinat sistemlerinin tanımlanması

Ağ yapı kurulurken ihtiyaç duyulacak koordinat sistemleri bu aşamada eklenmiştir. İlki, Şekil 2.14'te gösterilen koordinat sistemi 3 boyutlu koninin merkezinden geçen ve Z eksenini etrafında dönmeyi gösteren sistemdir. İkincisi ise ağ sıklığını kanat çevresinde arttırmak için kullanılacak Etki Küresi (Sphere of Influence) merkezini gösteren sistemdir. Etki alanının merkezi $0,5R$ yükseklikte konumlanmıştır.

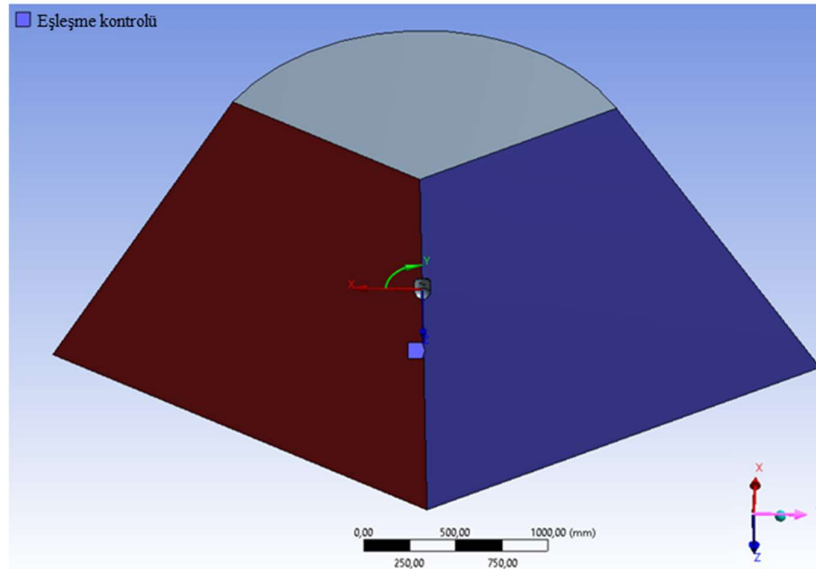


Şekil 2.14 : Koordinat sistemleri (a) Dönme (b) Etki küresi.

2.3.3 Ağ yapının kurulması

2.3.3.1 Eşleşme kontrolü

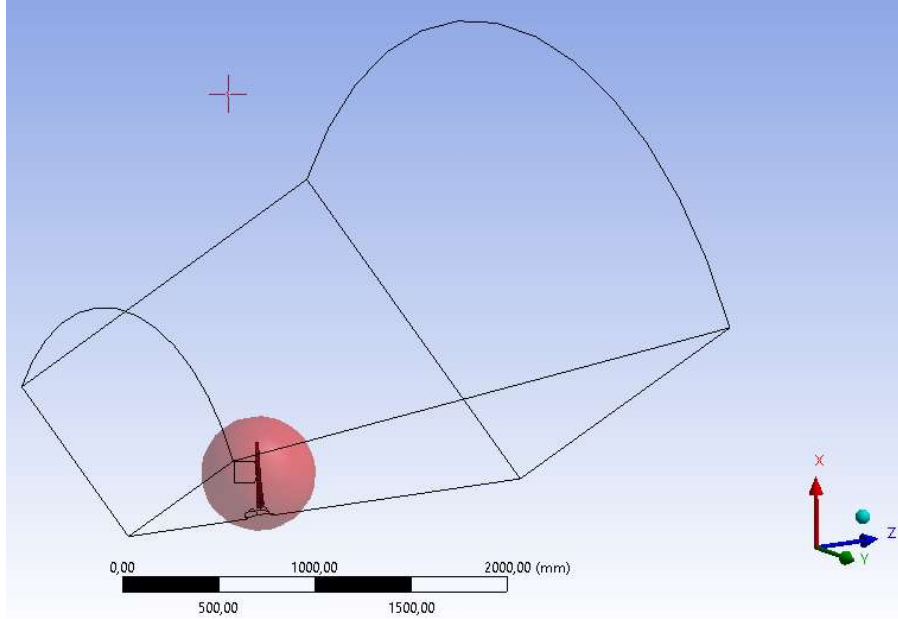
Eşleşme kontrolü, yukarıda bahsi geçen periyodik simetri yüzeylerini ve dönme koordinat sistemini kullanmaktadır (Şekil 2.15). Çözümün gerçekleşeceği Fluent programına yüzeylerin birbirini takip ettiğini anlatmaktadır.



Şekil 2.15 : Eşleşme kontrolünü tanımlayan periyodik yüzeyler ve dönme eksen.

2.3.3.2 Etki küresinin tanımlanması

Yukarıda bahsi geçen etki küresi koordinat sistemi, merkez olarak kabul edilmiştir ve 300mm ($0,75R$) yarıçapında bir küre içinde 15mm'lik ($3,75 \times 10^{-3}R$) elemanlar tanımlanmıştır (Şekil 2.16). Bu ağ yöntemi kanada yakın mesafede olan akıntı alanının daha sık örülmesi için kullanılmıştır.

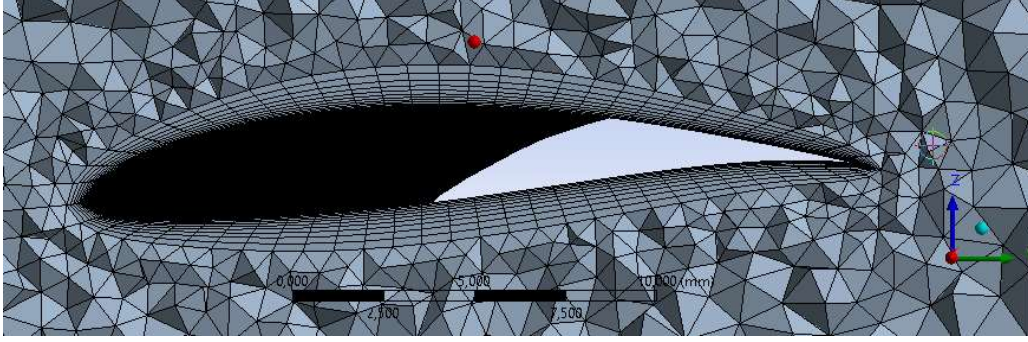


Şekil 2.16 : Etki küresi.

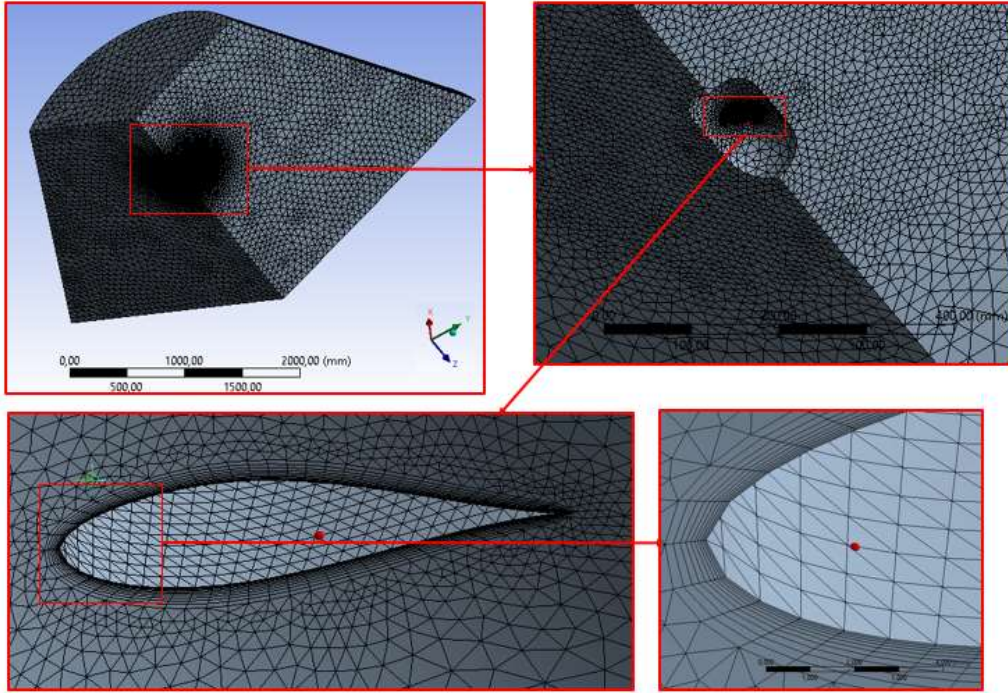
2.3.3.3 Şişme tabakası ve kanat yüzeyi boyutlandırması

Kanat yüzeyinde sınır tabaka oluşumunu yakalayabilmek için kanat yüzeyinde ağ alanının geri kalanına göre daha sık eleman kullanılması gerekmektedir. Ancak kanat boyunca hız değişimi yüksek olmadığı için aynı sıklık bu yön için gerekli değildir. Dolayısıyla işlem yükünü azaltmak için en-boy oranı yüksek elemanların kullanılması faydalı olmaktadır [14].

Şekil 2.17'de alt ve üst kanat boyunca 30'a bölünmüş, 10 katlı şişme tabakaları (inflation layer) örnek olarak verilmiştir. Bununla birlikte kanat yüzeyindeki eleman boyutu 0,5mm olarak belirlenmiştir. Her parametre de sayısal çözümün ağıdan bağımsızlığını tespit etmek için yapılan çalışmalarda değişken olarak alınmış ve ağ yapıdan bağımsızlık ilerleyen bölümlerde anlatılmıştır. 2,7 milyon elemana sahip ağ yapı modeli Şekil 2.18'de gösterilmiştir.



Şekil 2.17 : Kanat etrafında şişme tabakaları: 30 bölüm, 10 tabaka, 0,5mm eleman boyutu.



Şekil 2.18 : 680.000 düğüm ve 2.720.000 elemanlı örnek ağ model görünümü.

2.4 Çözüm Modelinin Kurulması

Çizelge 2.3'te gösterilen kanat ucu hızı oranına bağlı güç sayısı değerlerini en düşük hata oranı ile elde edebilmek amacıyla, ağ yapının aktarıldığı ve ANSYS Fluent'te kurulan modelde, basınç-temelli çözücü ve kararlı (steady) akış seçilmiştir [15,16].

Model doğruluğunu sınamak için çözüm yöntemleri değişken olarak alınmıştır. Bu değişkenler ise şöyledir:

- i. Türbülans modeli: k- ϵ , k- ω SST, k- ω BSL
- ii. Basınç-hız eşleşmesi (pressure-velocity coupling): SIMPLE, Coupled

- iii. Uzaysal ayrıklaştırma (spatial discretization) başlığında
 - a. Gradyan (Green-Gauss Hücre Tabanlı, Green-Gauss Düğüm Tabanlı ve En Küçük Kareler Hücre Tabanlı)
 - b. Basınç (Standart, 2. Derece)
 - c. Momentum (1. Derece, 2. Derece)
 - d. Türbülans kinetik enerjisi (1. Derece, 2. Derece)
 - e. Özgül enerji sönmleme oranı (specific dissipation rate) (1. Derece, 2. Derece)

Tüm değişkenlerin, 4 farklı açısal hızda denenmesi 288x4'lük bir kombinasyona yol açacağı ve işlem süresini uzatacağı için aynı başlıktaki değişkenler diğer değişkenler sabitken kendi içlerinde kıyaslanmıştır. Buna ek olarak uzaysal ayrıklaştırma altındaki değişkenlerden gradyan dışında olanlar tek bir değişken olarak düşünülmüştür.

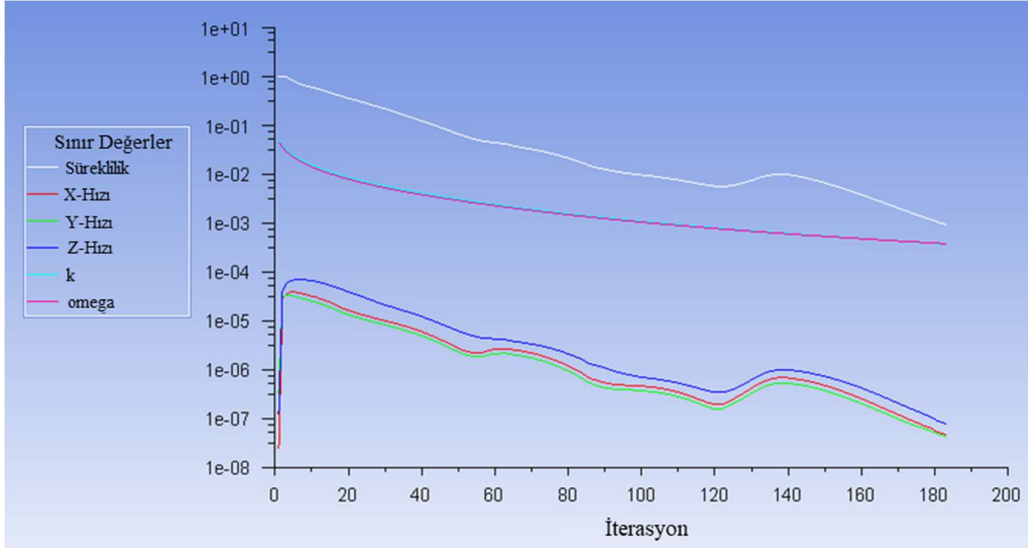
2.4.1 Kabuller ve sınırlamalar

Kurulan model, dayanım analizi ile bütünleşik olmadığı için türbin kanadının üzerinde oluşan kuvvetler yüzünden uğrayacağı şekil değişiklikleri ihmal edilmiştir. Kanat üzerinde oluşan statik basınç, kurulacak bir dayanım modeline girdi olabilir ve bu dayanım modelinden çıktı olarak alınacak şekil değiştirmiş yeni geometri ile akış analizi tekrarlanabilir.

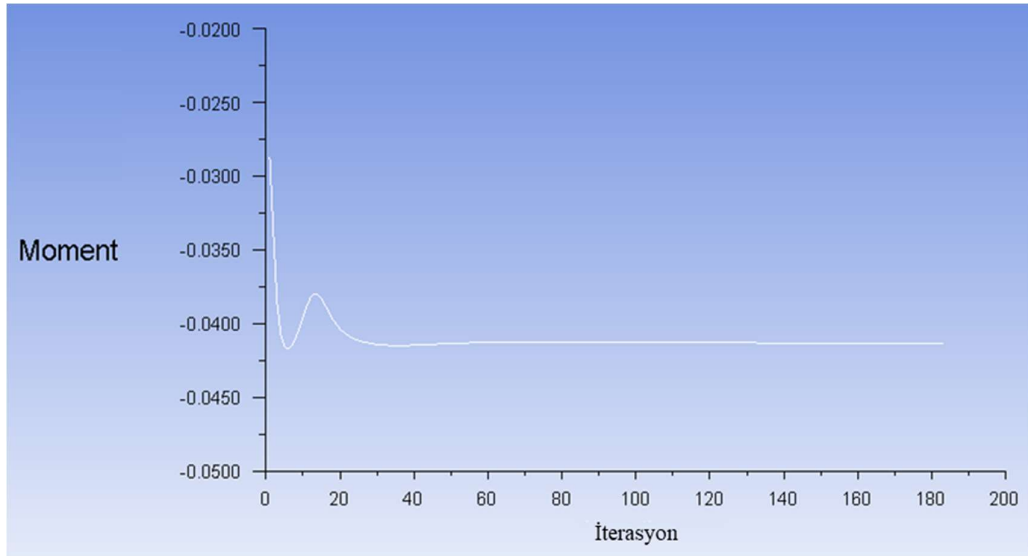
Türbin kanatlarının dayanımını etkileyen kavitasyon bu tezin kapsamı dışında olacaktır. Ancak model geliştirilip buna uygun hale getirilebilir.

