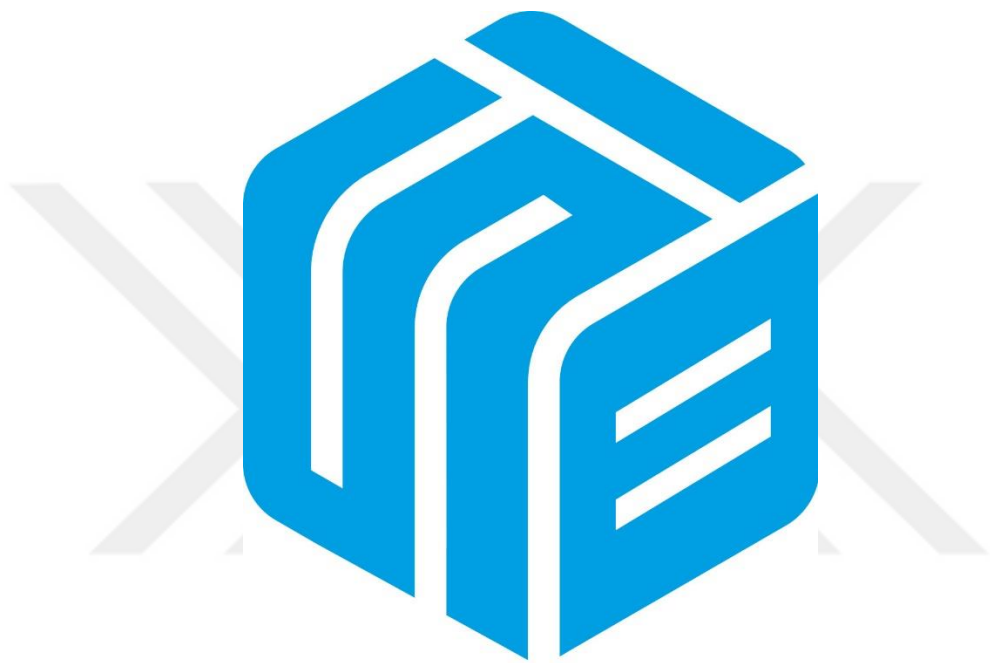




**KANAT ÜRETİM TOLERANSLARININ EKSENEL TÜRBİN
PERFORMANSI ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN HESAPLAMALI
AKIŞKANLAR DİNAMİĞİNE DAYALI MONTE CARLO SİMÜLASYONU
KULLANILARAK İNCELENMESİ**

Mehmet Nurullah ÖNEL

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
SAVUNMA TEKNOLOJİLERİ ANA BİLİM DALI**

**SİVAS BİLİM VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

HAZİRAN 2022

ETİK BEYAN

Sivas Bilim ve Teknoloji Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

.....
Mehmet Nurullah ÖNEL
09/06/2022

KANAT ÜRETİM TOLERANSLARININ EKSENEL TÜRBİN PERFORMANSI
ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİNE DAYALI
MONTE CARLO SİMÜLASYONU KULLANILARAK İNCELENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Mehmet Nurullah ÖNEL

SİVAS BİLİM ve TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ

LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

Haziran 2022

ÖZET

Tasarımlar öngörülen ölçülerde yapılırsa da üretim süreçleri nedeniyle her parçanın küçük veya büyük toleransları vardır. Bu nedenle tasarımcılar sadece parçaları optimum şekillerde tasarlamamalı aynı zamanda üretim değişkenliklerinin etkilerini de dikkate almaları gerekir. Tasarımcılar bu toleransları küçültebilir, ancak tolerans küçük olduğunda üretim sürecinin daha kontrollü olması ve üretimin daha maliyetli olması veya daha fazla hurda parça ortaya çıkması göz önüne alınmalıdır. Bu durum gaz türbini motor parçaları, özellikle bu çalışmada kullanılan eksenel türbin kanatları içinde geçerlidir. Bu tez kapsamında, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ve Yapay Sinir Ağları (YSA) tabanlı Monte-Carlo simülasyonları kullanılarak Aachen türbin geometrisi üzerinde farklı olası imalat varyasyonları araştırılacaktır. Bu çalışmadaki olası sapmalar rotorun üç farklı yüzeyi için veter uzunluğu, stagger açısı, hücum kenar çapı, maksimum kalınlık ve fırr kenar çapı varyasyonlarını içerir. Sonuçlar, toleranslar nedeniyle türbin performansında çok fazla değişiklik olmadığını yinede stagger açısının türbin performansında en belirgin etkiye sahip olduğunu ve torkun en çok etkilenen performans parametresi olduğunu göstermiştir.

Bilim Kodu : 91411

Anahtar Kelimeler : Türbin, Tolerans, HAD, Monte Carlo Simülasyon, Yapay Sinir Ağı

Sayfa Adedi : 67

Danışman : Doç. Dr. Munir ELFARRA

INVESTIGATION OF THE EFFECT OF BLADE PRODUCTION TOLERANCES ON
AXIAL TURBINE PERFORMANCE USING COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS
BASED MONTE CARLO SIMULATION

(M. Sc. Thesis)

Mehmet Nurullah ÖNEL

SİVAS UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY
INSTITUTE OF GRADUATE STUDIES

June 2022

ABSTRACT

Even though designs are carried out for prescribed dimensions, every part has tolerances either small or large because of manufacturing processes. Therefore, designers not only have to design parts with optimum shapes, but also need to consider the effects of the manufacturing variability. Designers may want to tighten up these tolerances but when these tolerances are too tight, one may need to change the manufacturing process to a more controlled and probably an expensive one or accept more scrap parts. This is also valid for gas turbine engine parts, particularly for the axial turbine blades of this study. In the context of this paper, different possible manufacturing variations will be investigated on Aachen turbine geometry using Monte-Carlo simulations based on Computational Fluid Dynamics (CFD) and Artificial Neural Networks (ANN). The possible deviations that are considered in this study include variation in stagger angle, chord lengths maximum thickness, leading edge radius and trailing edge radius at three different spanwise locations of the rotor blade. The results showed that there was not much change in turbine performance due to tolerances, however stagger angle had the most significant effect on turbine performance and torque was the most affected performance parameter.

Science Code : 91411

Key Words : Turbine, Tolerance, CFD, Monte Carlo Simulation, Artificial Neural Network

Page Number : 67

Supervisor : Assoc. Prof. Dr. Munir ELFARRA

TEŞEKKÜR

Bu çalışmamda ve yaptığımız diğer yayın çalışmalarında yardımını benden esirgemeyen, gece gündüz demeden her vakitte yaptığımız toplantılar ile takıldığım yerlerde yolumu açan, karşılaştığım her zorluğu aşmamı sağlayan akademik danışmanın Doç. Dr. Münir ELFARRA' ya “Ankara Yıldırım Beyazıt Üniversitesi”, tez konusu belirleme ve konunun sanayiye uyarlanması destek sağlayan sanayi danışmanım Dr. Yalın KAPTAN' a “Tusaş Motor Sanayi”, program kurulumu ve eğitimi ile destek sağlayan hocam Dr. Human AMİRİ' ye “Sivas Bilim ve Teknoloji Üniversitesi”, verdiği derslerle katkı sağlayan hocam Doç. Dr. Mustafa KAYA' ya “Ankara Yıldırım Beyazıt Üniversitesi”, Ankara'da danışmanımla yaptığım çalışmalar sırasında odasını benle paylaşıp maddi manevi desteğini benden esirgemeyen arkadaşım Arş. Gör. Mehmet Ziya POLAT' a “Ankara Yıldırım Beyazıt Üniversitesi”, yapay sinir ağı çalışması için kod yazımında yardımcı olan Osman Veysel ÖZDEMİR ve Oktay KAYA' ya “Sivas Bilim ve Teknoloji Üniversitesi-TAI” teşekkürü bir borç bilirim.

Bugünlere gelmemde benden hiçbir maddi manevi yardımı esirgemeyen, kendileri ilk okula bile gitmedikleri halde dışından tırnağından artırarak eğitimlerime devam edebilmemi sağlayan anne ve babama, evde bana çalışma ortamı oluşturup çalışmalarımı daha rahat bir ortamda yapmamı sağlayan eşim Sultan ÖNEL' e ayrıca teşekkür ederim.

Gerekli deneysel verileri sağladığı için RWTH Aachen Üniversitesi Jet Propulsion ve Turbomachinery enstitüsüne teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	x
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xi
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	7
3. MATERYAL ve YÖNTEM	10
3.1. Uygulanan Denklemler ve Sayısal Yöntemler	10
3.1.1. Kütleinin korumu	10
3.1.2. Momentumun korumu.....	11
3.1.3. Enerjinin korumu	11
3.1.4. Navier-Stokes denklemleri.....	11
3.1.5. Reynold ortalımalı Navier-Stokes (RANS) denklemleri.....	13
3.1.6. Türbülans modelleri	15
3.2. Box-Behnken Metodu	21
3.3. Yapay Sinir Ağları	22
3.4. Monte Carlo Simülasyon.....	23
4. DOĞRULAMA.....	24
4.1. Aachen Türbin.....	24
4.2. Eksenel Türbin Hız Üçgenleri.....	25
4.3. Kanat Geometrisi Oluşturma.....	26

4.4. Sınır Koşulları	27
4.5. Mesh Çalışması ve Deneysel Verilerin Doğrulanması	28
4.6. Türbülans Modeli Çalışması	30
5. BULGULAR ve TARTIŞMA.....	33
5.1. Tolerans Çalışması	33
5.1.1. Box-Behnken metodu.....	34
5.2. Yapay Sinir Ağları ve Monte Carlo Motodu.....	35
5.3. Güven Aralığı Çalışması	37
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	40
EKLER.....	46
EK-1. MCS yöntemi kullanılarak oluşturulan 20 bin farklı rotor geometrisi.....	48
ÖZGEÇMİŞ	49

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. 15 değişken için Box-Behnken deney tasarımı ile kodlanmış faktör seviyeleri2:	
Çizelge 4.1. Parametrelerin minimum, orta ve maksimum değerleri	26
Çizelge 5.1. Parametrelerin birimi ve tolerans aralığı	34
Çizelge 5.2. 15 değişken için Box-Behnken deney tasarımı ile kodlanmış faktör seviyeleri.....	35
Çizelge 5.3. Doğrulama için oluşturulan rotor geometrileri	36
Çizelge 5.4. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği ve yapay sinir ağından alınan sonuçların karşılaştırılması ve hata oranları	36
Çizelge 5.5. MCS yöntemi ile elde edilen izentropik verim, tork, kütle akış oranı; minimum, ortalama, maksimum ve standart sapma değerleri	37
Çizelge 5.6. MCS ile elde edilen izentropik verim, tork, kütle akış oranı değerlerinin orta HAD değerlerinden büyük ve küçük değerlerinin yüzde oranları.....	37
Çizelge 5.7. Güven aralıkları	38

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Hero'nun Türbini,.....	3
Şekil 1.2. John Barber tarafından tasarlanan patentli ilk gaz türbini).....	4
Şekil 1.3. Gaz türbinlerinin termodinamik durumları ve bileşenleri	6
Şekil 3.1. Yapay sinir ağı şematik görünümü	22
Şekil 4.1. Aachen Türbininin şematik görünümü	24
Şekil 4.2. Eksenel türbin hız diyagramları.....	26
Şekil 4.3 Tolerans parametreleri ve yüzeylerin kanat üzerinde gösterimi.....	27
Şekil 4.4. Sınır koşulları.....	27
Şekil 4.5. 3M, 3D mesh yapısı.....	28
Şekil 4.6. Verim ve torkun mesh sayısına göre yakınsaması.....	28
Şekil 4.7. Mesh Çalışması.....	29
Şekil 4.8. Türbülans model karşılaştırması.....	31
Şekil 4.9. Türbülans modellerinin y^+ değerleri	32
Şekil 5.1. Çalışmanın akış şeması.....	33
Şekil 5.2. Tolerans parametreleri	34
Şekil 5.3. Türbin performans değerlerinin dağılımı.....	39

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
a	İvme
t	Zaman
m	Metre
mm	Milimetre
kW	kiloWatt
ρ	Yoğunluk
F	Kuvvet
P	Basınç
T	Sıcaklık
∇	Gradyan
τ	Kesme gerilmesi
V	Hacim
L	Uzunluk
μ	Viskosite
f	Dış kuvvetler
K	Von Karman sabiti
S	Girdap büyüklüğü
P_k	Türbülans üretimi
U	Çevresel hız
u	X yönündeki hız
v	Y yönündeki hız
w	Z yönündeki hız
ϕ	Akı
$\tanh$	Hiperbolik tanjant
m	Kütle

Kısaltmalar**Açıklamalar**

ANN	Artificial Neural Network
CFD	Computational Fluid Dynamics
CPU	Merkezi işlem birimi
FKÇ	Firar kenar çapı
HAD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
HKÇ	Hücum kenar çapı
max	Maksimum
MCS	Monte Carlo Simülasyon
min	Minimum
MK	Maksimum kalınlık
RANS	Reynold average Navier-Stokes
Re	Reynold sayısı
RPM	Devir/dk
RWTH	Rheinisch Westfälische Technische Hochschule
S	Stagger açısı
SST	Shear stress Transport
V	Veter uzunluğu
YSA	Yapay sinir ağları

1. GİRİŞ

Hava araçlarında dış aerodinamik tasarımının optimum yapılmasının yanında motor iç parçalarındaki akışın da optimum tasarıma ihtiyacı vardır. Buna istinaden bu çalışmada türbin kanat tasarımındaki toleranslar ele alınacaktır. Bu tezin amacı, üretim toleranslarının türbin performansı üzerindeki etkisini araştırmaktır. Yani kanat geometri varyasyonlarının türbin performansı üzerindeki etkisini incelemektir. Türbin kanatları üretilirken nominal şekilden belli bir sapma kaçınılmazdır. Türbin kanat toleransları belirlenirken verim ile maliyet arasında bir denge söz konusudur. Kanat tasarımı yapılırken tolerans küçük aralıklar arasında tutulup türbin veriminden kazanç sağlanırken, üretim maliyetlerinden ödün vermek zorunda kalınır. Tolerans geniş aralıklar arasında tutulursa türbin özelliklerinde büyük bozulmalara sebep olacaktır. Bundan dolayı optimum üretim toleransı büyük önem arz etmektedir. Bunların yanında artan rekabet türbinlerin yüksek performansa ve düşük maliyete sahip olmasını zorunlu kılıyor [1].