Süreklilik, x-, y-, z-hız bileşenleri ve türbülans değişkenleri (k , ε veya ω) için yakınsama kriteri işlemci yükünü ve çözüm süresini düşürmek için 10^{-3} olarak alınmıştır (Şekil 2.19). Ayrıca çözüm sırasında kanat üzerindeki tork değerinin kararlılığı gözlemlenmiş ancak torkta kararlılık gözlemlenmediğinde ardışık yaklaştırma sayısını arttırmak için yakınsama kriteri düşürülmüştür.

Örnek olarak Şekil 2.19 ve Şekil 2.20'de, $2,35 \times 10^6$ elemanlı ağ yapıda, ardışık yaklaşımlara (iteration) bağlı yakınsama değişimi gösterilmiştir. Sınır değerler 10^{-3} olarak belirlenmiştir. Çözüm süresini kısıtlayan değerler genellikle süreklilik, k ve ω olmuş, 183 hesaplama sonunda sınır değerlere varılmıştır. Son 100 hesaplamada değişim %0,1'dir ve karşılaştırma sonuçlarını etkilemeyecek seviyededir.



Şekil 2.19 : $2,35 \times 10^6$ elemanlı ağ yapıda, ardışık yaklaşıtlara bağlı yakınsama değışimi örneği.



Şekil 2.20 : $2,35 \times 10^6$ elemanlı ağ yapıda ardışık yaklaşıtlara bağlı moment katsayısı değışimi örneği.

2.4.2 Sınır şartlar

Akışkan olarak kullanılan suyun yoğunluğu 25°C 'de $998,2 \text{ kg/m}^3$ ve dinamik ağıdalılık $0,001003 \text{ kg/ms}$ alınmıştır.

Suyun akış hızı giriş yüzeylerinde +Z yönünde sabit $1,73 \text{ m/s}$ 'dir. Türbülans tanımlama metodunda türbülans yoğunluğu %5 ve ağıdalılık oranı 10 olarak alınmıştır.

Kanadın açısal hızı ise 4 farklı λ değeri için denklem 3.1'den hesaplanmıştır ve Çizelge 2.4'te gösterilmiştir. Kanadın dönüşü $-Z$ yönündedir. Türbin göbeğinin merkezine, dönen koordinat sistemi tanımlanmış ve bu açısal hız bu koordinat sistemine tanımlanmıştır.

Kanat ve gövde yüzeylerinde akış hızının sıfır olduğu varsayılmıştır (no slip condition).

Akışkan çıkışı basınç olarak tanımlanmış ve bağıl olarak sıfır alınmıştır. Türbülans tanımlama metodunda geri-dönüş türbülans yoğunluğu %5 ve ağdalılık oranı 10 olarak alınmıştır.

Çizelge 2.4 : Kanat ucu hızı oranı ile kanat açısal hızı ilişkisi.

λ	$\Omega [rad/s]$
4	17,30
6	25,95
8	34,60
10	43,25

2.4.3 Türbülans modelleri ve modellerin karşılaştırılması

Fluent ticari programı, türbülans modeli olarak Spalart-Allmaras, k- ϵ , k- ω , Reynolds stres ve diğer benzeri türbülans modelleri ile bunların türevleri (örneğin k- ω için standart, Baseline ve Shear Stress Transport) ile çalışmaya imkân sağlamaktadır.

Sualtı akıntı türbinlerinin modellendiği benzer çalışmalarda ağırlıklı olarak k- ω SST [1,16-19] kullanılmaktadır ancak k- ϵ türbülans modeline de rastlanmıştır [3].

Bu çalışmada türbülans modellerinden k- ϵ , k- ω SST ve k- ω BSL modellerinden elde edilen değerler deney verileri karşılaştırılmıştır.

2.4.3.1 k- ϵ türbülans modeli

Standart k- ϵ türbülans modeli, hızlı ve başarılı sonuç vermesiyle akış ile ısı transferi uygulamalarında yaygın olarak kullanılan, Launder ile Spalding [20] tarafından ortaya konulan yarı ampirik bir modeldir.

Model, türbülans kinetik enerjisi ve türbülans enerjisi sönmelenme oranını taşınım denklemlerinden (denklem 3.4 ve denklem 3.5) elde eder [21]. Akışın tamamen türbülanslı, moleküler seviyede ağdalı akış etkilerin ihmal edilebilir olduğunu kabul eder. Akıştan kopmaların sınırlı olduğu dış akış durumlarında başarılı sonuç verir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad (3.4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - \frac{C_{2\varepsilon} \varepsilon^2}{k} \quad (3.5)$$

Denklemlerde, G_k ve G_b türbülans enerjisi üretimini; Y_M çalkantı açılımı (Fluctuating dilatation), tüm enerji sönümleme oranına olan katkısını; σ_k ve σ_ε , k ve ε için türbülans Prandtl sayılarını işaret eder. $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ ve $C_{3\varepsilon}$ ise ampirik sabit değerlerdir.

Türbülans ağdalılığı, μ_t ; k ve ε üzerinden hesaplanır. k - ω BSL ve SST türbülans modelleri

Menter [22] tarafından geliştirilen bu modelde, standart k - ω modelinin katı yüzey yakınındaki başarısı ile k - ε modelinin yüzey uzağında serbest akıştaki başarısının birleştirilmesi amaçlanmıştır.

Model, türbülans kinetik enerjisi, k , ve özgül enerji sönümleme oranını, ω , taşınım denklemlerinden (denklem 3.6 ve denklem 3.7) elde eder [23].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \omega u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega \quad (3.7)$$

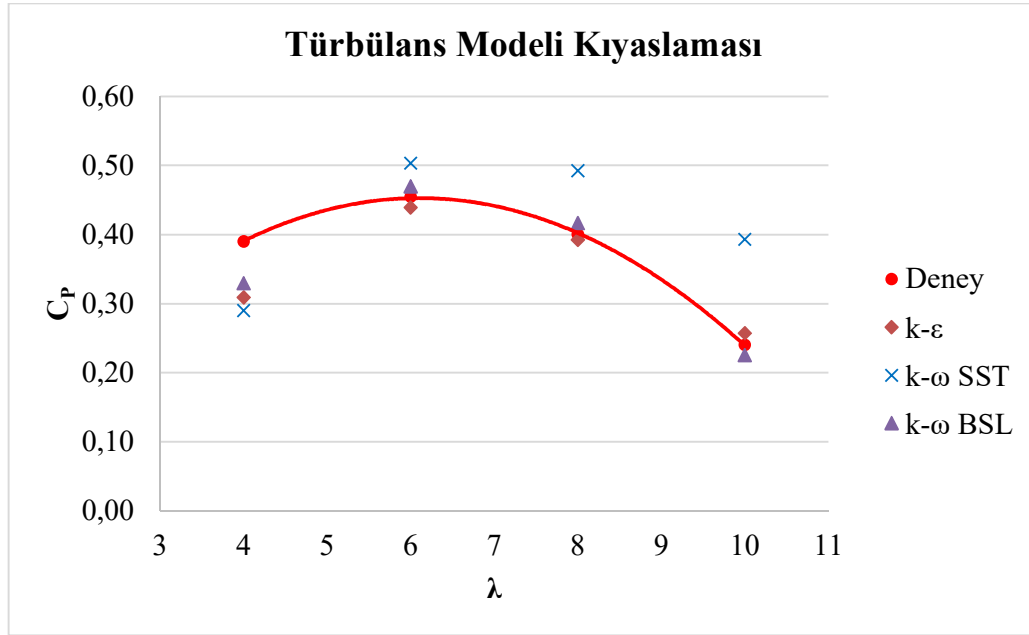
Denklemlerde G_k ve G_ω , k ve ω oluşumunu; Γ_k ve Γ_ω k ve ω 'nin etkin yayılabilirliğini (effective diffusivity); Y_k ve Y_ω , k ve ω 'nın türbülans yüzünden dağılımını ve D_ω , çapraz-yayılımı işaret etmektedir.

SST modeli, BSL modeline ek olarak türbülans ağdalılık tanımında türbülans kayma gerilmesinin taşınımını da dahil eder [24].

2.4.3.2 Türbülans modellerinin karşılaştırılması

Bahsi geçen üç türbülans modeli 4 farklı türbin açılal hızında incelenmiş ve sonuçlar deney verileri ile karşılaştırılmıştır (Şekil 2.21, Çizelge 2.5). Denenen 3 türbülans modeli de güç katsayısını düşük hızlarda deney verisinin altında tahmin etmiş, en

yüksek güç elde edilen hızlarda yakın tahmin etmiş, yüksek hızlarda ise farklı davranışlar sergilemişlerdir. Literatürde en çok kullanılan yöntemlerden birisi olan k- ω SST hata oranı olarak yükselen bir eğilim içindedir ve yüksek hızlarda ciddi hata payına sahiptir. Hem k- ϵ hem de k- ω BSL yöntemleri yüksek güç noktalarında başarılı tahminlerde bulunmuştur ancak hata oranı düşük olduğu için çalışmanın geri kalanında k- ω BSL yöntemi kullanılmıştır.



Şekil 2.21 : Türbülans modellerinin kıyaslaması.

Çizelge 2.5 : Türbülans modeli kıyaslaması.

λ	Deney	k- ϵ	k- ω SST	k- ω BSL	k- ϵ	k- ω SST	k- ω BSL
	C_p				Hata %		
4	0,39	0,31	0,29	0,33	-20,8%	-25,6%	-15,5%
6	0,46	0,44	0,50	0,47	-3,5%	10,6%	3,2%
8	0,40	0,39	0,49	0,42	-2,0%	23,1%	4,2%
10	0,24	0,26	0,39	0,23	7,1%	63,7%	-6,2%

2.4.4 Fluent çözüm yöntemlerinin karşılaştırılması

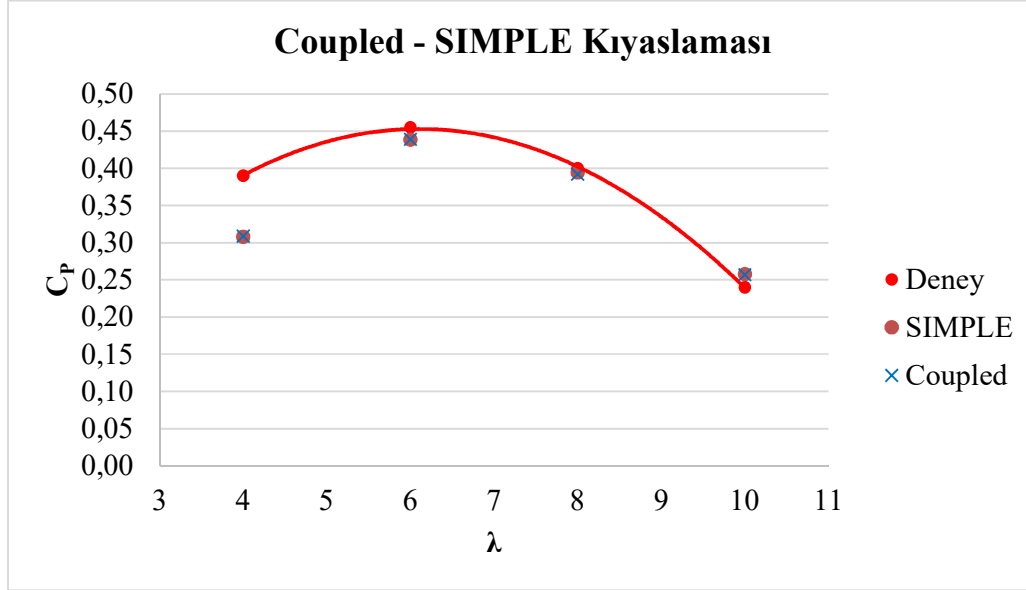
Bu kısımda Fluent programındaki çözüm yöntemleri² altında sıralanan değişkenlerin sonuca olan etkisi incelenecektir.

² Solution sekmesi altında yer alan “Methods” başlığına atıf yapılmaktadır.

2.4.4.1 Basınç-hız eşleşmesi

Fluent dahilindeki basınç temelli çözücü, akış problemindeki basınç ve hız parametrelerini ayrı ayrı veya beraber çözebilmektedir. SIMPLE, SIMPLEC ve PISO şemaları tahmin-düzeltilme yaklaşımı ile çözerken, Coupled şeması birlikte çözmektedir [25].

Karşılaştırma SIMPLE ve Coupled yöntemleri arasında yapılmıştır. 7,5 milyon elemanlı ağ yapıda; sabit değişkenlerin k-ε türbülans modeli, en küçük kareler hücre tabanlı gradyan ve diğer uzaysal ayrıklaştırma değişkenleri 2. derece olduğu durumda, yöntemler arasında belirgin bir fark gözlemlenememiştir (Şekil 2.22, Çizelge 2.6). Daha az ardışık yaklaşırma yapması sebebiyle Coupled yöntemi kullanılmıştır.



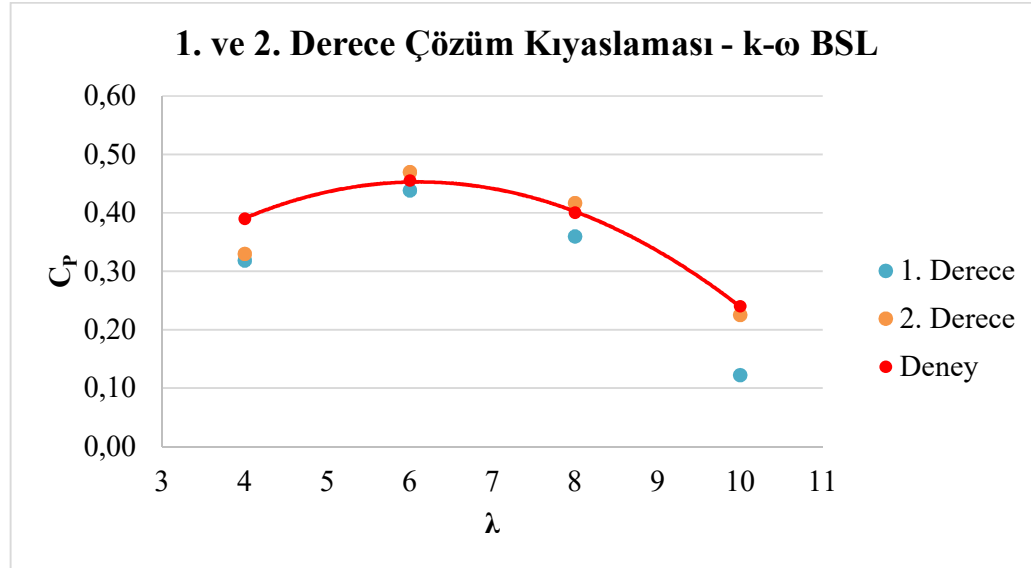
Şekil 2.22 : SIMPLE ve Coupled basınç-hız eşleşmesi yöntemlerinin karşılaştırılması.