Hava araçlarının motorlarında türbinler hareketli olan rotor ve sabit duran statorlardan oluşur. Bir türbin her biri bir dizi stator ve bir dizi rotor kanatçıklarından oluşan bir veya daha fazla aşamadan oluşur. Türbin kanatçıkları hava akışını en verimli şekilde yönlendirecek şekilde tasarlanmıştır. Yanma odasından gelen akışı belli açılarla alır ve bir sonraki kanatçık için yeniden yönlendirir. Kanatçıklar minimum kayıp sağlayacak şekilde tasarlanır. Kanatçık şekil profilleri doğru tasarlanmazsa türbin performansı doğrudan etkilenecektir [2].

Hava araçlarının motorlarındaki türbin kanatçıkları üretilirken nominal tasarımdan mutlaka bir sapma olacaktır. Tasarımcı bu değişkenlikten ötürü verim ile maliyet arasında bir dengede tasarımını düşünmelidir. Bunun için kanatçıklar üretilirken doğru bir tolerans aralığı seçmek son derece hayatidir. Bu tolerans değerleri stagger açısı, veter uzunluğu ve kanat maksimum kalınlığı, hücum kenar çapı ve firar kenar çapı gibi parametreleri içerir. Kolmakova et al. [3] stagger açısı ve veter uzunluğunun türbin performansına %5 ten fazla etkisi olduğunu göstermiştir. William B. Roberts [4] NASA-Glenn W8 single stage axial compressor ile yaptığı çalışmada veter uzunluğunun performansa etkisini incelemiştir. Weihao Zhang [5] stagger açısının türbin performansı üzerine etkisini incelemiş ve satgger açısının türbin aerodinamiğinde büyük değişiklere sebep olduğunu göstermiştir. Eric A.

Dow [6] kompresör kanatçıkları ile yaptığı çalışmada, kanat üretim toleranslarının optimize edilmesiyle performansta artış olduğunu belirtmiştir.

Sağlam bir tasarım için birçok analiz yöntemi mevcuttur. Bunlardan en eski olanı tasarımı yapıp deneysel olarak analiz etmektir. Walraevens and Gallus [7] ve U. Reinmöller [8] Acchen türbin kullanarak deneysel yöntemle analizlerini gerçekleştirmiştir. R. J. Roelke [9] 11.15 cm uç çaplı bir türbin ile kanat profili hatalarının etkisini belirlemek için deneysel bir araştırma yapmıştır. Kanat profillerinin pürüzlülüğünün giderilmesi ve firar kenarının incilmesiyle üç puanlık performans artışı sağlamıştır. Bu yöntem diğer sayısal yöntemlere göre daha sağlam olmasına rağmen maliyet ve zaman açısından dezavantajları olduğu için artık çok fazla kullanılmamaktadır.

Deneysel yöntemden sonra sayısal yöntemler geliştirilmiş ve paket programlar ile gerçek bir deney ortamına çok yakın şartlarda tasarımcılar yaptıkları yeni tasarımları analiz etme şansı bulmuştur. Bu sayısal yöntemler hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ile Reynolds ortalama Navier-Stokes (RANS) çözücü kullanılarak gerçekleştirilir. Venkatesh ve diğerleri [10] AU3D adı verilen şirket içi bir HAD çözücü kullanarak NASA 67 rotoru simülasyonlarını gerçekleştirmiştir. Yine John P. Clark ve diğerleri [11] HAD kullanarak transonik türbinin analizini gerçekleştirmiştir.

Sayısal yöntemler, deneysel yöntemlere göre daha çabuk sonuç vermesine rağmen türbin üreticileri zamandan ve maliyetten tasarruf edebilmek için yeni yöntem arayışına girmiştir. Günümüzde bu arayışa Monte Carlo ve yapay sinir ağları kullanılarak cevap bulunmaya çalışılmıştır. İlk başlarda Cruse [12] 1990 yılında Space Shuttle Main Engine Jeffrey i Monte Carlo Simülasyonu kullanarak olasılıksal olarak analiz etmiştir. M. Brown [13] Monte Carlo Simülasyonu kullanarak 1000 tane kanatçık analizini istatistiksel olarak yapmıştır. Alexander Lange [14] yüksek basınçlı kompresör ile yaptığı çalışmada hücum kenar kalınlığı, maksimum kanat kalınlığı, firar kenar kalınlığı, fillet kalınlığı, stagger açısı gibi parametrelerin performans üzerine etkisini Monte Carlo Simülasyonu kullanarak incelemiştir. Xiaojing Wang [15] türbin kanatçıklarının üretim değişkenliklerini 4000 denemeli Monte Carlo Simülasyonu ile gerçekleştirmiş ve toplam basınç kaybı katsayısı L ve çıkış açısı β_o 'nun gerçek dağılımları elde etmiştir.

Bu çalışmada Aachen türbini önce Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) kullanılarak analiz edildi. Sonuçlar deneysel sonuçlarla doğrulandı ve farklı türbülans modelleriyle çalışma desteklendi. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile sonuçlar deneysel verilerle net bir şekilde doğrulanıp deneysel sonuçlara en yakın türbülans modeli belirlendikten sonra +/- %1 tolerans aralığında kalacak şekilde Box-Behnken Metodu ile 421 farklı rotor geometrisi oluşturuldu. Stator geometrisi değiştirilmeden bu farklı 421 rotor geometrisinden her seferinde bir tane alınarak 36 stator, 41 rotor ve 36 stator 1,5 aşamalı olacak şekilde hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ile üç boyutlu olarak analiz edildi. Daha sonra HAD sonuçlarından alınan veriler Monte Carlo Simülasyonu ve Yapay sinir ağı kullanılarak %0,1 den daha küçük bir hatayla sonuçlar elde edildi. Yapılan bu çalışma göstermektedir ki türbin üreticileri yeni bir türbin üretecekleri zaman deneysel ya da sayısal yöntemler kullanmadan üretecekleri türbinin performans değerlerini bu yöntemle kısa süre içinde ve düşük maliyet ile tahmin edebilecektir.

Gaz Türbinlerinin Tarihsel Gelişimi

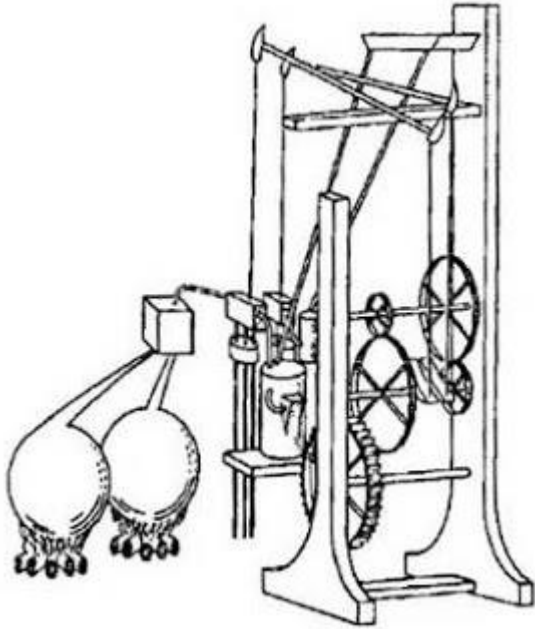
Günümüzde kullanılan gaz türbinlerinin ilk örneği MÖ 130 yıllarında İskenderiyeli filozof Hero'nun tasarladığı buharlı tepki türbinidir. Bu türbinin çalışma prensibi Şekil 1.1'de görüldüğü gibi dönebilen bir küreye yerleştirilmiş zıt yönlere bakan iki borunun buhar püskürtmesine dayanmaktadır. Kürede su kaynadıkça buhar basıncı oluşuyor ve etki-tepki prensibine göre küre dönüyor [16].



Şekil 1.1. Hero'nun Türbini, (Aleotti, Spiritalin, 1509)

Giovanni Branca da 1629 yılında benzer bir türbin tasarlamıştır. Bu sistemde buhar türbini döndürmekte ve buna bağlı dişli sistemi ile dönme hareketi iletilmektedir [16]. Sir Isaac Newton, 1680 yılında etki tepki eşitliği ilkesini ortaya koydu ve bu ilkeye dayanarak jet tepkisi ile çalışan bir atsız araba projesi yapmıştır [17].

Yukarıda bahsedilen çalışmalar daha sonra modern gaz türbinleri ve hava araçları motorlarında kullanılan turbo jetler için fikir kaynağı oluşturmuştur. John Barber 1791 yılında patentli ilk gaz türbinini tasarlamıştır (Şekil 1.2). Bu türbin modelinde gaz kaynağı, kompresör, yanma odası ve türbin bulunmaktadır. Daha sonra İngiliz W. F. Fernibough 1850 yılında bir gaz türbini tasarladı, 1884 yılında ise Fransız Armengaud ve Lemale 5000 devirli, 368 kW gücünde bir motor tasarladılar [16]. Sir Charles Parson 1884 yılında günümüzde olan modern türbinlere benzer bir türbinli motorun patentini almıştır. Stolze 1900 yılların hemen başında ısı eşanjörlü, çok kanatçıklı türbine sahip bir motor tasarladı. Ancak kompresör veriminin düşük olması nedeniyle başarılı olmamıştır. Alman H. H. Holzwarth 1904 yılında yanmalı sabit hacimli bir gaz türbini yapmış ve bu türbin 1911 yılında Brown Boveri şirketi tarafından üretime geçirilmiştir [18].



Şekil 1.2. John Barber tarafından tasarlanan patentli ilk gaz türbini (Anonim, 2014)

Fransız Turbomotor Anonim Şirketi 1905 yılında gaz türbinlerinde ilk önemli adımı atmış ve kompresörü seri bağlantılı üç tane 25 kademeli kompresörden, 33 yanma odası, türbin ise iki dizi kanatçıklardan oluşuyor ve su soğutmalı bir türbindi. Türbinin basınç oranı 4:1,

giriş sıcaklığı 560 derece ve verimi %3'tü [19]. Alman Schmidt 1926 yılında ilk pulsejeti tasarlamış, bu tasarım Almanlar tarafından 1942 yılında V-1 uçan bombalarında kullanılmışlardır [20]. İngiliz bilim adamı Frank Whittle, 1920 de yazdığı kitabında bir uçağın jet tahriki sağlayıcısı olarak bir gaz türbini kullanılabileceğini yazmıştır. 1930 yılında tek kademeli santrifüj bir kompresör ile çok kademeli aksenal kompresörü tek rotorda kullanıp havayı turbojet kısmında sıkıştırarak güç sağlamış ve ilk turbojet motorun patentini böylece almıştır. Frank Whittle yaptığı bu çalışması ile “modern gaz türbinlerinin babası” olarak adlandırılmış ve modern gaz türbinlerinin öncüsü olarak tarihe geçmiştir [16]. Alman Hans Von Ohain bir turbojet motoru tasarlamış ve patentini aldığı bu turbojet 1939 yılında bir Henkiel uçağına monte edilmiş ve ilk turbojet uçuşu gerçekleşmiştir [19]. Gaz türbinlerinin kapalı sistem olarak düzenlenmesinin birçok avantajı vardır. İlk kapalı sistem gaz türbini Ackeret ve Keller tarafından 1935'te yapılmıştır. Kapalı sistemlerin kullanılmasıyla verim ve güç artışı sağlanmıştır [21].