Çizelge 2.6 : Basınç-hız eşleşmesi kıyaslaması.

λ	Deney	SIMPLE	Coupled	SIMPLE	Coupled
	C_p			Hata %	
4	0,390	0,308	0,309	-21,0%	-20,8%
6	0,455	0,438	0,439	-3,6%	-3,5%
8	0,400	0,394	0,392	-1,4%	-2,0%
10	0,240	0,258	0,257	7,4%	7,1%

2.4.4.2 Uzaysal ayrıklaştırma: basınç, momentum, türbülans kinetik enerjisi ve özgül enerji sönümleme oranı

Karşılaştırma, 1. derece ve 2. derece çözüm şemaları arasında yapılmıştır. 7,5 milyon elemanlı ağ yapıda; sabit değişkenler $k-\omega$ BSL türbülans modeli, en küçük kareler hücresi gradyanı, Coupled basınç-hız eşleşmesi kabul edilmiştir. Sonuç olarak 1. derece çözüm şemasının kanat üzerindeki torku gerçekleşen değerlerden daha düşük tahmin ettiği görülmüştür (Şekil 2.23, Çizelge 2.7). Aynı sına k- ϵ türbülans modelinde de yapılmış ve benzer davranış gözlemlenmiştir (Şekil 2.24, Çizelge 2.8). Hem literatüre [26] hem de analize göre daha doğru sonuç verdiği için oluşturulan sayısal modelde 2. derece çözüm şeması kullanılmaya karar verilmiştir³.

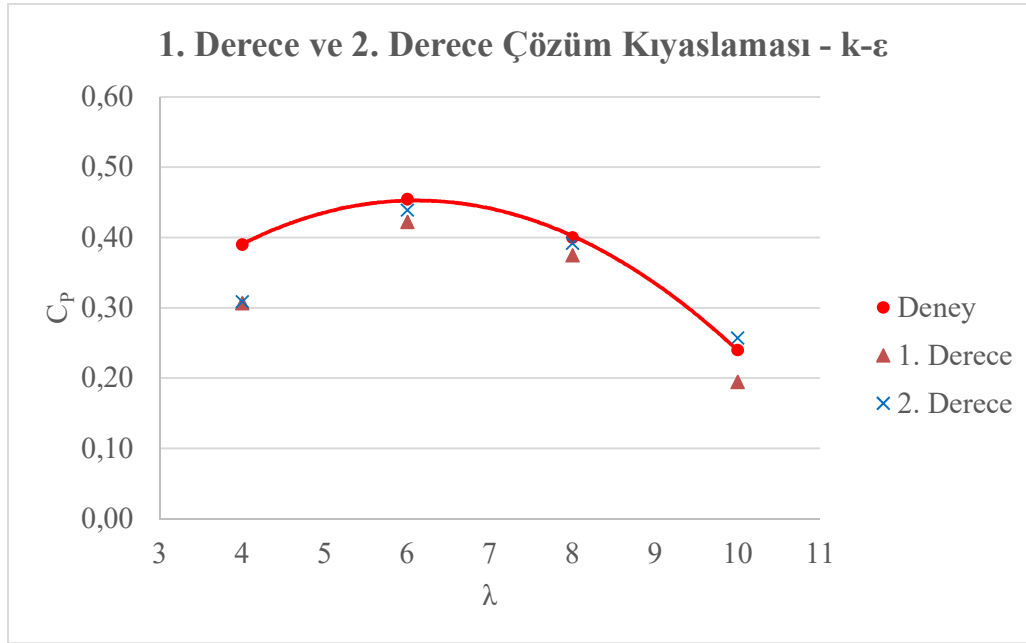


Şekil 2.23 : 1. derece ve 2. derece çözüm şemalarının karşılaştırılması, $k-\omega$ BSL.

Çizelge 2.7 : 1. ve 2. derece çözüm şemasının karşılaştırılması, sına k- ω BSL türbülans modeli.

λ	Deney	1. Derece	2. Derece	1. Derece	2. Derece
		C_p		Hata %	
4	0,39	0,32	0,33	-18%	-15%
6	0,46	0,44	0,47	-4%	3%
8	0,40	0,36	0,42	-10%	4%
10	0,24	0,12	0,23	-49%	-6%

³ Bazı hatve açısı ve kanat profili eşleşmelerinde, 2. derece çözüm şemasının ıraksamaya başladığı ve sonuç vermediği görülmüştür. Bunu engellemek için önce 1. derece çözüm şeması ile ardışık yaklaşımlar başlatılmış 2. derece çözüm şemasına ise daha sonra geçilmiştir.



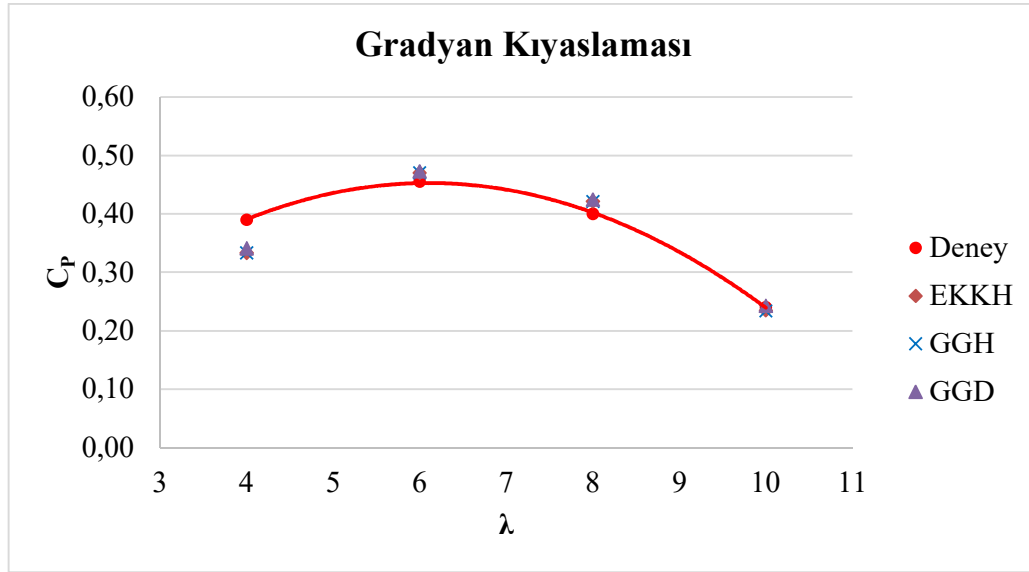
Şekil 2.24 : 1. derece ve 2. derece çözüm şemalarının karşılaştırılması, k-ε.

Çizelge 2.8 : 1. ve 2. derece çözüm şemasının karşılaştırılması, sınaama k-ε BSL türbülans modeli.

λ	Deney	1. Derece	2. Derece	1. Derece	2. Derece
		C_p		Hata %	
4	0,39	0,31	0,31	-21%	-21%
6	0,46	0,42	0,44	-7%	-3%
8	0,40	0,37	0,39	-6%	-2%
10	0,24	0,19	0,26	-19%	7%

2.4.4.3 Gradyan

Gradyanların çözümü için Fluent üç farklı yöntem sunmaktadır [27] ve bu çalışmadaki karşılaştırma, En Küçük Kareler Hücre tabanlı (EKKH), Green-Gauss Hücre tabanlı (GGH) ve Green-Gauss Düğüm tabanlı (GGD) gradyan çözüm yöntemleri arasında yapılmıştır. 7,5 milyon elemanlı ağ yapıda; sabit değişkenler k- ω BSL türbülans modeli, Coupled basınç-hız eşleşmesi ve 2. derece çözüm şeması kabul edilmiştir. Sonuç olarak gradyan yöntemleri arasında belirgin bir fark tespit edilememiştir, ancak az farkla daha yakın sonuç verdiği için Green-Gauss Düğüm tabanlı yöntem tercih edilmiştir (Şekil 2.25, Çizelge 2.9).



Şekil 2.25 : Gradyan kıyaslaması.

Çizelge 2.9 : Gradyan kıyaslaması.

λ	Deney	EKKH	GGH	GGD	EKKH	GGH	GGD
	C _p				Hata %		
4	0,39	0,33	0,33	0,34	-14,5%	-14,6%	-12,6%
6	0,46	0,47	0,47	0,47	3,3%	3,3%	3,9%
8	0,40	0,42	0,42	0,42	5,4%	5,3%	6,1%
10	0,24	0,24	0,23	0,24	-2,1%	-2,5%	1,1%

2.4.5 Modelin doğrulanması

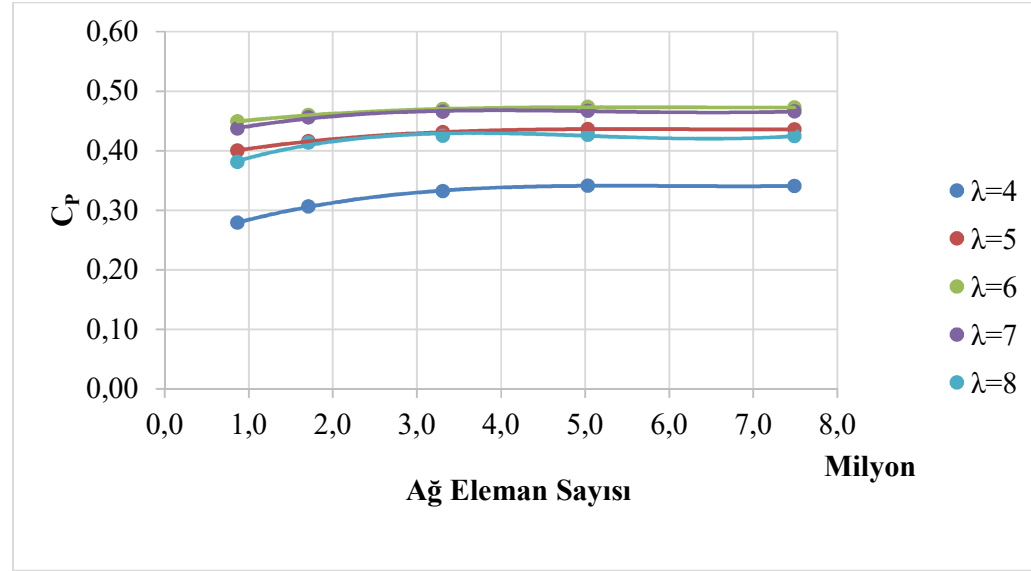
Yukarıda yapılan kıyaslamaların sonrasında, deneye en yakın sonuç veren kombinasyonun; k- ω BSL türbülans modeli, Coupled basınç-hız eşleşmesi, 2. derece çözüm şeması ve Green-Gauss Düğüm hücre tabanlı gradyan olduğu görülmüştür. Bu parametreler ile ağ yapısından bağımsızlık çalışması yapılmış ve kabul edilebilir en az hata ile en düşük hesaplama yükünü sağlayan ağ yapı elde edilmiştir. Elde edilen son model ile deney sonuçları kıyaslanmıştır.

2.4.5.1 Ağ yapısından bağımsızlık

Ağ yapısının çözüme etki edip etmediğini görmek için düğüm ve eleman sayılarını değiştirerek ağ yapıyla oynanmış ve eleman sayısına bağlı olarak güç katsayısında değişikliğin önemsiz görüldüğü yer tespit edilmiştir.

0,9; 1,1; 1,7; 3,3; 5,0; 7,5 milyon elemanlı ağ yapılar farklı kanat ucu hızı oranlarında denenmiştir. Buna göre 3,3 milyon elemandan 5,0 milyon elemana geçiş λ 'ya bağlı

olarak güç katsayısında %0,3 ile %2,7'lik bir değişime yol açarken, 5,0 milyon elemandan 7,5 milyon elemana geçiş %0,1 ile %0,5'lik bir farka yol açmaktadır (Şekil 2.26, Çizelge 2.10). İşlemci hesap yükü ve zamanını verimli kullanmak adına 5,0 milyon eleman ile devam edilmiştir.



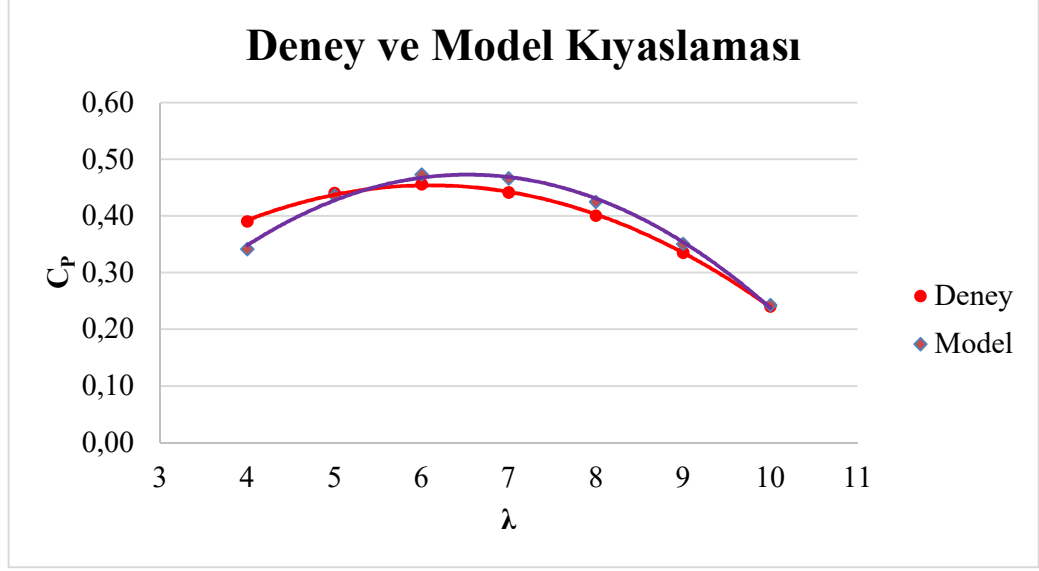
Şekil 2.26 : Ağ yapıdaki eleman büyüklüğü ve şişme tabakası kat sayısının düğüm ve eleman sayısına etkisi.

Çizelge 2.10 : Ağ yapıdaki eleman büyüklüğü ve şişme tabakası kat sayısının düğüm ve eleman sayısına etkisi.

Eleman Büyüklüğü (mm)	Şişme Tabakası Kat Sayısı	Düğüm Sayısı	Eleman Sayısı
0,2	12	1.986.498	7.487.636
0,4	12	1.568.036	5.030.560
0,6	12	954.370	3.306.851
0,9	12	471.271	1.709.865
1,5	12	287.263	1.129.213
4,0	8	194.324	866.395

2.4.5.2 Modelin deneyle kıyaslanması

Ağ yapısından bağımsız hale getirilmiş modelin sonuçları aşağıda gösterilmiştir. Buna göre en yüksek güç katsayısını veren kanat ucu hızı oranı ($\lambda=6$) ve daha yüksek açısal hızlarda, kurulan modelin deney değerlerine çok yakın sonuç verdiği gözlemlenmiştir. Açısal hız düştükçe hata payı artmasına rağmen %13'ten küçük kalmaktadır (Şekil 2.27, Çizelge 2.11).