Gaz Türbinlerinin Çalışma Prensibi

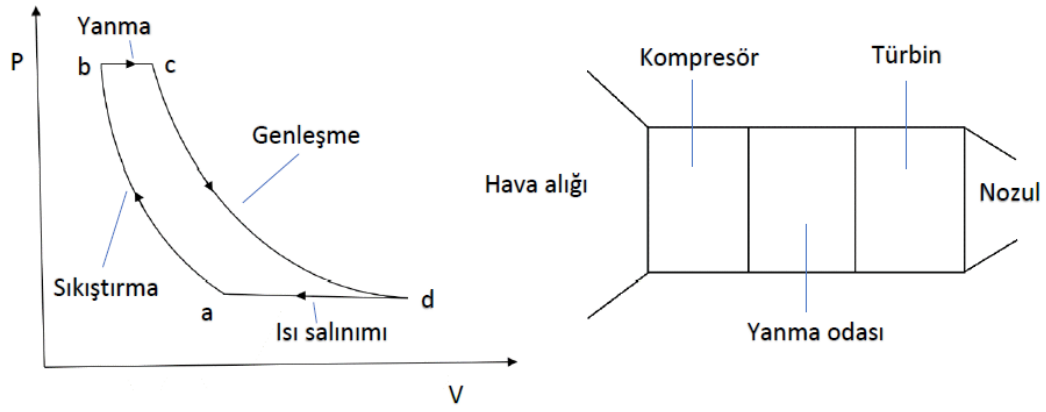
Gaz türbinleri temel olarak hava alığı, kompresör, yanma odası, türbin ve nozul olmak üzere 5 bölümden oluşur. Çalışma prensibi ise Brayton çevrimi esasına dayanır [22]. Çevrim dört aşamadan oluşur:

a-b arasında giriş ve kompresörde adyabatik, yarı statik bir sıkıştırma;

b-c arasında sabit basınçta yanma;

c-d arasında türbin ve egzoz nozulunda adyabatik, yarı statik genişleme;

d-a arasında sabit basınçta soğutma gerçekleşir.



Şekil 1.3. Gaz türbinlerinin termodinamik durumları ve bileşenleri

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Gaz türbinlerinin birçok alanda özellikle havacılık ve uzay sanayisinde oldukça geniş kullanımı vardır. Artan rekabet ve fosil yakıtların tükenmesi gerçeği tasarımcıları bu türbinleri daha verimli yapmaya iter. Bunun için türbinleri oluşturan kanatçıkların üretimi büyük önem arz etmektedir. Ancak türbin kanatları üretilirken istenen geometriyi üretmek çok zordur. Yani kanatçıklar belli bir tolerans aralığında üretilir. Tasarımcılar tasarımlarını üretime geçirirken mutlaka tolerans etkisini göz önünde bulundurmalıdır. Çünkü tolerans ile üretim maliyeti arasında bir denge vardır. Tolerans aralığı küçük olursa üretim maliyeti artacaktır. Fakat tolerans geniş aralıkta olursa türbin veriminde büyük kayıplar olacaktır.

Türbin kanatçıkları sabit stator ve hareketli rotorlardan oluşur. Bu rotor ve statorlerin geometrik şekilleri birçok parametreye bağlıdır. Bunlar veter uzunluğu, stagger açısı, maksimum kalınlık, hücum kenar çapı ve firar kenar çapı gibi parametrelerdir. Literatürde tolerans etkisi genellikle bu parametreler üzerinde yoğunlaşır. S. Venkatesh[10], NASA rotor 67 ile yaptığı çalışmada stagger açısının performans üzerindeki etkisini araştırmış, Spalart-Allmaras türbülans modeli ve Navier-Stokes (RANS) modelini kullanmıştır. Sonuçlar, stagger açısının verimliliği etkilediğini göstermiştir. Daria Kolmakova[3], eksenel türbin ile yaptığı çalışmada, Numeca programı kullanarak Spalart-Allmaras türbülans modeli ile çözüm yapmış, veter uzunluğu ve firar kenar çapı tolerans değişiminin türbin performansı üzerindeki etkisini araştırmıştır. Tasarım performansı üzerinde değişen bu geometrik parametrelerin toplam etkisinin, %5'e kadar ulaşabildiğini ortaya koymuştur. V. Dossena [23], çalışmasında insidans açısı, pitch-chord oranı ve stagger açısı parametrelerinin eksenel türbin üzerindeki etkisini araştırmıştır. Stagger açısı ve pitch-chord oranı, performansı en çok etkileyen parametreler olarak bulmuştur. Patrick Nilsson[1], eksenel akışlı türbomakinelerde kanat profili varyasyonlarının türbin performansı üzerindeki etkisini, stator-rotor konfigürasyonları minimum-maksimum ve maksimum-minimum profil toleransları için incelemiş ve verimlilik için sınırlama eğrilerinin olduğunu görmüştür. William B. Roberts [4], NASA-Glenn W8 eksenel kompresor ile yaptığı deneysel çalışmada veter uzunluğunun performansa etkisini incelemiştir. Konfigürasyonlar arasında performansta +/-2 puan fark olduğunu göstermiştir.

Akış analizi yapmak için birçok yöntem vardır. Bu yöntemlerden en eski olanı deneysel analizdir. Walraevens and Gallus [7] ve U. Reinmöller [8], Aachen türbinin akış analizini deneysel yöntemle araştırmışlardır. Yapmış oldukları çalışmalarında akışın girdap şekilleri, stator ve rotor arkasındaki problemler ile kökten uca doğru basınç ve sıcaklık dağılımları gibi birçok sonuç elde etmişlerdir. R. J. Roelke [9] bir türbin ile deneysel olarak kanat profil hatalarının etkisini araştırmıştır. Kanat profili pürüzsüzleştirilmesi ve firar kenarının inceltilmesi ile türbin performansında üç puanlık bir artış sağlamıştır. Deneysel yöntem diğer yöntemlerden daha doğru sonuçlar vermesine rağmen yüksek maliyet ve aşırı zaman almasından dolayı pek tercih edilmemektedir. Akış analizlerinde en çok kullanılan yöntem HAD metodudur. Bilgisayarların gelişmesi ile bu yöntem daha popüler hale gelmiştir. Venkatesh ve diğerleri [10] NASA 67 rotorunu HAD metodu ile analiz etmişlerdir. John P. Clark ve diğerleri [11] transonik bir türbini HAD metodu ile analiz etmişlerdir. F. Montomoli ve diğerleri [24] temsili bir yüksek basınç aşaması kullanarak HAD metodu ile geometrik varyasyonların akış alanı üzerindeki etkisini incelemiş ve kütle akışı ve ısı yükünün %7'si için tutarsızlığın yaklaşık %6 olduğunu göstermişlerdir. Nassim Razaaly ve diğerleri [25] süpersonik türbin kaskadı içindeki türbülanslı ideal olmayan bir akışın simülasyonunu incelemek için Shear Stress Transport (SST) model uygulayarak HAD metodu kullanmışlardır. Tam yük (basınç oranı=6) ve kısmi yük (basınç oranı=4) olmak üzere iki ana senaryo göz önünde bulundurulmuştur. Toplam basınç kaybı ve kütle akış hızının istatistiksel çalışması yapılmış ve çıkış statik basıncındaki belirsizlik, kayıp katsayısı üzerinde en yüksek etkiye sahip olduğu ve termodinamik model belirsizliklerine göre baskın olduğu görülmüştür. Weihao Zhang ve diğerleri [5], stagger açısının türbin performansına etkisini incelemek için aynı profile sahip düzenli ve düzensiz olmak üzere iki akış kullanarak HAD metodu ile çalışma yapmışlardır. Sonuçlar, stagger açısının düzensiz olduğu durumlarda akış alanında değişiklikler meydana geldiği ayrıca rotor ve stator yük dağılımlarının belirgin şekilde farklı hale geldiğini göstermiştir.

HAD metodu yüksek oranda doğruluk vermesine rağmen türbin tasarımcıları daha pratik yöntem arayışına girmişlerdir. Bilgisayar ve yapay zeka alanındaki gelişme bu alana da sıçramıştır. Bu gelişmeler RANS denklemlerinin yapay sinir ağları ve MCS yöntemi ile paralel çalışma olanağı sunmuştur. Kay Heinze ve diğerleri [26] olasılıklı bir ortamda gaz türbini kanatlarının üretim etkilerinin değerlendirilmesini ele alan bir çalışma yapmışlardır. Bunun için Rolls-Royce Deutschland tarafından sağlanan 500 adet yeni ve kullanılmış türbin kanadı, bir optik tarayıcı ile tarandı. Türbinlerde kullanılan genel parametreler

belirlendi. Daha sonra sayısallaştırılan geometriler istatistiksel olarak analiz edildi. Olasılıksal araştırma analizlerinin daha sağlam bir kanat tasarımına olanak sağladığı belirtilmiştir. Jens Scharfenstein ve diğerleri [27] 1,5 aşamalı yüksek basınçlı bir türbin ile hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyonları kullanılarak MCS yöntemi ile olasılık analizi yaptılar. MCS yapıldıktan sonra giriş parametreleri ile çıkış değerler arasında korelasyonlar hesaplandı. Stagger açısı ile Mach sayısı arasında büyük bir ilişki olduğu saptanmıştır. Kay Heinze ve diğerlerinin [28] yapmış olduğu başka bir çalışmada kompresör kanatlarının kanat profili üretim dağılımının (High Cycle Fatigue) HCF üzerindeki etkisini MCS yöntemi ile araştırmışlardır. Bunun için 200 farklı kanat profili ile bir MCS gerçekleştirildi. Daha sonra, transfer işlemi ile geometrik kanat profili parametreleri sonlu eleman ağına uygulandı. Olasılıksal araştırmanın hedefi, kanat profili üretim dağılımının öz frekanslar ve HCF gücü üzerindeki etkisi hakkında bir izlenim elde etmektir. Sonuç olarak hesaplamaların sonuçları birleştirilip karşılık gelen parametrelerle dağılım fonksiyonları olarak tekrar ifade edilebileceği gösterilmiştir. Matthias Voigt ve diğerleri [29] gaz türbini kanat bileşeninin olasılıksal ömürlerini değerlendirmek için MCS yöntemini kullanmışlardır. MCS ile 500 gerçekleştirme yapılmış ve %2 lik hata payı ile doğru sonuçlar verdiği gösterilmiştir. Bu çalışmada özellikle düşük arıza olasılıkları için MCS kullanılmasının Sonlu eleman analizlerine olan ihtiyacı önemli derecede azaltacağı vurgulanmıştır.

3. MATERİYAL ve YÖNTEM

3.1. Uygulanan Denklemler ve Sayısal Yöntemler

Bir akışkanın hareketi korunum denklemleri (kütlenin korunumu, momentumun korunumu ve enerjinin korunumu) ile yönetilir. Bu temel kanunlar matematiksel olarak genellikle diferansiyel denklemler cinsinden ifade edilir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), akışkanın kısmi diferansiyel denklemlerini sayılarla değiştirme ve bu sayıları zamanda veya uzayda ilerleterek tüm akışı sayısal olarak elde edilmesidir. Bu, hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin (HAD) kapsamlı tanımı değildir, çünkü akış alanının zaman ve uzayda ilerlemeden kısmi diferansiyel denklemler yerine anında çözüm veren integral denklemleri içeren alanlar vardır. Bu ister kısmi diferansiyel ister integral denklemleri olsun, soruların tümünü sayıların manipülasyonunu ve çözümünü içerir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin çıktısı analitik çözümün aksine bir sayılar topluluğudur. Akış analizlerinin amacı problemin nicel yani sayılarla tanımıdır.

Akışkanlar dinamiği problemlerini çözmek için üç temel denklem kullanılır. Bu denklemler integral ve diferansiyel formda olabilir. Akış problemi bir kontrol hacmi bölgesine ayrılır ve denklemler bu kontrol hacmi bölgesine uygulanır. Kontrol hacmi akış giriş ve çıkışlarının olduğu uzayda seçilmiş ayrık bir hacimdir. Bu hacim sınırlarından geçen akı sebebi ile değişen özelliklerden korunum kanunları yazılır. “u” herhangi bir özellik olmak üzere genel korunum denklemi aşağıda verilmiştir:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \nabla(uv) = 0 \quad (3.1)$$

Korunum denklemleri; kütlenin korunumu, momentumun korunumu ve enerjinin korunumu olmak üzere üç denklemden ibarettir.

3.1.1. Kütlenin korunumu

Kütlenin korunumu; kütlenin yoktan var, vardan yok edilemeyeceği prensibine dayanır. Belirli bir kontrol hacmi içerisindeki kütle debisinin, kontrol hacminin sınırları boyunca sıvı kütlesinin değişim hızına eşit olması gerektiği fikriyle tanımlanır. Genel korunum denkleminde “u” yerine yoğunluğu koyarsak kütlenin korunum denklemi elde edilir [30]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho v) = 0 \quad (3.2)$$

3.1.2. Momentumun korunumu

Momentumun korunumu, belirli bir kontrol hacminin momentum birikim hızının, sisteme etki eden dış kuvvetlerin toplamına ek olarak, kontrol hacminin sınırları boyunca momentum değişim hızının toplamına eşit olması gerektiğini söyler. Bu Newton'un ikinci yasasına ($\sum F = m.a$) dayanır. Her bir yöndeki momentum değişimi, aynı yönde olan net kuvvetlerle dengelenmelidir. Genel korunum denkleminde “u” yerine $\rho.u$ yazarsak momentum korunum denklemini elde ederiz:

$$\frac{\partial(\rho.u)}{\partial t} + \nabla((\rho u)v) = F \quad (3.3)$$

Sıkıştırılabilir, viskoz akış durumunda momentum korunum denkleminin Navier-Stokes denklemleri ortaya çıkar.

3.1.3. Enerjinin korunumu

Kütlenin korunumunda olduğu gibi enerji de yoktan var olmaz, vardan yok edilemez sadece formdan forma dönüşür. Sisteme giren ve çıkan enerji değişiminin yanı sıra sistem üzerinde yapılan işi de hesaba katmak gerekir [30]:

$$\rho \frac{\partial h}{\partial t} = \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (k \nabla T) + \phi \quad (3.4)$$

3.1.4. Navier-Stokes denklemleri

Navier-Stokes denklemleri, on dokuzuncu yüzyılın ilk yarısında denklemleri birbirinden bağımsız olarak elde eden iki bilim adamı Fransız M. Navier ve İngiliz G. Stokes dan ismini alır. Bu denklemler skaler denklemlerdir ve momentum korunum denklemlerinden (x-yönündeki momentum korunumu, y-yönündeki momentum korunumu ve z-yönündeki momentum korunumu) elde edilir. Momentumun korunum denklemleri aşağıdaki denklemlerdir;

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x \quad (3.5)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y \quad (3.6)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z \quad (3.7)$$

Navier-Stokes denklemlerini korunumlu formunda aşağıdaki gibi elde edilebiliriz; x yönündeki denklemin sağ tarafını subsanstial türev açısından yazarsak;

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho \vec{V} \cdot \nabla u \quad (3.8)$$

Aşağıdaki gibi türev genişletilirse;

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} = \rho \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (3.9)$$

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} - u \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (3.10)$$

Bir skaler ile bir vektörün çarpımının diverjansı için vektör tanımından;

$$\nabla \cdot (\rho u \vec{V}) = u \nabla \cdot (\rho \vec{V}) + (\rho \vec{V}) \cdot \nabla u \quad (3.11)$$

$$\rho \vec{V} \cdot \nabla u = \nabla \cdot (\rho u \vec{V}) - u \nabla \cdot (\rho \vec{V}) \quad (3.12)$$

(2.38) ve (2.39) denklemleri denklem (2.37) içine yazılacak olursa;

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} - u \frac{\partial \rho}{\partial t} - u \nabla \cdot (\rho \vec{V}) + \nabla \cdot (\rho u \vec{V}) \quad (3.13)$$

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} - u \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \nabla \cdot (\rho \vec{V}) \right] + \nabla \cdot (\rho u \vec{V}) \quad (3.14)$$

Denklem (2.40)'deki parantez içindeki terim sıfırdır. Bu nedenle;

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \vec{V}) \quad (3.15)$$

2.41 denk. 2.36a içine yazılacak olursa;

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x \quad (3.16)$$

Benzer şekilde 2.41 2.36b ve 2.36c ye yazılırsa;

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y \quad (3.17)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho w \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z \quad (3.18)$$

2.42a, 2.42b ve 2.42c denklemleri Navier-Stokes denklemlerinin korunumlu biçimleridir.

3.1.5. Reynold ortalama Navier-Stokes (RANS) denklemleri

Akışkanlarda akışın rejimi Reynolds sayısına bağlı olarak laminar ya da türbülanslı olabilir.

$$R_e = \frac{\rho V L}{\mu} \quad (3.19)$$

Reynolds sayısı arttıkça akıştaki çalkantı artar, akış türbülanslı akışa doğru geçer. Türbülanslı akışlarda bir noktadaki hız ve basınç değerleri rastgele olarak zamana bağlı değişir. Reynolds ayrışması ile hız ve basınç değerleri anlık olarak bir dalgalı ve bir ortalama bileşene ayrılır;

$$u = \bar{u} + u', \quad v = \bar{v} + v', \quad w = \bar{w} + w', \quad p = \bar{p} + p' \quad (3.20)$$

Yukarıda u, v, w anlık hızları, p anlık basınç, $\bar{u}, \bar{v}, \bar{w}$ ortalama hız değerleri, $\bar{p}$ ortalama basınç ve u', v', w' dalgalı hız değerleri, p' dalgalı basınç değerini göstermektedir.

$$u(x, t) = \bar{u}(x) + u'(x, t) \quad (3.21)$$

burada $x = (x, y, z)$ konum vektörüdür.

RANS denklemlerinin türetilmesinde Reynolds operatörlerinden faydalanılır. Sıkıştırılamaz bir Newton akışkanı için Navier-Stokes hareket denklemlerinden;

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.22)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = f_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} \quad (3.23)$$

Burada f_i dış kuvvetleri temsil eder.

Daha sonra anlık hız ve basınç değerleri ortalama ve dalgalı değerlere ayrılır;

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.24)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \overline{u'_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j}} = \bar{f}_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} \quad (3.25)$$

Momentum denklemi aşağıdaki gibi de yazılabilir;

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = \bar{f}_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\overline{\partial u'_i u'_j}}{\partial x_j} \quad (3.26)$$

Birkaç düzenlemeden sonra denklem şu şekilde olur;

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = \rho \bar{f}_i + \frac{\partial}{\partial x_j} [-\bar{p} \delta_{ij} + 2\mu \bar{S}_{ij} - \rho \overline{u'_i u'_j}] \quad (3.27)$$

Burada $\bar{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right)$ gerilme tensörünün ortalama oranıdır.

Son olarak, zamanda entegrasyon, elde edilen terimlerin zamana bağımlılığını ortadan kaldırdığından, zamana göre türev ortadan kaldırılmalı ve şu şekilde bırakılmalıdır:

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = \rho \bar{f}_i + \frac{\partial}{\partial x_j} [-\bar{p} \delta_{ij} + 2\mu \bar{S}_{ij} - \rho \overline{u'_i u'_j}] \quad (3.28)$$

Akış alanları üç boyutta NUMECA tarafından geliştirilen FINE/Turbo HAD yazılımı kullanılarak hesaplandı. Bu yazılım, 3-D akış alanları, NUMECA tarafından geliştirilen FINE/Turbo HAD yazılımı kullanılarak hesaplanır. Bu yazılım, yapısal ağlar için sıkıştırılabilir, 3 boyutlu ve çok bloklu bir sonlu hacim çözücüdür. Ağ, NUMECA tarafından geliştirilen AutoGrid5 ağ oluşturucu kullanılarak oluşturulur.

3.1.6. Türbülans modelleri

Bir akışkan akış rejimi olarak laminar veya türbülanslı olarak karakterize edilir. Akışın laminar ya da türbülanslı olduğu atalet kuvvetlerin viskoz kuvvetlere oranı olan Reynolds sayısına bağlıdır. Reynolds sayısı yüksek ise atalet kuvvetleri viskoz kuvvetleri geçerek akışta düzensiz ve rastgele çalkantılara sebep olur ve bu akışa türbülanslı akış denir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde türbülanslı akışları çözmek büyük çaba ve çok fazla veri gerektirir. Bu akışlar korunum denklemleri yeniden yazılarak çözülebilir. Bunun için Reynolds ayrıştırması olarak bilinen anlık değişkenler bir dalgali ve bir ortalama bileşene ayrılır. Hız ve basınç buna göre ayrıştırılır, burada anlık değişken ortalama bileşen ve dalgali bileşenin toplamıdır. Böylece grup olarak Reynolds ayrıştırılmış Navier-Stokes denklemlerinin ortalaması alınır ve Reynolds averaged Navier-Stokes (RANS) denklemleri elde edilir.

Doğada ve mühendislik uygulamalarında karşılaşılan akışların çoğu türbülanslıdır. Denizlerdeki rüzgar ve akıntılar, araba ve uçakların yanından geçen rüzgar, turbo makinaların içinden geçen akışların tümü türbülanslıdır. Türbülans hem faydalı hem de sorunlu olabilecek henüz sırrı çözülememiş bir akış durumudur. Örneğin bazı yanma sistemlerinde türbülans yanmayı kolaylaştırırken aynı makinede gürültüye ve verim kayıplarına sebep olur.

Akışkan hareket denklemlerinin Reynolds ortalamasından kaynaklanan kapatma problemlerinden dolayı RANS denklemlerinin yakın sistemlerine yaklaşık modellerin geliştirilmesi fikrini vermiştir. Bu fikir türbülans modellerinin ortaya çıkmasını sağlamıştır. RANS-kapanış modelleme çalışmaları pratik sağlaması sebebi ile bir asırdan fazla bir süredir ortaya çıkmış ve günümüzde de gelişmeye devam etmektedir.

Bu çalışmada Spalart-Allmaras Model, Spalart – Allmaras extended wall function, Shear Stress Transport (SST) k- ω Model, k- ϵ extended wall function, k- ϵ Launder Sharma olmak üzere beş farklı türbülans modeli kullanılmıştır. Bu türbülans modelleri ile ilgili aşağıda kısaca bilgi verilmiştir.

Spalart-Allmaras türbülans modeli

Spalart-Allmaras modeli, kinematik girdap viskoz akışlar için modellenmiş tek denklemlilik türbülans modelidir [31]. Spalart-Allmaras modeli, havacılık ve turbo makinalar için özel olarak tasarlanmış ve iyi sonuç veren bir modeldir. Bu model yüksek doğruluğu ve karmaşık akışları çözmesi ve k- ω modeline göre daha az CPU harcaması nedeniyle çok kullanışlıdır. Spalart-Allmaras modeli türbülanslı viskoz akışlar için ek olarak transport denklemin çözülmesiyle geliştirilmiştir. Denklem advective, diffusive and source olmak üzere üç terim içerir. İlk olarak girdap viskozitesini tanımlarsak;

$$v_t = \tilde{v} f_{v1} \quad (3.29)$$

v moleküler viskozitedir.

$$f_{v1} = \frac{x^3}{x^3 + c_{v1}^3} \quad x = \frac{\tilde{v}}{v} \quad (3.30)$$

Transport denklemi aşağıdaki gibidir:

$$\frac{d\tilde{v}}{dt} = \frac{1}{\sigma} \{ \nabla \cdot [(v + \tilde{v}) \nabla \tilde{v}] + c_{b2} (\nabla \tilde{v})^2 \} + c_{b1} \tilde{S} \tilde{v} (1 - f_{t2}) - \left\{ c_{w1} f_w - \frac{c_{b1}}{K^2} \right\} \left\{ \frac{\tilde{v}}{d} \right\}^2 + f_{t1} (\Delta q)^2 \quad (3.31)$$

Denklemde kullanılan bazı fonksiyon ve değişkenler;

$$\tilde{S} = S + \frac{\tilde{v}}{K^2 d^2} f_{v2} \quad f_{v2} = 1 - \frac{x}{1 + x f_{v1}} \quad (3.32)$$

Yukarıda d duvara olan mesafe, K von Karman sabiti ve S ise girdap büyüklüğünü göstermektedir. Denklemdeki f_w fonksiyonu aşağıdaki gibi tanımlanır;

$$f_w = g \left(\frac{1+c_{w3}^6}{g^6+c_{w3}^6} \right)^{\frac{1}{6}} \quad g = r + c_{w2}(r^6 - r) \quad r = \frac{\tilde{v}}{\tilde{S}K^2d^2} \quad (3.33)$$