Şekil 2.27 : Deney ve model kıyaslaması.

Çizelge 2.11 : Deney ve model kıyaslaması.

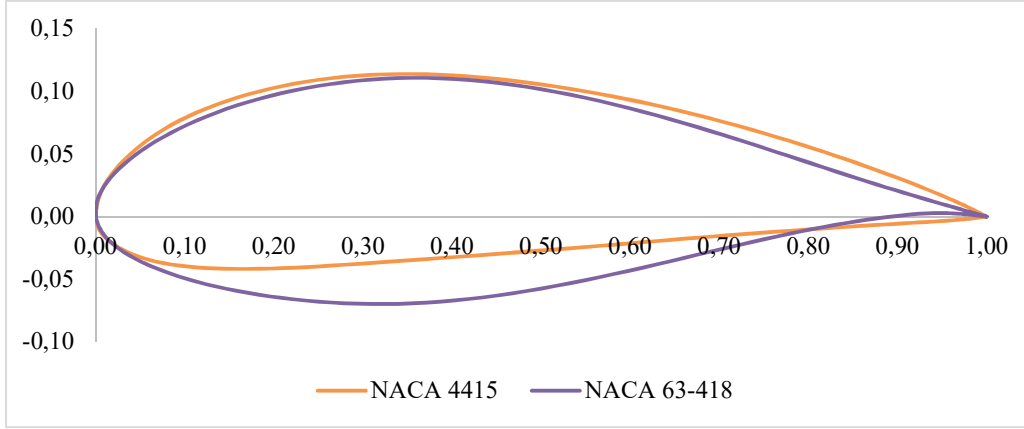
λ	Deney	Model	Model
	C_p		Hata
4	0,39	0,34	-12,6%
5	0,44	0,44	-0,9%
6	0,46	0,47	3,7%
7	0,44	0,47	5,7%
8	0,40	0,42	6,1%
9	0,34	0,35	4,5%
10	0,24	0,24	1,1%

2.5 Farklı Kanat Tasarımlarının Denenmesi

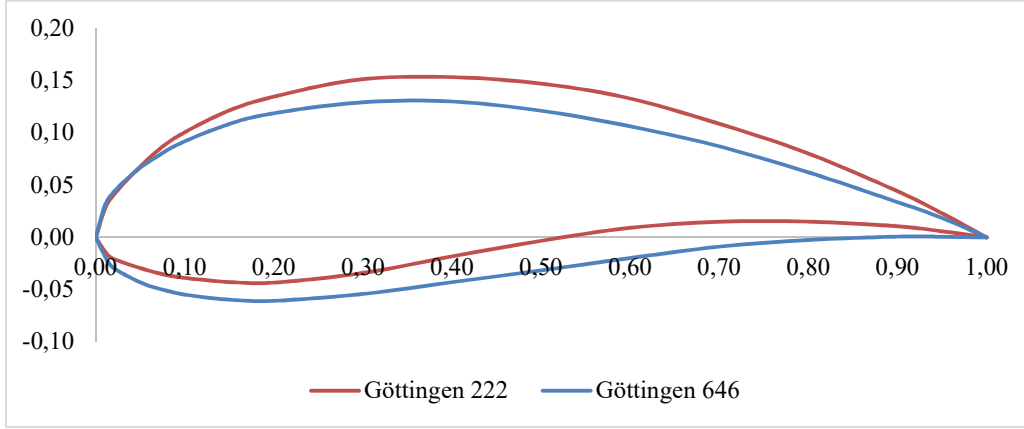
Elde edilen model ile farklı kanat profilleri, farklı hatve açılarında denenmiş ve kanat ucu hızı oranı 4 ile 9 arasında daha yüksek güç katsayısı elde edilip edilemediği araştırılmıştır. Bu çalışmanın kapsamında olmasa bile dayanıma uygun olması adına kanat kalınlık oranı nispeten yüksek profiller tercih edilmiştir.

2.5.1 Kanat profilleri

Modelin kurulmasında dayanak olarak alınan Şekil 2.1’de gösterilen NACA 63-8XX kanat profillerine ek olarak, farklı çalışmalarda yer almış NACA 4415 [28], NACA 63-418 [3] (Şekil 2.28), Göttingen 222 ve Göttingen 646 kanat profilleri (Şekil 2.29) denenmiştir. Bahsi geçen kanat profilleri üzerinden 3 boyutlu kanat geometrisi oluşturulurken Çizelge 2.1’deki ölçüler esas alınmıştır.



Şekil 2.28 : NACA 4415 ve NACA 63-418 profillerinin normalleştirilmiş gösterimleri.



Şekil 2.29 : Göttingen 222 ve 646 profillerinin normalleştirilmiş gösterimleri.

2.5.2 Hatve açısı

Güç katsayısına etki eden diğer bir değişken olarak hatve açısı değerlendirilmiştir. Çizelge 2.1’de yer alan 1. kesitteki hatve açısı, $12,5^\circ$ ile $25,0^\circ$ arasında $2,5^\circ$ ’lik adımlarla taranmıştır.

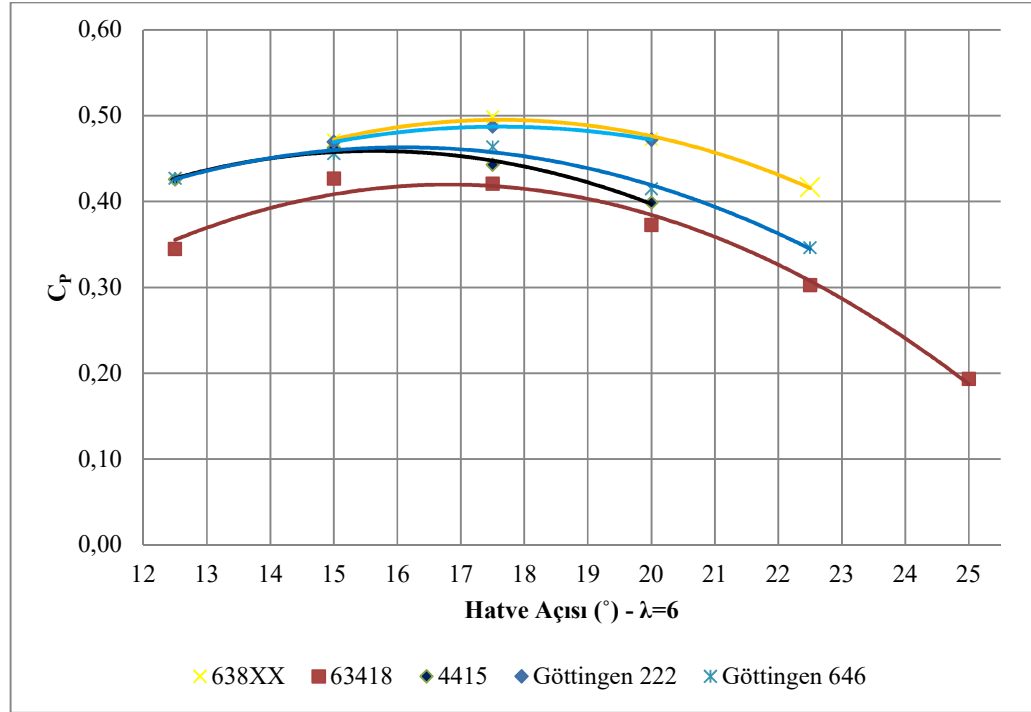
Kanat kesitine bağlı olarak hatve açısı dağılımı ise bu çalışma kapsamı dışında bırakılmıştır.

2.5.3 Sonuç ve değerlendirme

Kanat ucu hızı oranı, kanat tipi ve kanat hatve açısının güç katsayısını belirlediği 3 değişkenli bir uzay oluşmaktadır. Önce, kanat ucu hızı oranı sabitken, hatve açısının etkisine bakılmış sonraysa değişken kanat ucu hızında kanat performansları incelenmiştir. En sonundaysa en iyi profil-açı ikilileri kıyaslanmıştır.

2.5.3.1 Sabit kanat ucu hızı oranında performans kıyaslaması

Kanat ucu hızı oranı ($\lambda=6$) sabit tutularak bahsedilen kanat tipleri ve hatve açılarının oluşturduğu iki değişkenli uzayın önemli bir bölümü incelenmiştir. Her kanat profili için güç katsayısının en yüksek olduğu açı tespit edilmiş ve en az bir alt ve bir üst açı adımındaki değerler de çalışmaya dahil edilmiştir. İncelenen uzay Çizelge 2.12’de sonuçlar ise toplu halde Şekil 2.30’da gösterilmiştir.

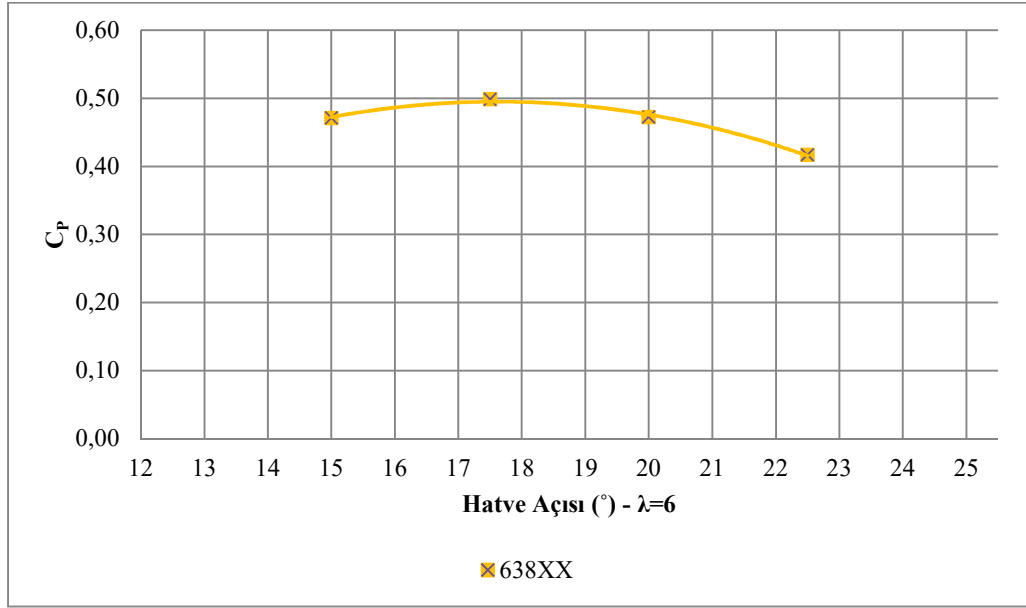


Şekil 2.30 : Hatve açısı ve kanat profiline bağlı güç katsayısı değişimi, $\lambda=6$.

Çizelge 2.12 : Hesaplaması yapılan kanat profilleri ve hatve açıları.

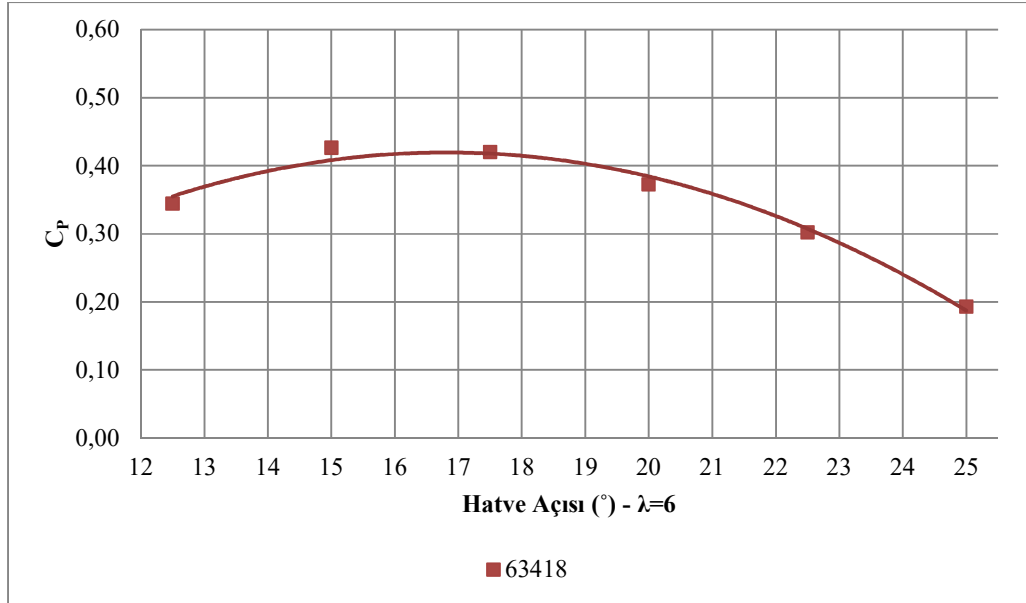
Kanat Profili	Hatve Açısı (°)					
	12,5	15,0	17,5	20,0	22,5	25,0
638XX		✓	✓	✓	✓	
63418	✓	✓	✓	✓	✓	✓
4415	✓	✓	✓	✓		
Göttingen 222		✓	✓	✓		
Göttingen 646	✓	✓	✓	✓	✓	

NACA 638XX kanat profili için en uygun kanat açısı $17,5^\circ$ olarak bulunmuştur ve her iki yönde değişim performans kaybına yol açmaktadır (Şekil 2.31).



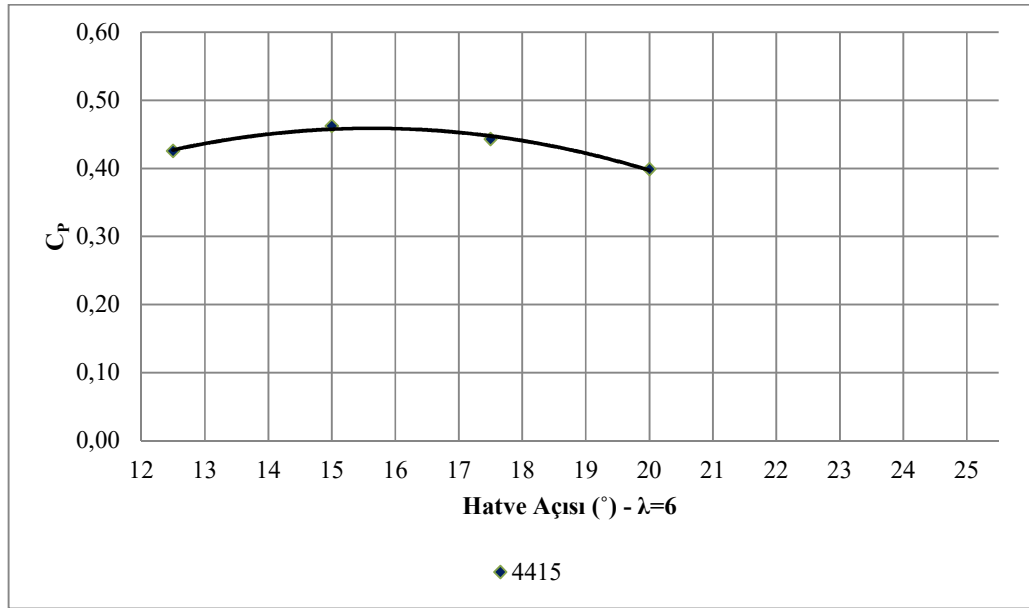
Şekil 2.31 : NACA 638XX kanat profilinin hatve açısına bağlı güç katsayısı değişimi, $\lambda=6$.