Denklemden kullanılan f_{t1} ve f_{t2} fonksiyonlarını tanımlayacak olursak;

$$f_{t1} = c_{t1}g_t \exp \left[-c_{t2} \left(\frac{w_t}{\Delta q} \right)^2 (d^2 + g_t^2 d_t^2) \right] \quad f_{t2} = c_{t3} \exp(-c_{t4}x^4) \quad (3.34)$$

Burada:

$$\Delta x \text{ grid aralığı olmak üzere, } g_t = \min \left[1, \frac{\Delta q}{w_t \Delta x} \right]$$

Δq hızlar arasındaki fark

d_t alandan yüzeyde bulunan harekete kadar olan mesafe

w_t hareketteki duvar girdabı

Denklemden sabit trimler;

$$\sigma = \frac{2}{3}, c_{b1} = 0.1355, c_{b2} = 0.622, K = 0.41, c_{w1} = \frac{c_{b1}}{K^2} + \frac{(1+c_{b1})}{\sigma}, c_{w2} = 0.3 \quad (3.35)$$

$$c_{w3} = 2, \quad c_{v1} = 7.1, \quad c_{t1} = 1, \quad c_{t2} = 2, \quad c_{t3} = 1.1, \quad c_{t4} = 2 \quad (3.36)$$

k-ε türbülans modeli

K-ε modeli çift denklemlili türbülans modelidir. 20. yy ikinci yarısına kadar en çok kullanılan türbülans modeliydi. Bu model üzerinde çalışsan ilk bilim insanları; Chou(1945), Davidov (1961), Harlow ve Nakayama (1968)'dir. Bu modelin Jones ve Launder'in yapmış olduğu yeni versiyonu ile kullanımı yaygınlaşmıştır. Daha sonra Lounder ve Sharma standart K-ε olarak adlandırılan modeli oluşturdular. Bu çalışmada deneysel sonuçlara en yakın olması sebebiyle düşük Reynolds sayılı bu türbülans modeli seçilmiştir. Bu modelin denklemleri aşağıdaki gibidir [32,33]:

Türbülanslı kinetik enerji için “k”:

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \epsilon + L_k \quad (3.37)$$

Dağılıma için “ε”:

$$\rho \frac{D\epsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + c_{\epsilon 1} f_1 P_k \frac{\epsilon}{k} - c_{\epsilon 2} f_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k} + L_\epsilon \quad (3.38)$$

P_k , burada türbülans üretimi; μ_t , türbülans viskozitesidir:

$$P_k = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad \mu_t = \rho f_\mu c_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (3.39)$$

k-ε Launder-Sharma için:

$$c_\mu = 0.09 \quad , \quad c_{\epsilon 1} = 1.44 \quad , \quad c_{\epsilon 2} = 1.92 \quad , \quad \sigma_k = 1 \quad , \quad \sigma_\epsilon = 1$$

$$f_\mu = e^{\left[\frac{-3.4}{(1+Re_t/50)^2} \right]} \quad , \quad f_1 = 1 \quad , \quad f_2 = 1 - 0.3e^{-Re_t^2} \quad , \quad Re_t = \frac{k^2}{\nu \epsilon} \quad ,$$

$$L_k = -2\mu \left(\frac{\partial \sqrt{k}}{\partial x_j} \right)^2 \quad , \quad L_\epsilon = -2 \frac{\mu \mu_t}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} \right)^2$$

k-ε Yang-Shih için:

$$c_\mu = 0.09 \quad , \quad c_{\epsilon 1} = 1.44 \quad , \quad c_{\epsilon 2} = 1.92 \quad , \quad \sigma_k = 1 \quad , \quad \sigma_\epsilon = 1$$

$$f_\mu = 1 - e^{(Ax^a + Bx^b + Cx^c)^2} \quad f_1 = 1 \quad , \quad f_2 = 1 \quad , \quad L_k = 0 \quad , \quad L_\epsilon = -\frac{\mu \mu_t}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} \right)^2$$

k-ω türbülans modeli

K-ω türbülans modeli, k-ε modeli gibi iki denklemlili bir türbülans modelidir. Birinci denklem kinetik türbülans enerjisi k, ikinci denklem ise spesifik türbülans yayılım oranı ω içindir. K- ω modelinin, Yeni Baseline (BSL) modeli ve ShearStress Transport (SST)

modeli olmak üzere iki yeni versiyonu vardır. Baseline (BSL) modeli orijinal $k-\omega$ modeline benzerdir ancak keyfi serbest akış değerlerinde her zaman iyi sonuçlar vermez. ShearStress Transport (SST) modeli Baseline (BSL) modelinden temelini alır. Bu model, Bradshaw'ın ana kesme geriliminin, türbülans kinetik enerjisiyle orantılı olmasına dayanmaktadır [34].

Orijinal $k-\omega$ denklemi:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_{k1} \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (3.40)$$

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j \omega}{\partial x_j} = \gamma_1 P \omega - \beta_1 \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_{\omega 1} \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad (3.41)$$

Baseline (BSL) model:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (3.42)$$

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j \omega}{\partial x_j} = \gamma P \omega - \beta \rho \omega^2 + 2(1 - F_1) \sigma_\omega 2 \frac{\mu_t}{k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad (3.43)$$

$$P_k = \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (3.44)$$

$$P_\omega = \rho \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho \omega \delta_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (3.45)$$

Yeni modelin ϕ sabitleri ϕ_1 ve ϕ_2 den aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\phi = F_1 \phi_1 + (1 - F_1) \phi_2$$

ϕ_1 için sabit değerler:

$$\sigma_{k1} = 0.5, \quad \sigma_{\omega 1} = 0.5, \quad \beta_1 = 0.0750,$$

$$\beta^* = 0.09, \quad \kappa = 0.41, \quad \gamma_1 = \frac{\beta_1}{\beta^*} - \sigma_{\omega 1} \kappa^2 / \sqrt{\beta^*}$$

ϕ_2 için sabit değerler:

$$\sigma_{k2} = 1.0, \quad \sigma_{\omega 2} = 0.856, \quad \beta_2 = 0.0828,$$

$$\beta^* = 0.09, \quad \kappa = 0.41, \quad \gamma_2 = \frac{\beta_2}{\beta^*} - \sigma_{\omega 2} \kappa^2 / \sqrt{\beta^*}$$

F_1 fonksiyonu aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4)$$

$$\arg_1 = \max \left(\min \left(\frac{\sqrt{k}}{0.09 \omega y}; 0.45 \frac{\omega}{\Omega} \right); \frac{400v}{y^2 \omega} \right)$$

Burada y değeri diğer yüzeye olan uzaklığı gösterir.

Girdap viskozitesi şu şekilde hesaplanır:

$$v_t = \frac{k}{\omega} \quad (3.46)$$

Shear Stress Transport (SST) türbülans modeli

Shear Stress Transport (SST) Model yukarıdaki formülle aynıdır fakat ϕ_1 aşağıdaki gibi değiştirilmesi gerekir [35]:

$$\sigma_{k1} = 0.85, \quad \sigma_{\omega 1} = 0.65, \quad \beta_1 = 0.0750,$$

$$\beta^* = 0.09, \quad \kappa = 0.41, \quad \gamma_1 = \frac{\beta_1}{\beta^*} - \sigma_{\omega 1} \kappa^2 / \sqrt{\beta^*}$$

Girdap viskozitesi de aşağıdaki gibi değişir:

$$v_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega; \Omega F_2)} \quad (3.47)$$

Burada $a_1 = 0.3$ ve Ω girdabın mutlak değeridir, F_2 ise aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2)$$

$$\arg_1 = \max\left(2 \frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}; \frac{400v}{y^2\omega}\right) \quad (3.48)$$

k-ε hesabı

Bu çalışmada beş farklı türbülans modeli çalışılmış olup deneysel sonuçlara en yakın türbülans modeli k-ε Launder-Sharma türbülans modeli olmuştur. Bu türbülans modeli için k ve ε aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$k = \frac{3}{2}(U_{av}T_u)^2 \quad (3.49)$$

$$U_{av} = 36.774 \text{ m/s}, \quad T_u = 0.05 \text{ (\%5)}$$

$$k = 5.0712$$

$$\varepsilon = C_\mu \frac{\mu}{\mu_t} \frac{\rho_{ref} k^2}{\mu} \quad (3.50)$$

$$C_\mu = 0.9, \quad \frac{\mu}{\mu_t} = \frac{1}{50}, \quad \rho_{ref} = 1.9096, \quad k = 5.0712, \quad \mu = 1.716e^{-005} \text{ Pa.s}$$

$$\varepsilon = 5151.3268$$

3.2. Box-Behnken Metodu

Box-Behnken yöntemi [36], her değişkenin -1, 0 ve 1 olmak üzere üç seviyeden birinde yer aldığı bir deney yaklaşımı tasarımıdır. Bu seviyelerden -1, toleransın nominal değerden %1 az olduğu, 0 nominal değeri, 1 ise nominal değerden %1 fazla değeri gösterir.

Bu çalışmada 15 değişken değiştirilerek farklı konfigürasyonlar elde edilmektedir. Box-Behnken yöntemi uygulanarak 421 farklı konfigürasyon önerilmektedir. Bu konfigürasyonların bazıları çizelge 3.1’de listelenmiştir.

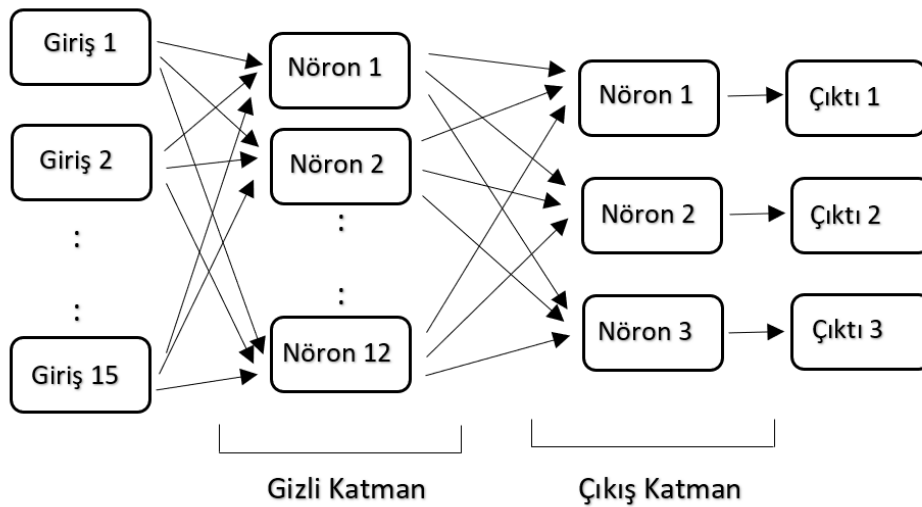
Çizelge 3.1’de V, S, HKÇ, MK, FKÇ sırasıyla veter uzunluğu, stagger açısı, hücum kenar çapı, maksimum kalınlık ve firar kenar çapıdır. 1,2 ve 3 ise rotor geometrisinde göbekten uca yüzey numaralarıdır.

Çizelge 3.1. 15 değişken için Box-Behnken deney tasarımı ile kodlanmış faktör seviyeleri

Run Sayısı	V1	V2	V3	S1	S2	S3	HKÇ1	HKÇ2	HKÇ3	MK1	MK2	MK3	FKÇ1	FKÇ2	FKÇ3
1	-1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	-1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5	-1	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.

3.3. Yapay Sinir Ağları

Bu çalışmada, ileri beslemeli bir geri yayılım modeli kullanılarak öğrenme süreci gerçekleştirilmiştir. Bu Yapay Sinir Ağı (YSA) modeli, girdi katmanı ile başlayan ve çıktı katmanı ile biten bir dizi katmandan oluşur. Giriş ve çıkış katmanları arasındaki katmanlara gizli katmanlar denir. Bu katmanların her biri, bir transfer fonksiyonu aracılığıyla komşu katmana bağlanır. Çıktı katmanı, çıktıyı oluşturmada önce transfer işlevini de kullanabilir. Belirli bir katmana giren veriler doğrusal olarak ağırlıklandırılır ve bu katmandaki toplam nöron sayısına göre toplanır. Daha önce sunulan 15 geometrik parametrenin fonksiyonları olarak hesaplanan verimlilik, kütle akış hızı ve/veya tork değerlerine uyacak şekilde tek gizli katmanlı ileri beslemeli bir ağ oluşturulur. 421 CFD sonucundan 20'si test, 10'u doğrulama ve geri kalanı eğitim için kullanılır. Doğrulama performansına göre gizli katmandaki nöron sayısı 12 olarak seçilmiştir. Şekil 3.1 kullanılan sinir ağı modelinin şematik bir çizimini göstermektedir.



Şekil 3.1. Yapay sinir ağı şematik görünümü

3.4. Monte Carlo Simülasyon

YSA modeli oluşturulduktan sonra, 20.000 rastgele geometrik konfigürasyon için izentropik verimlilik, tork ve kütle akış hızı değerlerini elde etmek için bir Monte-Carlo simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Üretilen rasgele geometriler korelasyonsuzdur ve parametrelerin nominal değerinden $\pm\%1$ olacak şekilde değişmesi için düzgün bir şekilde dağıtılır.

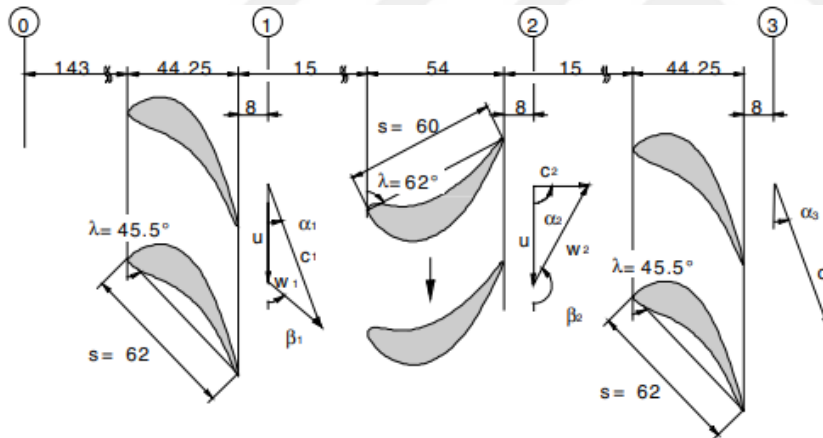


4. DOĞRULAMA

Aachen'deki Jet Propulsion and Turbomachinery Enstitüsü'nden alınan Aachen türbini sayısal yöntemler kullanılarak analiz edildi. Aachen türbininin geometrisi olduğu gibi Autoblade'de oluşturulup deney şartları sağlanarak doğrulanmıştır.

4.1. Aachen Türbin

Aachen türbini, Almanya'da RWTH Aachen'deki Jet Propulsion and Turbomachinery Enstitüsü'nde bulunan 1.5 kademeli bir türbindir. 145 mm sabit göbek yarıçapına ve 600 mm dış çapa sahip bir soğuk akış türbinidir. Rotorun önündeki ve arkasındaki statorlar geometrik şekil ve sayı bakımından aynıdır. Rotorun dönme hızı 3500 RPM'dir. Aachen türbin kademelerinin şematik görünümü Şekil 4.1'de gösterilmiştir. Türbinde stator 36 kanattan oluşurken rotor 41 kanattan oluşmaktadır.



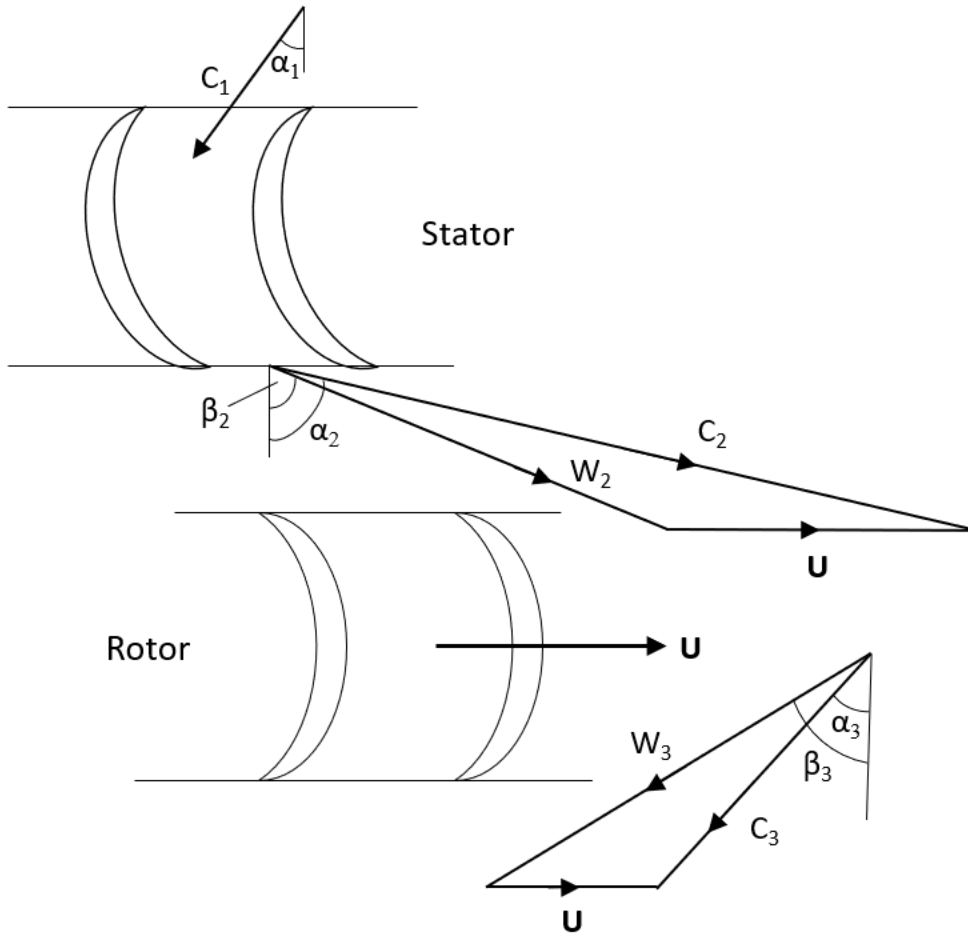
Şekil 4.1. Aachen Türbininin şematik görünümü [7].

Aachen türbininin deneysel ölçümleri Walraevens ve Gallus [7] tarafından yapılmıştır ve HAD analizi ve araştırmaları için bir temel model oluşturmak için kullanıldı. Literatüre baktığımız zaman bu türbin ile ilgili deneysel ve sayısal birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalardan bazılarını şu şekilde sıralanabilir: türbin rotor kanadının uç açıklığının ikincil akışlar üzerindeki etkisinin deneysel incelenmesi [37], sıcak gaz alımının rotor kanatları tarafından nasıl etkilendiğinin deneysel ve sayısal çalışması [38], TFLO çözücü kullanılarak karasız akışın simülasyon çalışması [39], türbin tasarımı ve optimizasyonu [40], doğrusal olmayan harmonik denge yöntemi kullanılarak kararsız akış simülasyonu

[41], rotor kanadı filetolarının türbin aerodinamik performansı üzerindeki etkileri [42], yarı kararlı ve tam karasız akışların sayısal yöntemlerle incelenmesi [43], kararlı ve kararsız koşullardaki akışların zamanlayıcı etkilerinin deneysel olarak incelenmesi [8], karasız akışların eksenel türbin kullanılarak paralel simülasyonu [44], türbinde çevresel basınç değişimini ve bir disk boşluğuna bir rotor dış sızdırmazlık contası boyunca yutulan dairesel akışın hesaplaması [45], rotor dış sızdırmazlık contası konfigürasyonu altında eksenel bir türbinde karasız akışın sayısal olarak incelenmesi [46], türbin kanadının zamana bağlı etkisini tahmin edebilmek için yöntem geliştirmek [47].

4.2. Eksenel Türbin Hız Üçgenleri

Eksenel türbinde akış dönme eksenini yönünde olur. Akış şekil 4.2'deki gibi c_1 mutlak hızı, α_1 açısı ile statore girer ve c_2 mutlak hızı, α_2 açısıyla ivmelenerek statorden çıkar. Rotor göreceli hızı w_2 , β_2 açısına sahiptir ve mutlak c_2 hızından kanat U hızının vektörel olarak çıkarılmasıyla bulunur. Rotor çıkışı göreceli hız w_3 ve açısı β_3 , mutlak hız ise c_3 ve açısı α_3 tür. U kanat hızı ile göreceli w_3 hızın toplamı mutlak c_3 hızı verir.



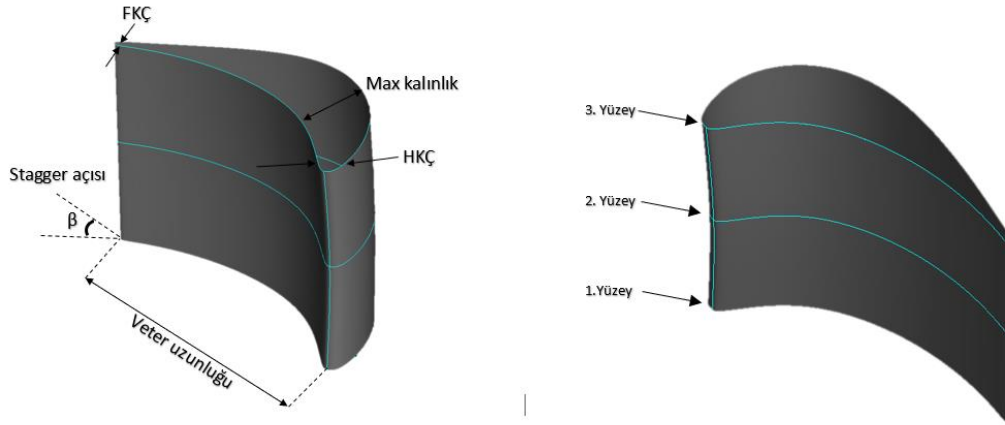
Şekil 4.2. Eksenel türbin hız diyagramları

4.3. Kanat Geometrisi Oluşturma

Bu çalışmada Aachen Türbin kanadı 15 farklı parametreyle farklı konfigürasyon oluşturmak için nominal ölçülerden %1 artırılıp ve azaltılarak farklı kanat geometrileri oluşturulmuştur. Bu kanat geometrilerini oluşturmak için Numeca Autoblade kullanılmıştır. Çizelge 4.1’de Autoblade de girilen parametrelerin minimum, orta ve maksimum değerleri verilmiştir. Şekil 4.3’te ise bu parametrelerin rotor kanadı üzerindeki yerleri gösterilmiştir.

Çizelge 4.1. Parametrelerin minimum, orta ve maksimum değerleri

Parametreler	Minimum Değer	Orta Değer	Maksimum Değer
Veter uzunluğu	0,059499	0,060100	0,060701
Stagger açısı	27,72	28	28,28
Hücum kenar çapı	0,001629	0,001646	0,001662
Maksimum kalınlık	0,007309	0,007383	0,007456
Fırar kenar çapı	0,00078012	0,000788	0,00079588

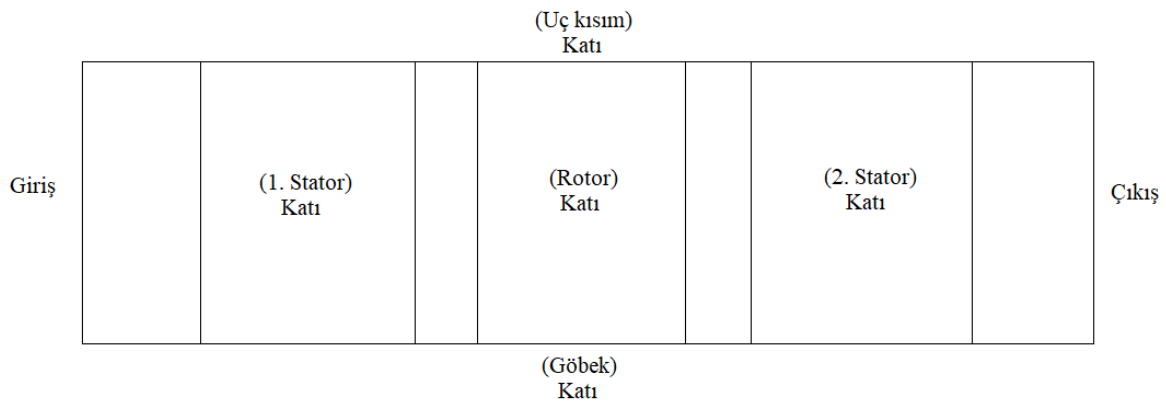


Şekil 4.3 Tolerans parametreleri ve yüzeylerin kanat üzerinde gösterimi

4.4. Sınır Koşulları

Bu çalışmada uygulanan sınır koşulları giriş, çıkış, katı ve periyodik sınır koşullarıdır. Toplam basınç ve toplam sıcaklık, statik basıncın çıkış sınır koşulunda uygulandığı giriş sınır koşulunda uygulanır. Katı sınırlar, kaymaz durumda adyabatik duvarlar olarak işlem görmüş kanatlara, göbeklere ve örtülere uygulanır.