NACA 63418 kanat profili için en uygun kanat açısı $15,0^\circ$ olarak bulunmuştur ve her iki yönde değişim performans kaybına yol açmaktadır (Şekil 2.32).



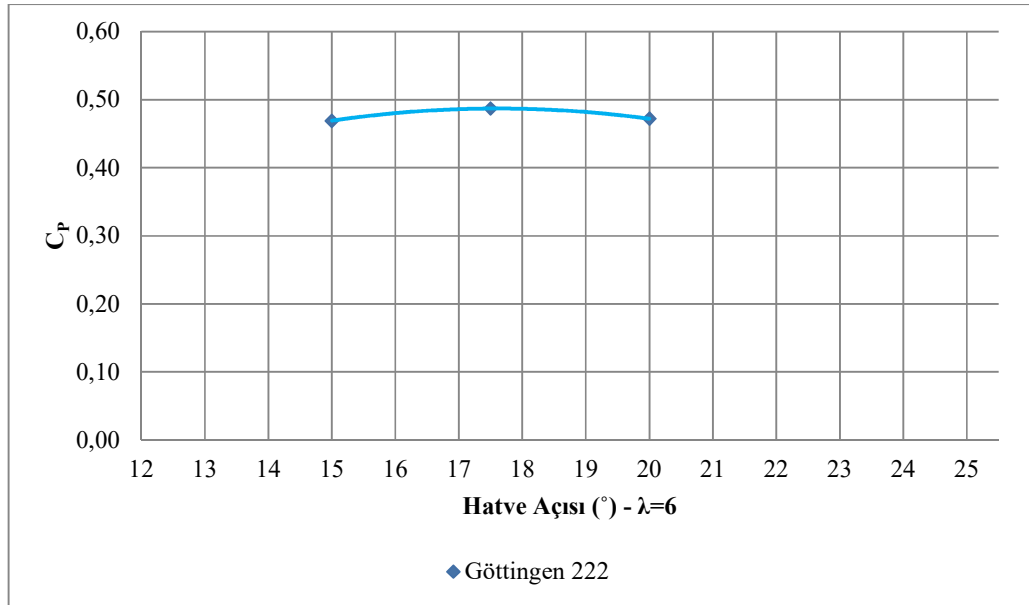
Şekil 2.32 : NACA 63418 kanat profilinin hatve açısına bağlı güç katsayısı değişimi, $\lambda=6$.

NACA 4415 kanat profili için en uygun kanat açısı $15,0^\circ$ olarak bulunmuştur ve her iki yönde değişim performans kaybına yol açmaktadır (Şekil 2.33).



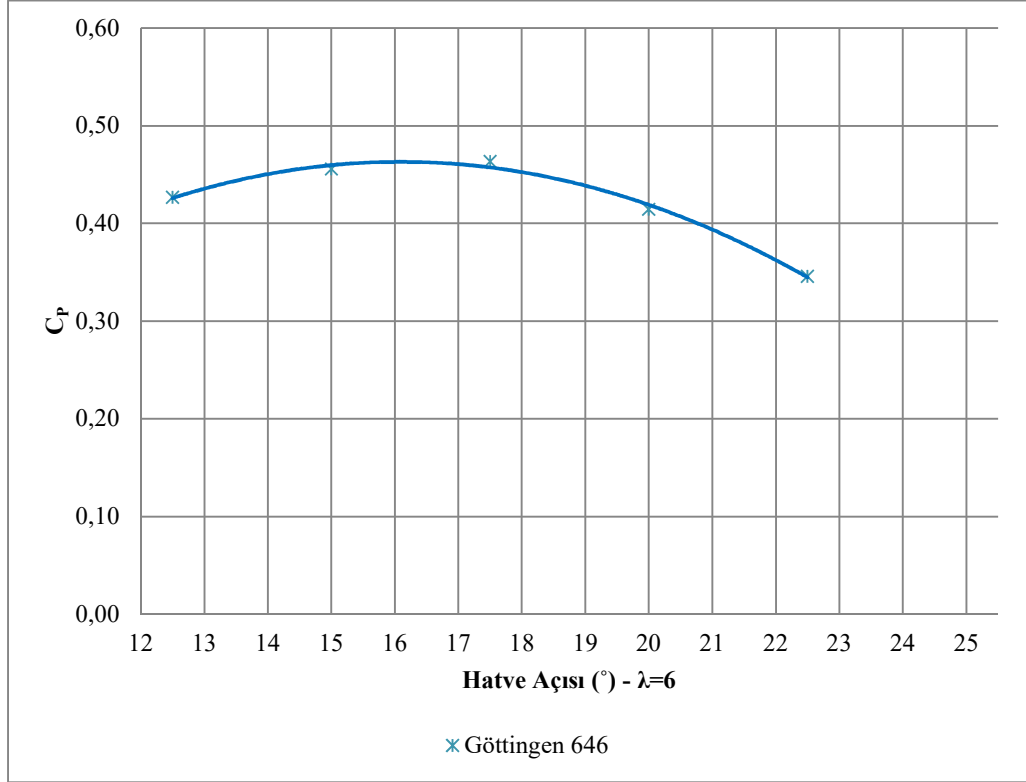
Şekil 2.33 : NACA 4415 kanat profilinin hatve açısına bağlı güç katsayısı değişimi, $\lambda=6$.

Göttingen 222 kanat profili için en uygun kanat açısı $17,5^\circ$ olarak bulunmuştur ve her iki yönde değişim performans kaybına yol açmaktadır (Şekil 2.34).



Şekil 2.34 : Göttingen 222 kanat profilinin hatve açısına bağlı güç katsayısı değişimi, $\lambda=6$.

Göttingen 646 kanat profili için en uygun kanat açısı $15,0-17,5^\circ$ aralığında bulunmaktadır ve her iki yönde değişim performans kaybına yol açmaktadır (Şekil 2.35).



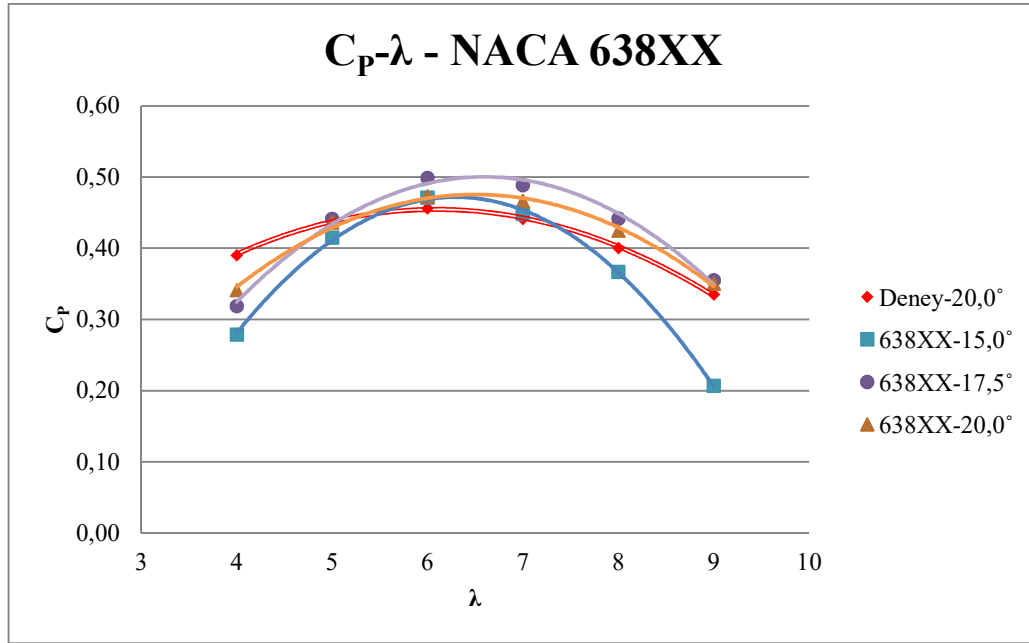
Şekil 2.35 : Göttingen 646 kanat profilinin hatve açısına bağlı güç katsayısı değişimi, $\lambda=6$.

2.5.3.2 Sabit kanat profilinde hatve açısı performans kıyaslaması

Çalışmanın bu kısmında kanat profilleri, değişken kanat ucu hızı oranı ve hatve açısında denenmiş ve her kanat için en yüksek performans noktası tespit edilmiştir.

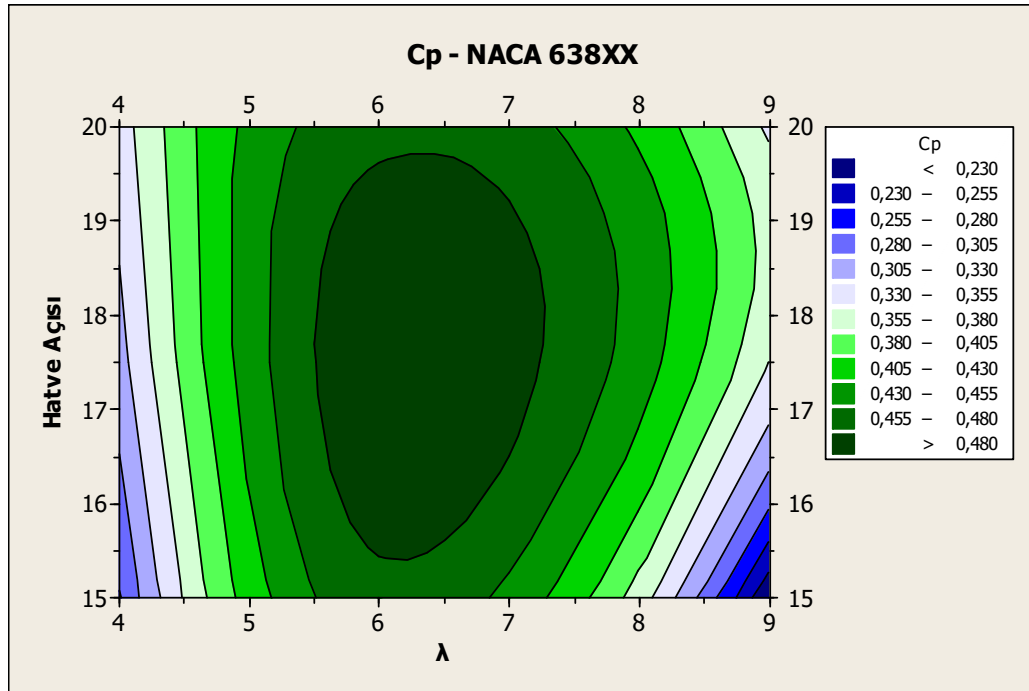
Sırasıyla NACA 638XX, NACA 4415, Göttingen 222, Göttingen 646 ve NACA 63418 kanat profilleri çalışma uzayında gösterilmiştir. Her kanat profili için λ 'ya bağlı güç katsayısı değişimi hatve açısıyla değişen eğriler olarak verilmiştir. Ayrıca yukarıda bahsi geçen ilk 4 kanat için hatve açısı ve λ değişken olarak alınmış ve güç katsayısı konturları çizilmiştir.

İlk olarak NACA 638XX kanat profiline ait eğriler Şekil 2.36'da gösterilmiştir.



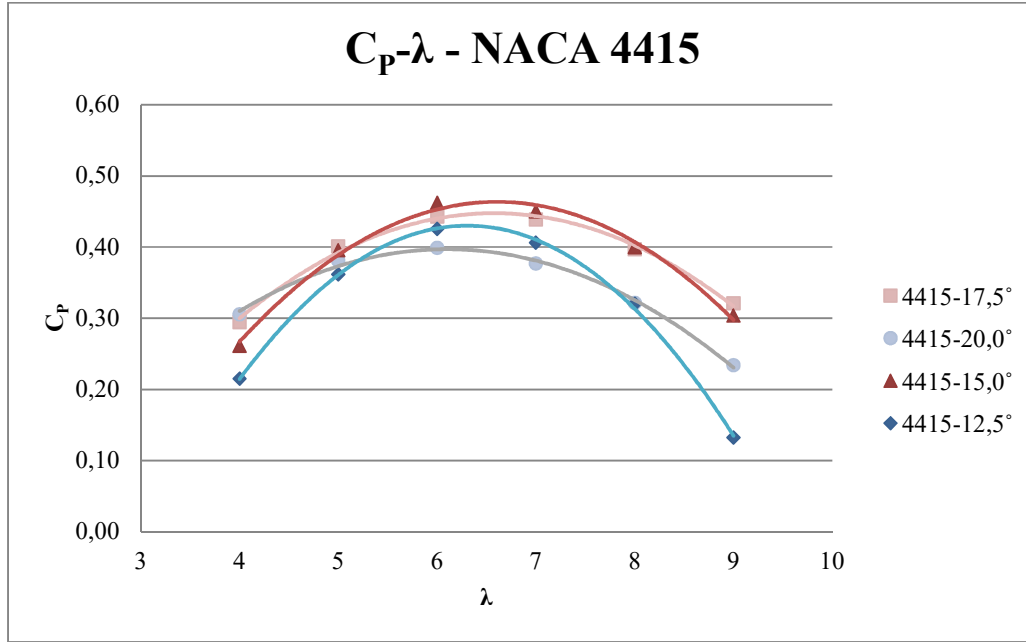
Şekil 2.36 : NACA 638XX kanat profilinin hatve açısı ve kanat ucu hızı oranına bağlı değişimi.

Bu kanat profili için en yüksek performansı $\lambda=6,5$ 'ta $17,5^\circ$ 'lik hatve açısı vermektedir (Şekil 2.37).

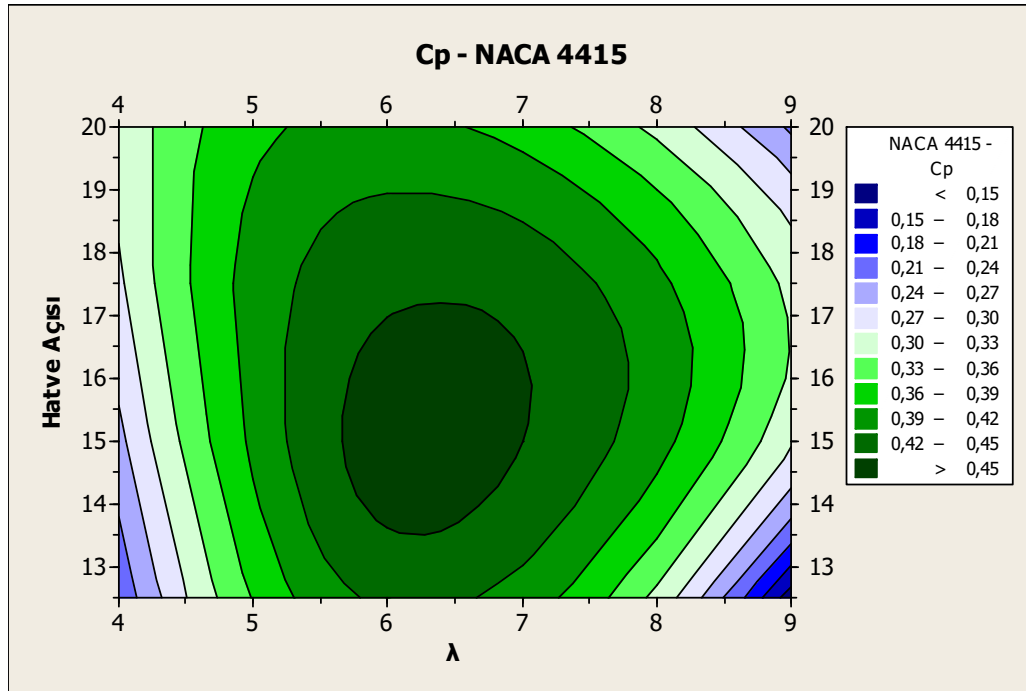


Şekil 2.37 : NACA 638XX kanat profilinin hatve açısı ve kanat ucu hızı oranına bağlı değişimi.