Bu çalışmada sınır koşulları; giriş, çıkış, katı ve periyodik sınır koşulları olarak uygulanmıştır. Giriş sınır koşulunda toplam basınç ve toplam sıcaklık uygulanırken çıkış sınır koşulunda ise statik basınç uygulandı. Türbin kanatları, göbeği ve dış kasa katı sınırlardır ve kaymaz adyabatik duvarlar olarak hesaplanırlar. Sınır koşullarının şematik görünümü Şekil 4.4'te verilmiştir.

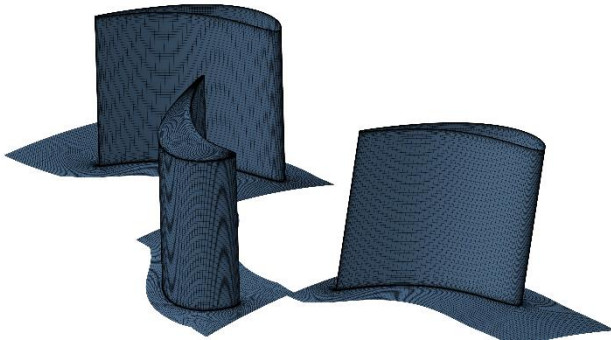


Şekil 4.4. Sınır koşulları

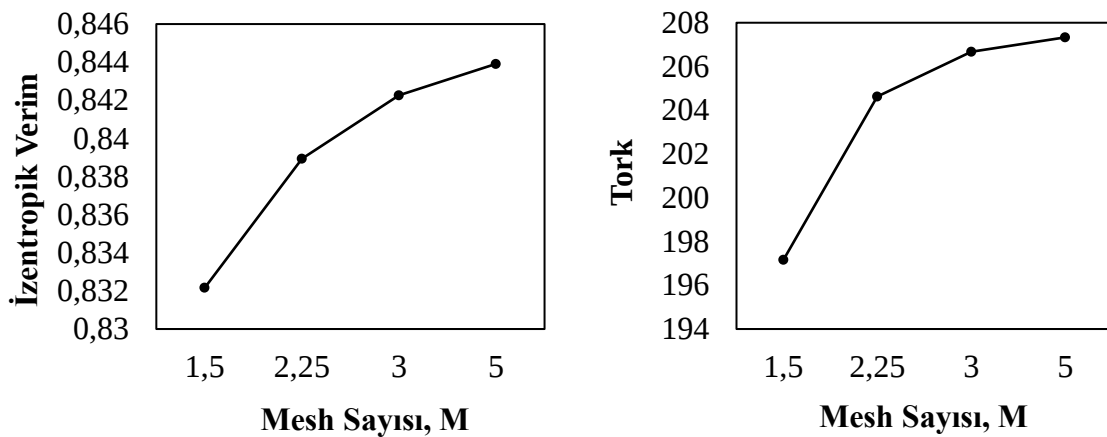
4.5. Mesh Çalışması ve Deneysel Verilerin Doğrulanması

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği bir akışı meshlere ayırarak çözer. Meshler, hücrelerden ve noktalardan oluşan bir ağ yapısıdır. Meshin amacı, karmaşık bir hacmi, simülasyonunun yürütüleceği küçük parçalara ayırmaktır. Çözülecek problem için mesh sayısı ne kadar artarsa daha doğru bir çözüm elde edilir. Fakat mesh sayısını artırdığımız zaman daha fazla RAM'e daha fazla CPU'ya ve daha fazla zamana ihtiyacımız olacaktır. Bundan dolayı mesh sayısı optimum değerde tutulmalıdır.

Bu makalede Mesh etkisini incelemek için Spalart-Allmaras türbülans modeli uygulanarak 1.5 M(Milyon), 2.25 M, 3 M ve 5 M hücre oluşturularak çözüm yapıp deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Kanatlar üzerine uygulanan üç boyutlu 3M mesh yapısı Şekil 4.5'te görülmektedir. Şekil 4.6'da ise tork ve izentropik verim değerlerinin mesh sayısına göre yakınsaması verilmiştir.

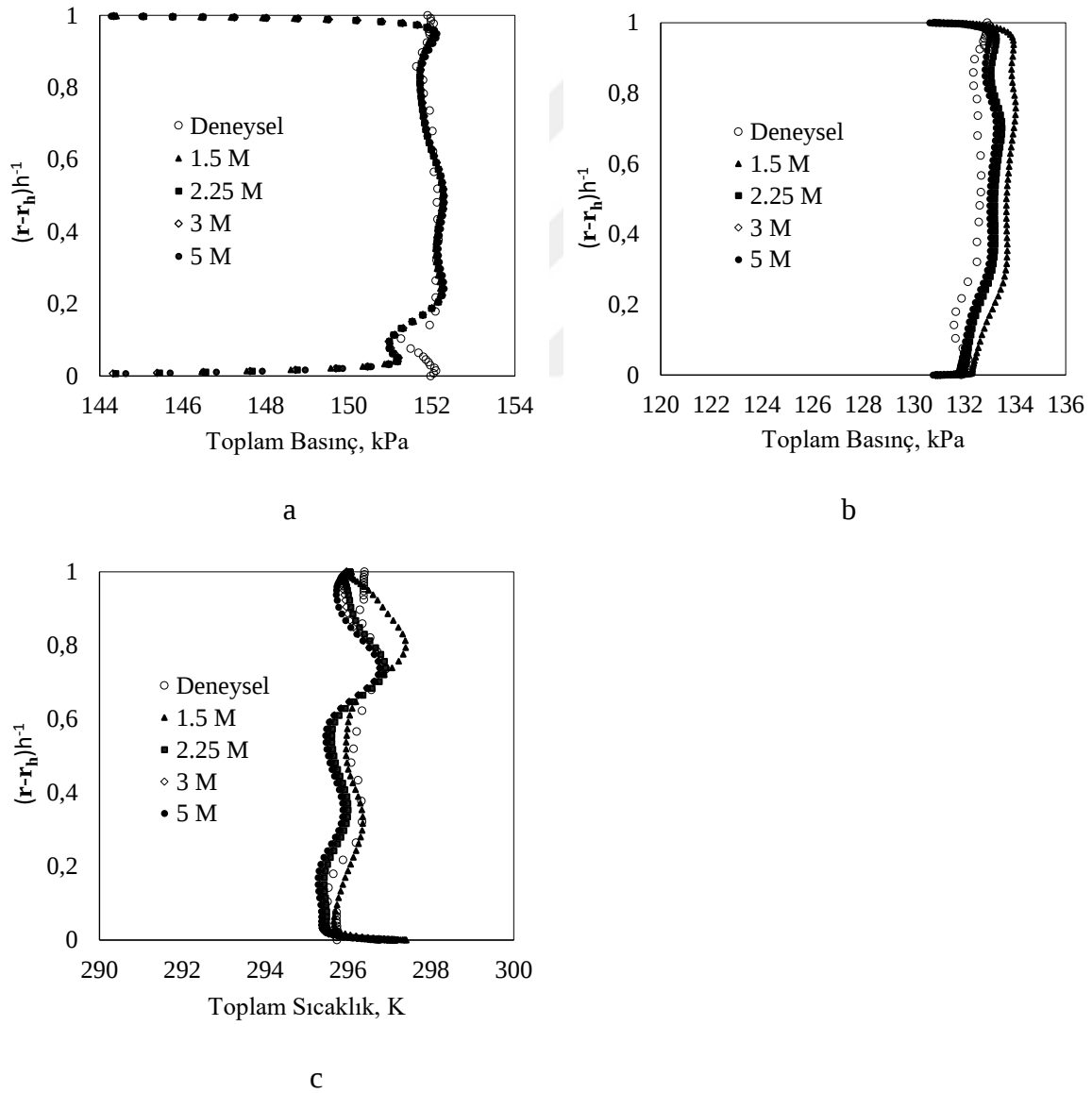


Şekil 4.5. 3M, 3D mesh yapısı



Şekil 4.6. Verim ve torkun mesh sayısına göre yakınsaması

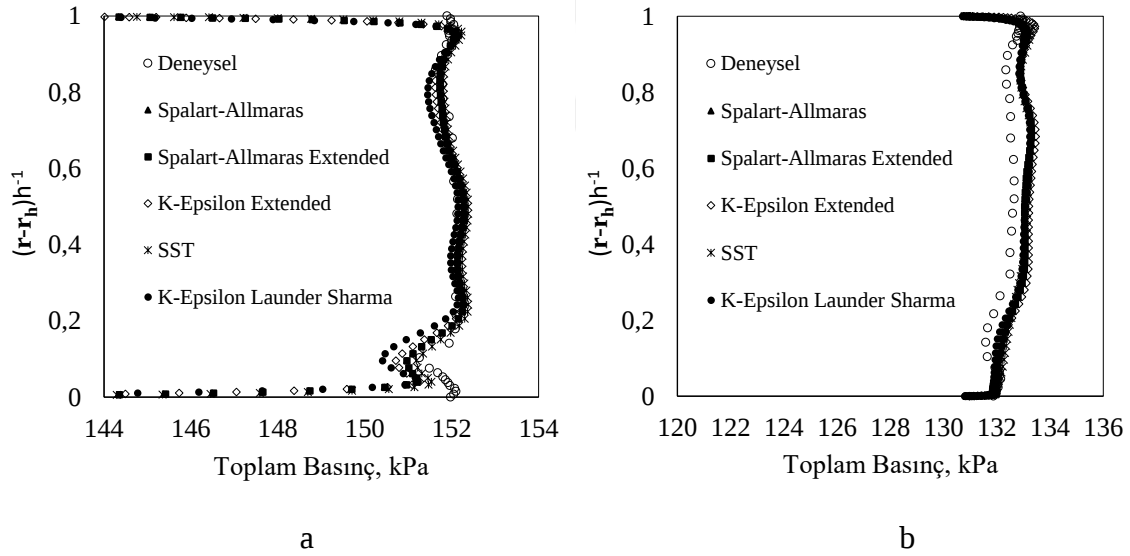
Şekil 4.6'ya göre mesh sayısının tork ve izentropik verim değerlerini etkilediği fakat 3M mesh ile 5M mesh arasında çok fazla fark olmadan değerlerin yakınsamaya başladığı görülür. 1. Statorun arkasındaki toplam basınç, rotorun arkasındaki toplam basınç ve toplam sıcaklık dağılımları dört farklı mesh sayısı kullanılarak Şekil 4.7'de deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Grafikler incelendiğinde mesh sayısı artıkça deney sonuçlarına daha çok yaklaştığı fakat belli mesh sayısından sonra dikkate değer bir değişim olmadığı görülmüyor. Bu grafiklere göre 3M mesh ile 5M mesh arasında %1 den az fark olduğu ve mesh etkisinin azaldığı anlaşılr. Bu yüzden, bu tezde yürütülecek analizler için 3M mesh sayısı uygulanmasına karar verildi.

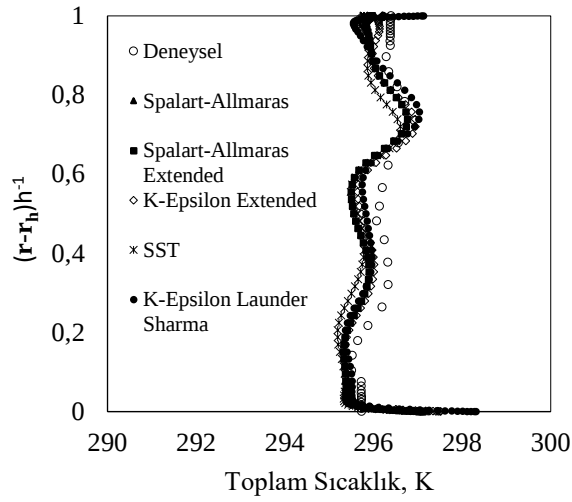


Şekil 4.7. Mesh Çalışması: (a) 1. Stator arka kenarından 8.8 mm uzaklıktaki toplam basınç dağılımı, (b) Rotor arka kenarından 8.8 mm uzaklıktaki toplam basınç dağılımı, (c) Rotor arka kenarından 8.8 mm uzaklıktaki toplam sıcaklık dağılımı.