NACA 4415 kanat profili için sonuçlar Şekil 2.38 ve Şekil 2.39’da gösterilmiştir. En yüksek performansı λ 6-7 aralığında $15,0^\circ$ ’lik hatve açısı vermektedir.

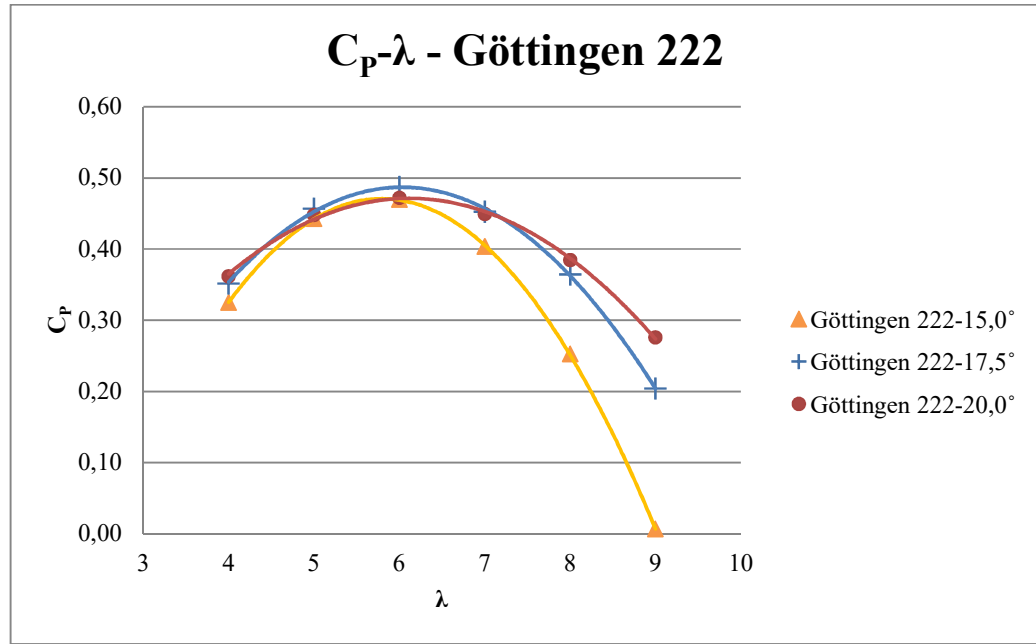


Şekil 2.38 : NACA 4415 kanat profilinin hatve açısı ve kanat ucu hızı oranına bağlı değişimi.

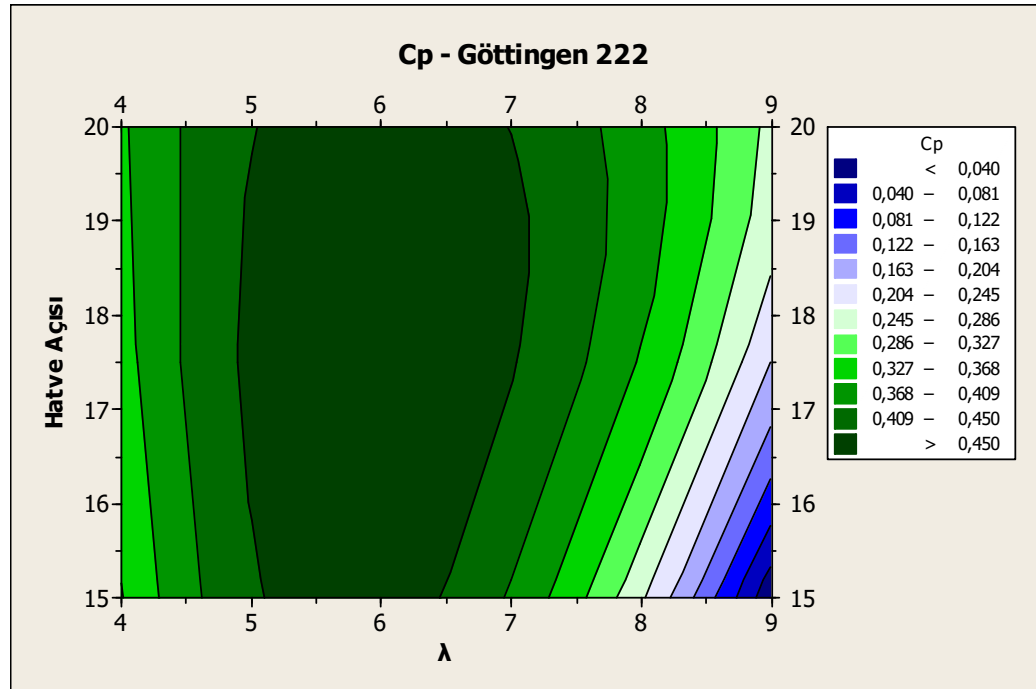


Şekil 2.39 : NACA 4415 kanat profilinin hatve açısı ve kanat ucu hızı oranına bağlı değişimi.

Göttingen 222 kanat profili için sonuçlar Şekil 2.40 ve Şekil 2.41’de gösterilmiştir. En yüksek performansı $\lambda=6$ ’da $17,5^\circ$ ’lik hatve açısı vermektedir.

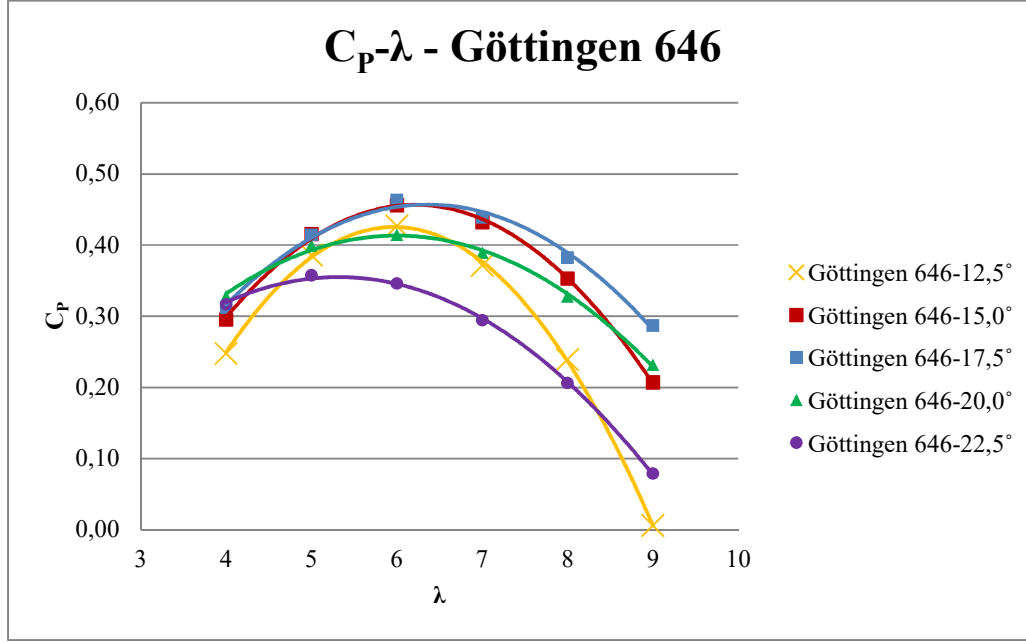


Şekil 2.40 : Göttingen 222 kanat profilinin hatve açısı ve kanat ucu hızı oranına bağlı değişimi.

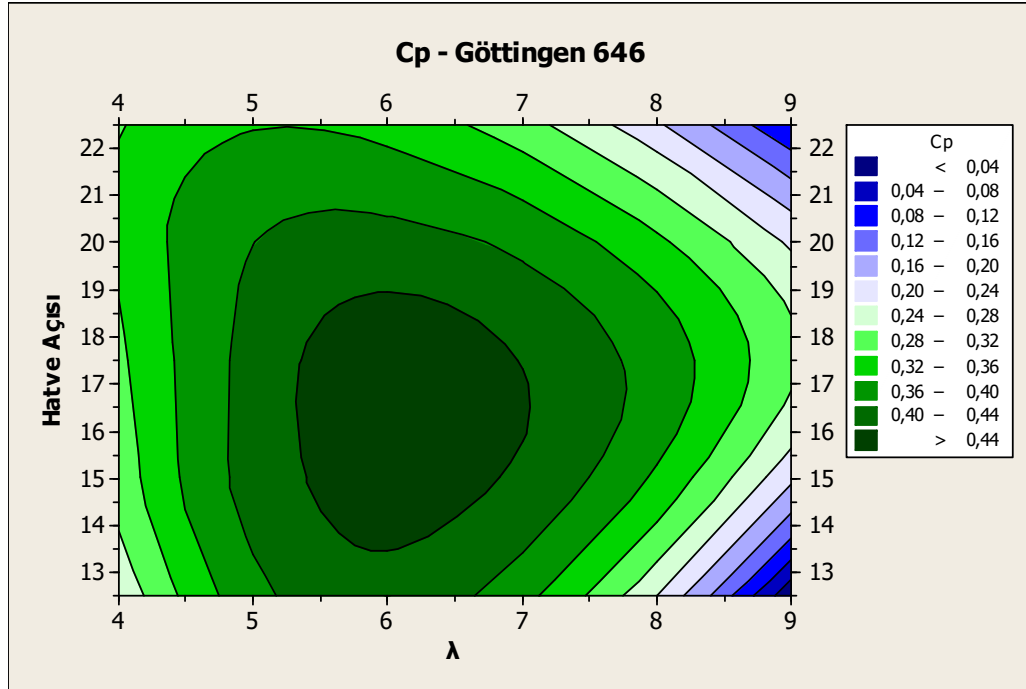


Şekil 2.41 : Göttingen 222 kanat profilinin hatve açısı ve kanat ucu hızı oranına bağlı değişimi.

Göttingen 646 kanat profili için sonuçlar Şekil 2.42 ve Şekil 2.43'te gösterilmiştir. En yüksek performans yaklaşık 16°'lik hatve açısı ve $\lambda=6-6,5$ aralığındadır.

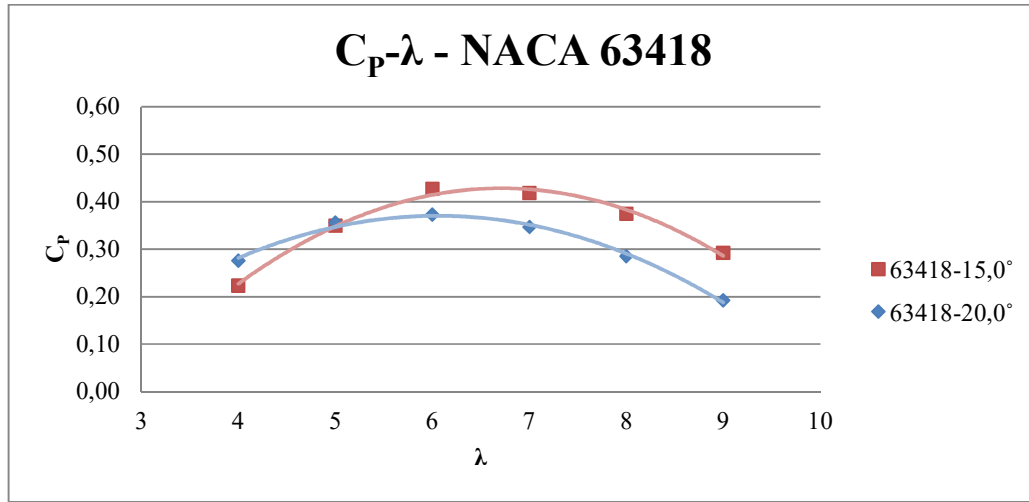


Şekil 2.42 : Göttingen 646 kanat profilinin hatve açısı ve kanat ucu hızı oranına bağlı değişimi.



Şekil 2.43 : Göttingen 646 kanat profilinin hatve açısı ve kanat ucu hızı oranına bağlı değişimi.

NACA 63418 kanat profili için sonuçlar Şekil 2.44'te gösterilmiştir. En yüksek performansı $\lambda=6$ 'da $15,0^\circ$ 'lik hatve açısı vermektedir.



Şekil 2.44 : NACA 63418 kanat profilinin hatve açısı ve kanat ucu hızı oranına bağlı değişimi.

Çalışmada elde edilen tüm veriler Çizelge 2.13'te verilmiştir. Çizelgede kanat tasarımı olarak ifade edilen değişken kanat profil ile hatve açısının oluşturduğu ikiliyi belirtmektedir.

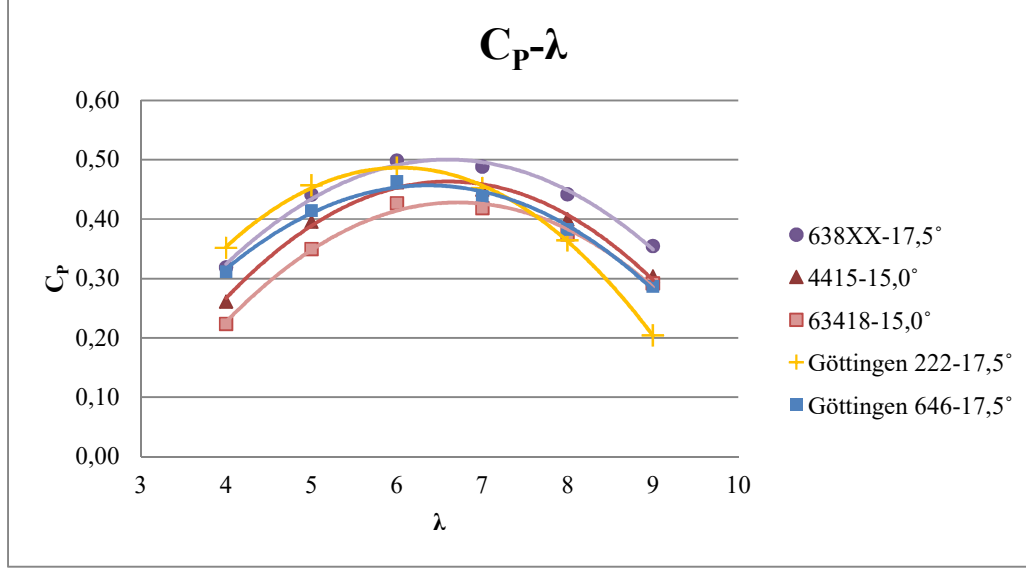
Elde edilen tasarımlar, $\lambda=4-9$ aralığında incelenmiş ve güç katsayıları hesaplanmıştır.

Çizelge 2.13 : Tüm profil-açı ikililerinin kanat ucu hızı oranına göre hesaplanan güç katsayıları.

Kanat Tasarımı	C_p					
	$\lambda=4$	$\lambda=5$	$\lambda=6$	$\lambda=7$	$\lambda=8$	$\lambda=9$
638XX-15,0°	0,278	0,415	0,471	0,448	0,367	0,207
638XX-17,5°	0,319	0,441	0,498	0,489	0,442	0,355
638XX-20,0°	0,341	0,436	0,473	0,466	0,425	0,350
63418-15,0°	0,223	0,349	0,427	0,418	0,375	0,292
63418-20,0°	0,276	0,356	0,373	0,346	0,285	0,192
4415-12,5°	0,215	0,362	0,426	0,406	0,320	0,132
4415-15,0°	0,261	0,396	0,462	0,450	0,400	0,304
4415-17,5°	0,295	0,401	0,443	0,439	0,397	0,321
4415-20,0°	0,305	0,381	0,399	0,377	0,321	0,234
Göttingen 222-15,0°	0,325	0,443	0,469	0,403	0,253	0,007
Göttingen 222-17,5°	0,352	0,457	0,487	0,453	0,364	0,204
Göttingen 222-20,0°	0,362	0,448	0,472	0,449	0,385	0,276
Göttingen 646-12,5°	0,248	0,386	0,427	0,371	0,239	0,006
Göttingen 646-15,0°	0,295	0,415	0,456	0,432	0,353	0,207
Göttingen 646-17,5°	0,312	0,414	0,464	0,438	0,382	0,287
Göttingen 646-20,0°	0,328	0,399	0,415	0,389	0,328	0,232
Göttingen 646-22,5°	0,317	0,357	0,346	0,295	0,206	0,079

2.5.3.3 En iyi profil-açı ikililerinin performans kıyaslaması

Çalışmanın sonunda seçilen en iyi profil-açı ikilileri seçilmiş ve değişken kanat ucu hızı oranında birbiriyle kıyaslanmıştır (Şekil 2.45, Çizelge 2.14). Buna göre NACA 638XXX profili 17,5° hatve açısıyla en iyi sonucu vermektedir.



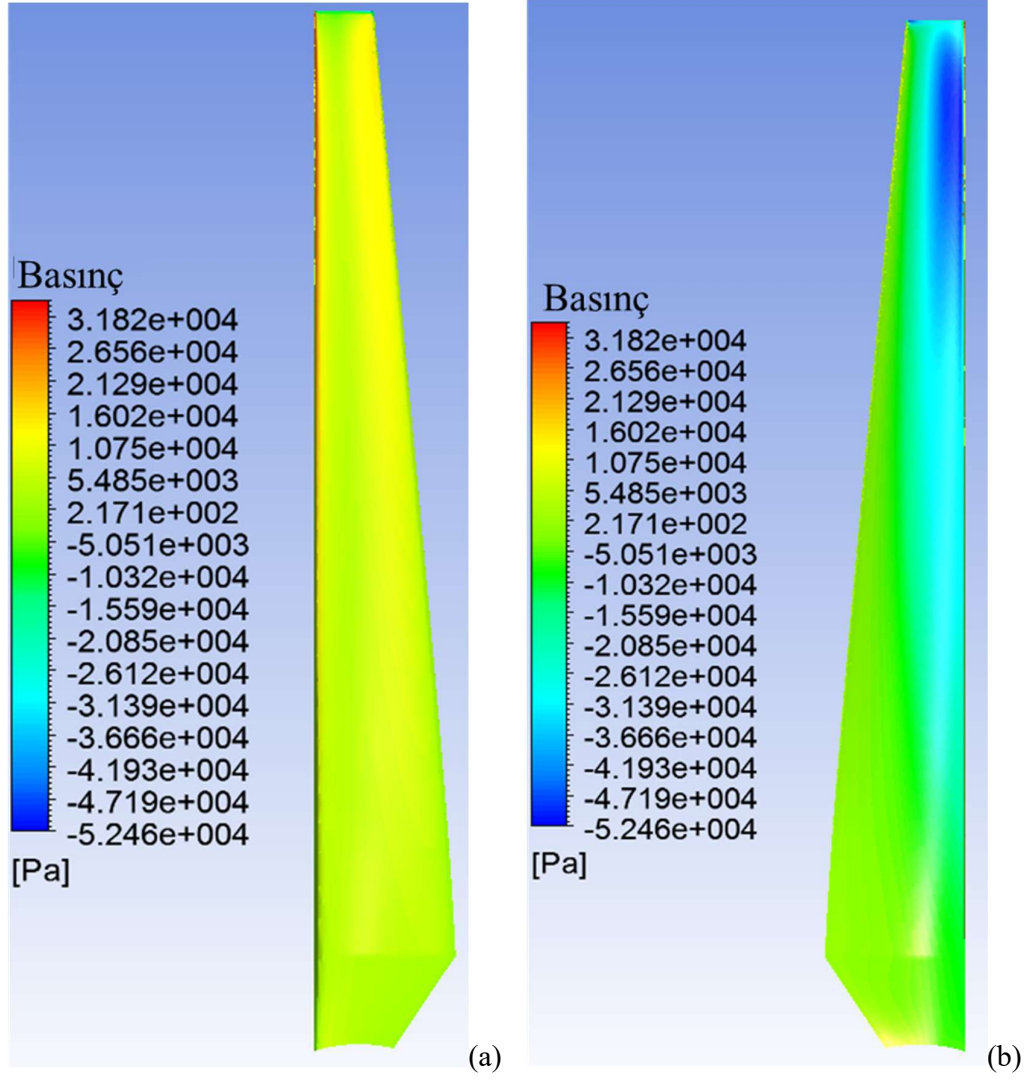
Şekil 2.45 : En iyi performans gösteren profil-açı ikililerinin kıyaslanması.

Çizelge 2.14 : Hesaplaması yapılan kanat profilleri ve hatve açıları.

Kanat Profili	λ					
	4	5	6	7	8	9
638XX-17,5°	0,319	0,441	0,498	0,489	0,442	0,355
63418-15,0°	0,223	0,349	0,427	0,418	0,375	0,292
4415-15,0°	0,261	0,396	0,462	0,450	0,400	0,304
Göttingen 222-17,5°	0,352	0,457	0,487	0,453	0,364	0,204
Göttingen 646-17,5°	0,312	0,414	0,464	0,438	0,382	0,287

2.5.3.4 NACA 638XXX kanat profilinin λ=6 ve 17,5°'lik hatve açısında incelenmesi

NACA 638XX kanat profilinin en iyi performansı gösterdiği koşullarda, üç farklı kanat kesitindeki ($r/R=0,325$, $r/R=0,625$ ve $r/R=0,875$) hız ve basınç dağılımı ile türbülans kinetik enerjisi **EKLER** kısmında gösterilmiştir (Şekil A.1, Şekil A.2, Şekil A.3, Şekil A.4, Şekil A.5, Şekil A.6, Şekil A.7, Şekil A.8, Şekil A.9). Ayrıca kanadın akıntı üstü ve akıntı altı yüzlerindeki basınç dağılımı paylaşılmıştır (Şekil 2.46-a, Şekil 2.46-b).



Şekil 2.46 : Kanat yüzeylerindeki basınç dağılımı a) akıntı üstü b) akıntı altı yönü

3. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada su altı akıntı türbinleri için bir hesaplamaları akışkanlar dinamiği modeli oluşturulmuş ve modelin başarısı literatürde yer alan bir makaledeki deney sonuçları ile kıyaslanmıştır. Elde edilen model ile birçok farklı kanat profili, farklı hücum açılarına yol açacak şekilde hatve açıları ve kanat ucu hızı oranları değiştirilerek analiz edilmiş ve elde edilen performans verileri birbirleriyle kıyaslanmıştır. Analiz edilen kanat profilleri arasında en iyi sonucu makaledeki kanat profili, NACA 638XX, $\lambda=6-6,5$ aralığında vermiştir ancak hatve açısı $20,0^\circ$ yerine $17,5^\circ$ olduğunda deneyde elde edilenden daha yüksek performans alındığı görülmüştür. Bu kanat profiline en yakın performansı sadece %2 düşük performansla Göttingen 222 profili yine benzer koşullarda vermektedir.

Bu çalışmayı takip edebilecek çalışmalarda daha yüksek performans elde edilip edilmediğini görmek için Çizelge 2.1’de yer alan kiriş uzunluğu ve kesitlerin hatve açısı dağılımını değiştirmekte fayda görülebilir. Bahsi geçen bu iki değişken çalışmada sabit tutulmuştur.

Kanat tasarımında uçlar düz ve kesik olarak bırakılmış farklı uç tasarımlarının performansa etkisi incelenmemiştir. Kanat ucu profilinin değiştirilmesinin, uçtaki akışı düzeltmesi ve performansı arttırmasına yönelik çalışmalar bulunmaktadır [3]. HAD modelinde kullanılan 3B modelinde kanat ucu değişikliğine gidilerek güç katsayısındaki değişimler ayrıca incelenebilir. MKEM yöntemi kullanıldığında uç-kayı düzeltmeleri yapılması gerekmektedir [29].

Kavitasyon konusunda ise herhangi bir değerlendirmede bulunulmamıştır. Rüzgâr türbinlerinde görülmeyen ancak su altı akıntı türbinlerini ömrünü ciddi şekilde etkileyebilecek bu etkiyi görmek için öncelikle analiz ve sonrasında deneylerin yapılması gerekmektedir [6]. Kurulan model, kanat üzerindeki statik basınç dağılımını hesaplayabilmektedir. Türbinin kurulum derinliği de göz önünde bulundurularak hesaplanan değerlerle buhar basıncı kıyaslandığında kavitasyon değerlendirmesi yapmak mümkündür.

Yine bu çalışmada türbin kanatları dayanım yönünden incelenmemiştir ancak bu durumun yol açabileceği sorunlar göz önünde bulundurularak kalınlık oranı nispeten yüksek kanat profilleri seçilmiştir. Kanat üzerinde oluşan statik basınç, kurulacak bir dayanım modeline girdi olabilir ve bu dayanım modelinden çıktı olarak alınacak şekil değiştirmiş yeni geometri ile akış analizi tekrarlanıp ardışık hesaplamalar yapılabilir

KAYNAKLAR

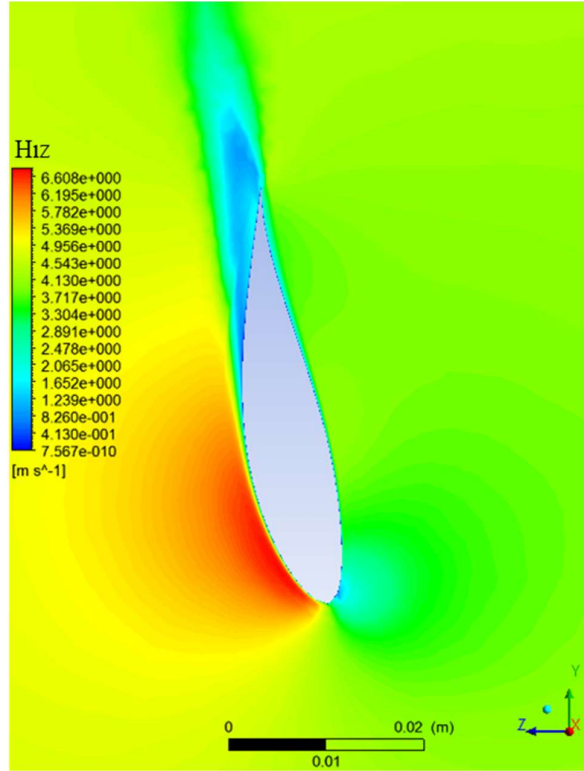
- [1] **Rahimian, M., Walker J. ve Penesis I.** (2018). Performance of a Horizontal Axis Marine Current Turbine – A Comprehensive Evaluation Using Experimental, Numerical, and Theoretical Approaches. *Energy*, 148, 965-976.
- [2] **Dajani, S., Shehadeh M., Saqr, K. M., Albatran, A. H., Hart, N., Soliman, A., ve Cheshire, D.** (2017). Numerical Study for a Marine Current Turbine Blade Performance under Varying Angle of Attack. *Energy Procedia*, 119, 898-909.
- [3] **Lee, J. H., Park, S., Kim, D. H., Rhee S. H. ve Kim, M.C.** (2012). Computational methods for performance analysis of horizontal axis tidal stream turbines, *Applied Energy*, 98, 512-523.
- [4] **Elfarra, M. A.,** Horizontal Axis Wind Turbine Rotor Blade: Winglet and Twist Aerodynamic Design and Optimization Using CFD (Doktora tezi). Orta Doğu Teknik Üniversitesi.
- [5] **Nicholls-Lee, R. F., Turnock S. R., ve Boyd, S. W.** (2008) Simulation Based Optimisation of Marine Current Turbine Blades, 7th International Conference on Computer and IT Applications in the Maritime Industries.
- [6] **Bahaj, A. S., Molland, A. F., Chaplin, J. R., & Batten, W. M. J.** (2007). Power and thrust measurements of marine current turbines under various hydrodynamic flow conditions in a cavitation tunnel and a towing tank. *Renewable energy*, 32(3), 407-426.
- [7] **Lachance-Barrett, S., Corona, E.,** *FLUENT - Wind Turbine Blade FSI* <https://confluence.cornell.edu/pages/viewpage.action?pageId=262012971>, erişim tarihi 17.10.2018.
- [8] **İTÜ BİDB Lisanslı Yazılımlar**, <https://bidb.itu.edu.tr/bilgi-bankasi/lisansli-ve-serbest-yazilimlar/lisansli-yazilimlar/ansys>, erişim tarihi: 22.04.2019.
- [9] **The NACA airfoil series**, <https://people.clarkson.edu/~pmarzocc/AE429/The%20NACA%20airfoil%20series.pdf>, erişim tarihi: 04.04.2019.
- [10] **Airfoil Tools**, <http://airfoiltools.com>, erişim tarihi: 25.05.2018.
- [11] **Hepperle, M.,** JavaFoil — Analysis of Airfoils, erişim tarihi 18.05.2018, <https://www.mh-aerotoools.de/airfoils/javafoil.htm>
- [12] **Suckow, E.,** NACA Overview, 23.04.2009. <https://history.nasa.gov/naca/overview.html>, erişim tarihi: 22.04.2019.
- [13] **Rahimian, M., Walker J. ve Penesis I.** (2017). Numerical Assessment of a Horizontal Axis Marine Current Turbine Performance, *International Journal of Marine Energy*, 20, 151-164.

- [14] **Frei, W.**, Which Turbulence Model Should I Choose for My CFD Application? COMSOL, erişim tarihi: 06.07.2017
<https://www.comsol.com/blogs/which-turbulence-model-should-choose-cfd-application/>, erişim tarihi: 12.02.2019.
- [15] **Guo, Q., Zhou, L., ve Wang, Z.** (2015). Comparison of BEM-CFD and full rotor geometry simulations for the performance and flow field of a marine current turbine, *Renewable Energy*, 75, 640-648.
- [16] **Liu, X., Wang, J., Tian, M. ve Tang, Z.** (2014). Efficiency and performance analysis of tidal current energy turbine basing on the unidirectional fluid-structure interaction, *Applied Mechanics and Materials*, 386-391, 10.
- [17] **Knight, B., Freda, R., Young, Y. L., ve Maki, K.** (2018). Coupling Numerical Methods and Analytical Models for Ducted Turbines to Evaluate Designs, *Journal of Marine Science and Engineering*, 6, 2.
- [18] **I. Afgan, I., McNaughton, J., Rolfo, S., Apsley, D. D., Stallard, T. ve Stansby, P.** (2013). Turbulent flow and loading on a tidal stream turbine by LES and RANS, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 43, 96–108.
- [19] **Noruzi, R., Vahidzadeh, M., ve Riasi, A.** (2015). Design, analysis and predicting hydrokinetic performance of a horizontal marine current axial turbine by consideration of turbine installation depth,» *Ocean Engineering*, cilt 108, p. 789–798.
- [20] **Lauder, B. E., ve Spalding, D. B.** (1972). *Lectures in mathematical models of turbulence*, London, New York, Academic Press.
- [21] **ANSYS Fluent Theory Guide**, (2018), *Standard $k-\epsilon$ Model*, ANSYS, Inc., erişim tarihi: 10.04.2019.
- [22] **Menter, F. R.** (1994). Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications, *AIAA*, 32, 1598-1605.
- [22] **ANSYS Fluent Theory Guide**, (2018), *Baseline (BSL) $k-\omega$ Model*, ANSYS, Inc., erişim tarihi: 10.04.2019.
- [24] **ANSYS Fluent Theory Guide**, (2018), *Shear-Stress Transport (SST) $k-\omega$ Model*, ANSYS, Inc., erişim tarihi: 10.04.2019.
- [25] **ANSYS Fluent Theory Guide**, (2018), *Pressure-Velocity Coupling*, ANSYS, Inc., erişim tarihi: 10.04.2019.
- [26] **ANSYS Fluent Theory Guide**, (2018), *Spatial Discretization*, ANSYS, Inc., erişim tarihi: 10.04.2019.
- [27] **ANSYS Fluent Theory Guide**, (2018), *Evaluation of Gradients and Derivatives*, ANSYS, Inc., erişim tarihi: 10.04.2019.
- [28] **Goundar, J. N., ve Ahmed, M. R.** (2013). Design of a horizontal axis tidal current turbine, *Applied Energy*, 111, 161-174.
- [29] **Uşar, D.** (2015). *Sualtı Akıntı Türbinlerinin Hidrodinamik Analizi*. (Doktora tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

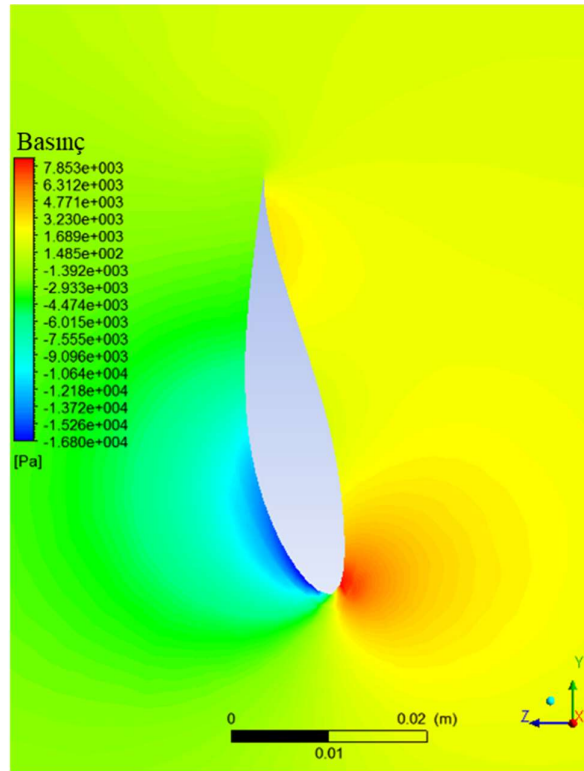
EKLER

EK A: NACA 638XXX kanat profilinin $\lambda=6$ ve $17,5^\circ$ 'lik hatve açısında incelenmesi

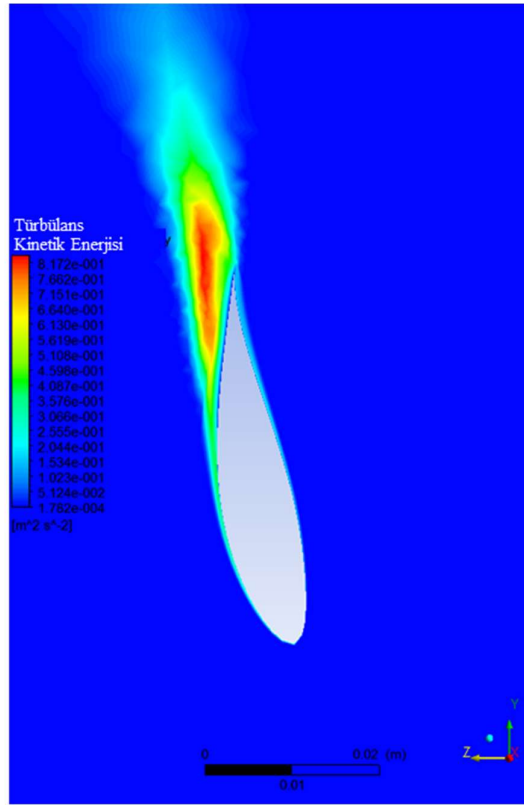
EK A



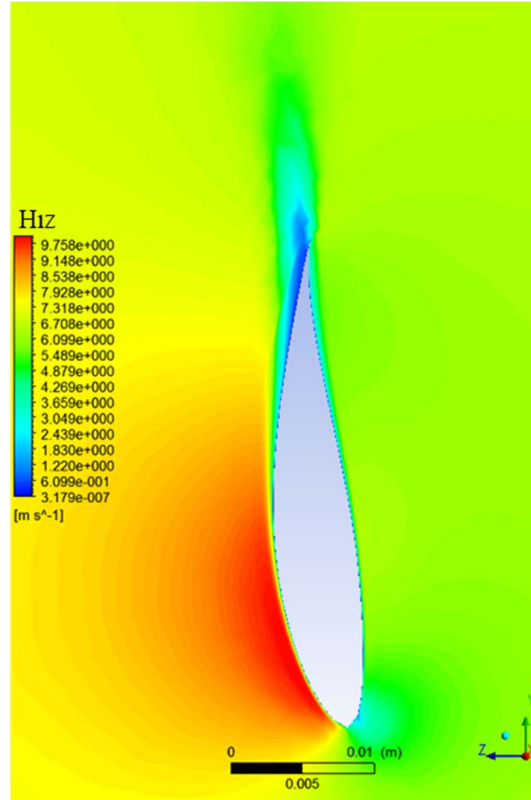
Şekil A.1 : $r/R=0,375$ 'te hız dağılımı.



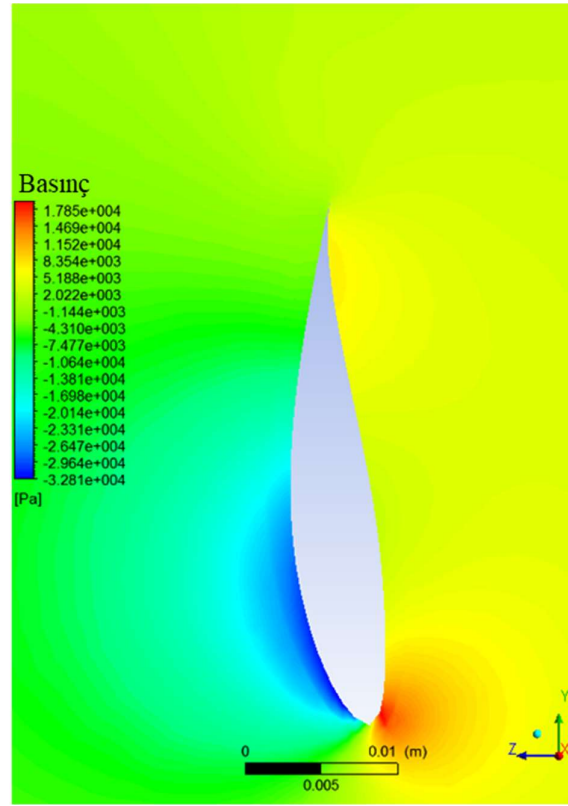
Şekil A.2 : $r/R=0,375$ 'te basınç dağılımı.



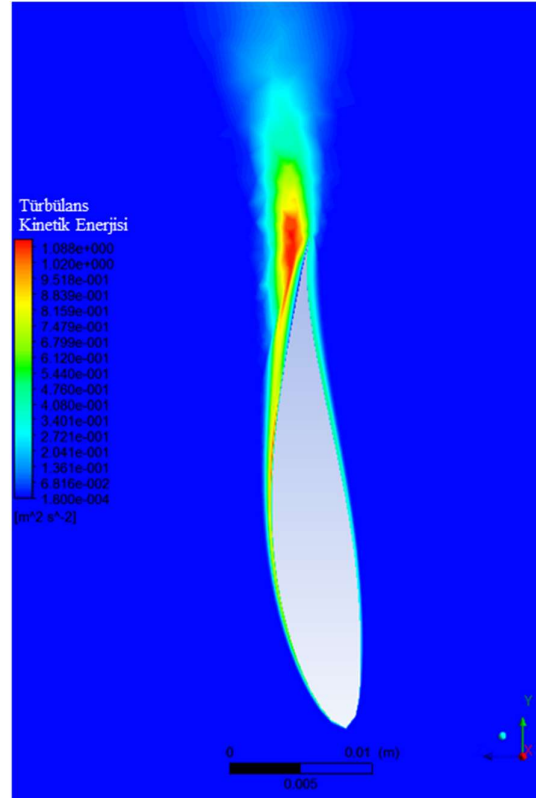
Şekil A.3 : $r/R=0,375$ 'te türbülans kinetik enerjisi dağılımı.



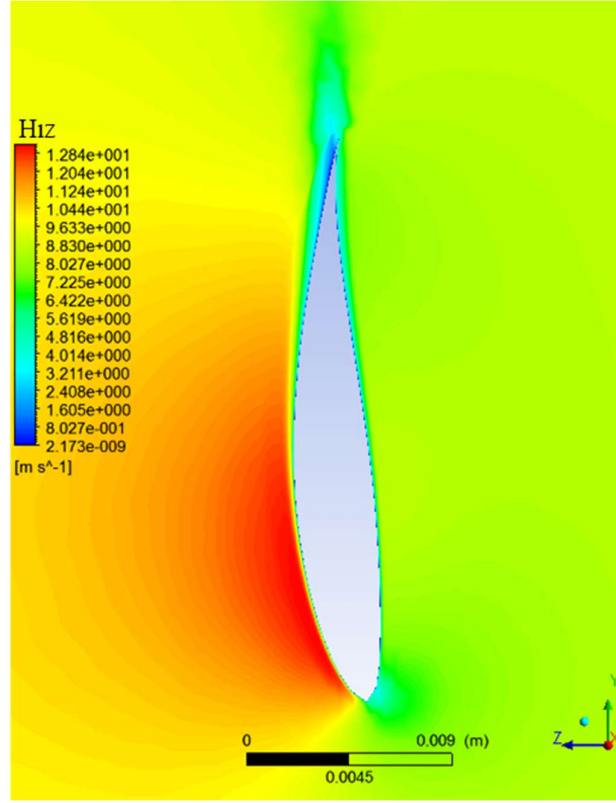
Şekil A.4 : $r/R=0,625$ 'te hız dağılımı.



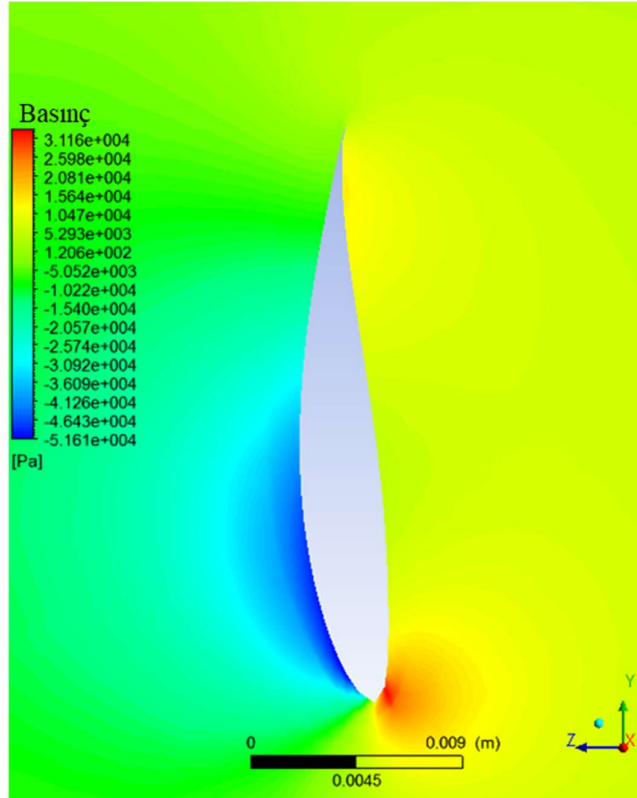
Şekil A.5 : $r/R=0,625$ 'te basınç dağılımı.



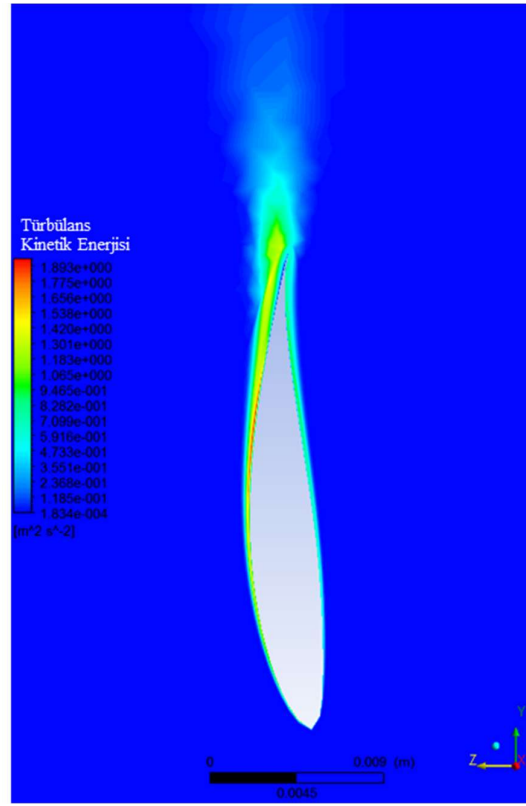
Şekil A.6 : $r/R=0,625$ 'te türbülans kinetik enerjisi dağılımı.



Şekil A.7 : $r/R=0,875$ 'te hız dağılımı.



Şekil A.8 : $r/R=0,875$ 'te basınç dağılımı.



Şekil A.9 : $r/R=0,875$ 'te türbülans kinetik enerjisi dağılımı.

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad : Mustafa Gökhan ŞANLI
E-posta : mgokhansanli@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2008, Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2008-2011 Ford Otosan'da ürün geliştirme mühendisi.
- 2011'den beri aynı şirkette ürün geliştirme ekip lideri.