4.6. Türbülans Modeli Çalışması

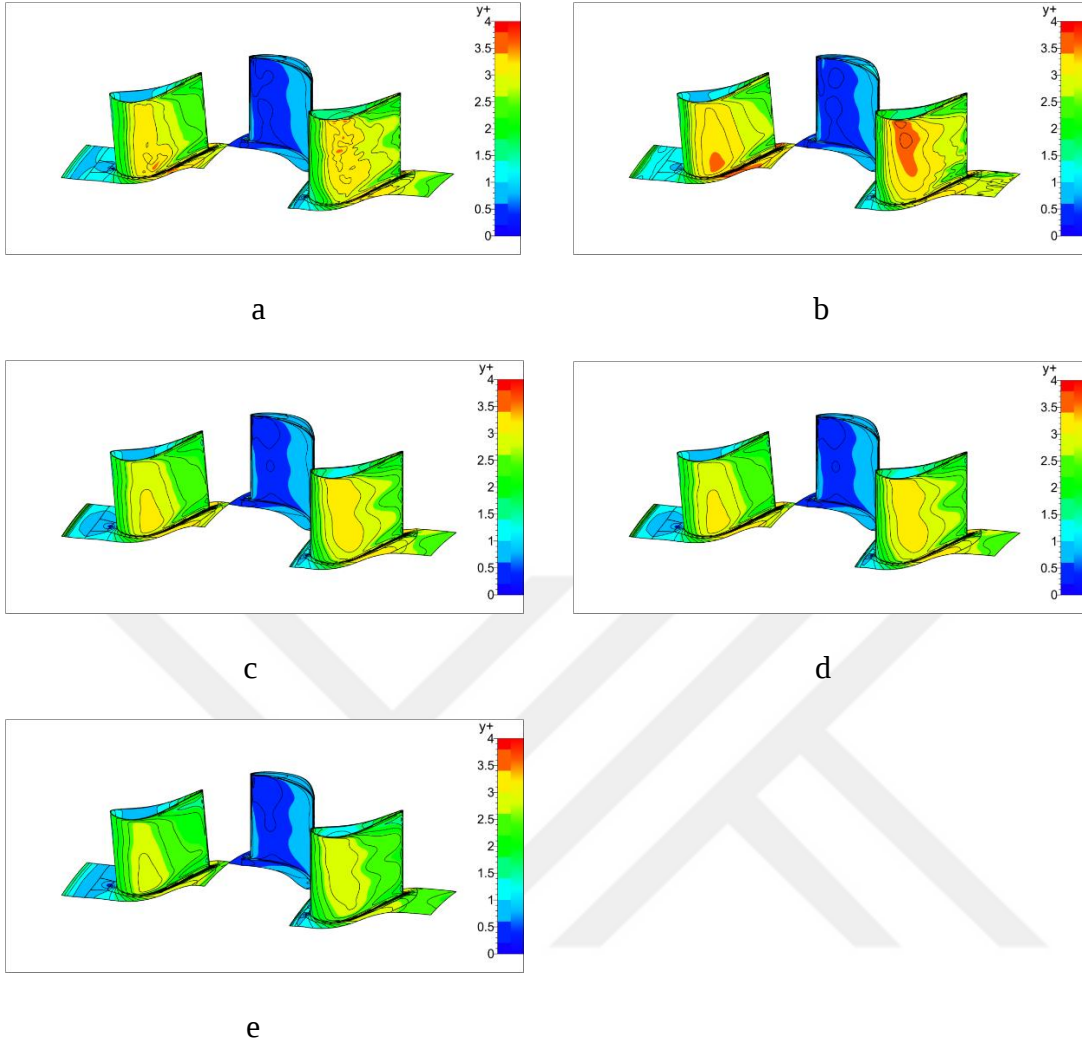
Navier-Stokes denklemlerinin Reynolds ortalaması nedeniyle denklem sistemini kapatmak için türbülans modelleri geliştirilmiştir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde birçok türbülans modeli vardır. Her türbülans modeli farklı Reynold sayısında daha doğru sonuç vermektedir. Bu makalede Achen türbini için en uygun türbülans modelini bulabilmek için; Spalart – Allmaras, Spalart – Allmaras extended wall function, k-ε Launder Sharma, k-ε extended wall function ve SST extended wall function olmak üzere 5 farklı türbülans modeli deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma Şekil 4.8’de görülmektedir. Bu sonuçlara bakıldığında türbülans model değişikliğinin çok fazla etkisinin olmadığı fakat deneysel sonuçlara diğerlerinden nispeten yakın olduğu gerekçesiyle bu makalede türbülans modeli olarak k-ε Launder Sharma türbülans modeli uygulanmıştır. Şekil 4.9’da ise bu beş türbülans modelinin y^+ değerleri görülmektedir. Burada y^+ değerinin 5’in altında kalması çalışmanın doğruluğunu kanıtlar.





c

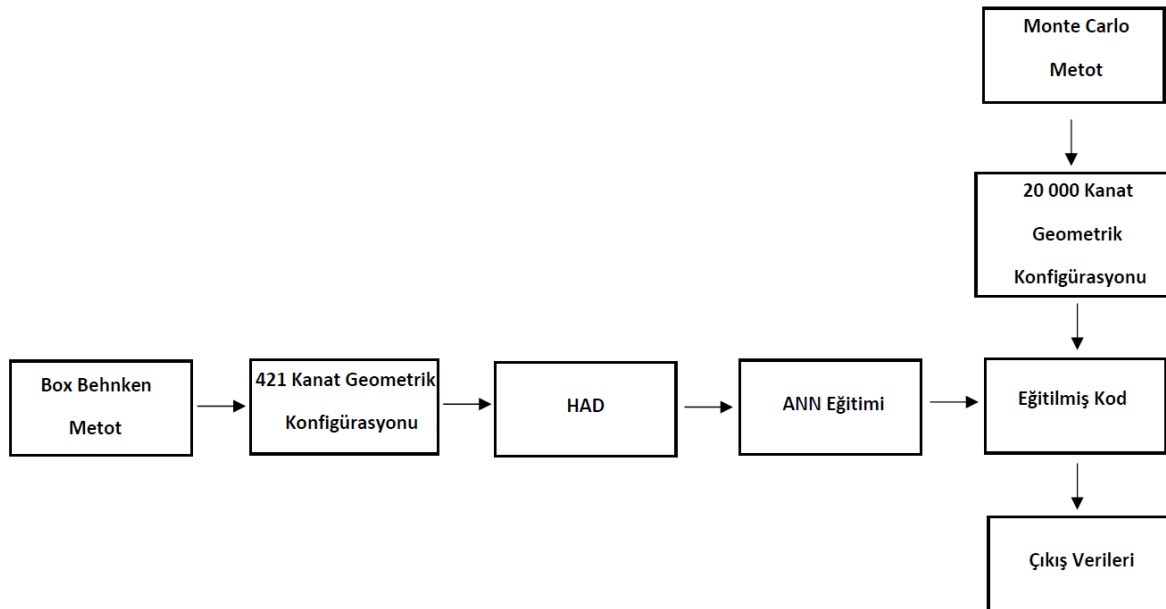
Şekil 4.8. Türbülans model karşılaştırması: (a) 1. Stator arka kenarından 8.8 mm uzaklıktaki toplam basınç dağılımı, (b) Rotor arka kenarından 8.8 mm uzaklıktaki toplam basınç dağılımı, (c) Rotor arka kenarından 8.8 mm uzaklıktaki toplam sıcaklık dağılımı.



Şekil 4.9. Türbülans modellerinin y^+ değerleri: (a) k - ϵ , (b) k - ϵ Launder Sharma, (c) Spalart-Allmaras, (d) Shear-Stress Transport (SST), (e) Spalart-Allmaras Extended

5. BULGULAR ve TARTIŞMA

Bu tezde kanat toleranslarının türbin performansına olan etkisini incelemek için önce orta ölçüdeki kanat geometrileri HAD ile analiz edilip deneysel verilerden alınan sonuçlarla karşılaştırılıp doğrulandı. Daha sonra Box Behnken yöntemi ile 421 farklı rotor geometrisi oluşturulup HAD ile analiz edilip Matlab da geliştirilen bir kod ile yapay sinir ağı ile eğitildi. MCS yöntemi ile elde edilen 20 000 rotor geometrisi eğitilen yapay sinir ağı kullanılarak analiz edildi ve türbin performansına hangi parametrelerin hangi oranda etki ettiği saptandı. Çalışma adımlarının genel şeması Şekil 5.1’de verilmiştir.

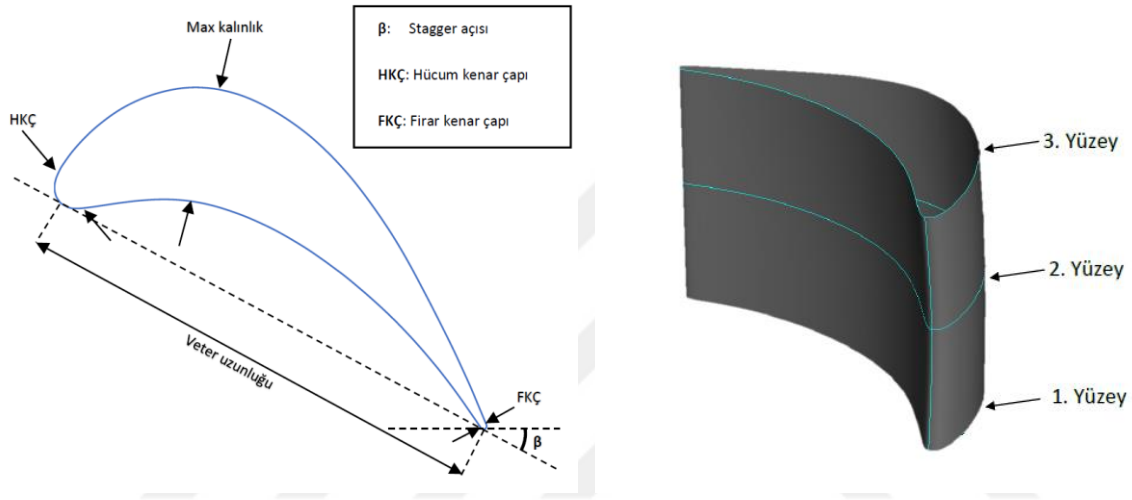


Şekil 5.1. Çalışmanın akış şeması

5.1. Tolerans Çalışması

Bir parçanın üretimi yapılırken orta boyutun üretilmesi neredeyse imkansızdır. Yani üretim yapılırken belli bir sapma söz konusudur ve tasarımcı bu sapmaya belirli oranda izin verir. Orta boyuttan izin verilen bu sapmaya tolerans denir. Tolerans parçanın kullanılacağı işleve ya da kullanım alanına göre küçük veya büyük olabilir. Parça boyutunun kritik olduğu yerlerde tolerans küçük tutulur. Fakat küçük tolerans aralığı üretim maliyetlerini artıracaktır. Parça boyutunun kritik olmadığı yerlerde üretim maliyetlerini düşürmek için tolerans büyük tutulabilir.

Bu çalışmada Aachen türbin rotor tolerans değerlerinin türbin performansına etkisi incelenmiştir. Bunun için stator geometrisi sabit tutuldu. Rotorda ise Şekil 5.2'deki gibi stagger açısı, veter uzunluğu, hücum kenar çapı, maksimum kanat kalınlığı ve firar kenar çapı parametreleri değiştirilerek farklı geometriler elde edildi. Çizelge 5.1'de bu parametrelerin değerleri, birimleri ve tolerans oranları verilmiştir. Daha sonra rotor Şekil 5.2 (b)'deki gibi üst, alt ve orta olmak üzere 3 kesite bölünüp bu 5 parametre her kesitte ayrı ayrı değiştirilmek kaydıyla toplamda 15 farklı parametre elde edilmiş oldu.



Şekil 5.2. Tolerans parametreleri: (a) 2 boyutlu görünümü, (b) toleransın uygulandığı yüzeyler

Çizelge 5.1. Parametrelerin birimi ve tolerans aralığı

Parametreler	Orta değer	Birim	Tolerans
Veter uzunluğu	0,060100	m	+/- 1%
Stagger açısı	28	derece	+/- 1%
Hücum kenar çapı	0,001646	m	+/- 1%
Fırar kenar çapı	0,007383	m	+/- 1%
Maksimum kanat kalınlığı	0,000788	m	+/- 1%

5.1.1. Box-Behnken metodu

Box-Behnken yöntemi minimum, orta ve maksimum olmak üzere üç seviyeden oluşan deney düzeneğidir. Bu seviyeler -1, 0, 1 ile kodlanır. Box-Behnken yöntemi bu tezde tolerans çalışmasında “-1” orta değerden %1 eksik, “0” orta değer ve “1” ise orta değerden %1 fazla olacak şekilde tasarlandı.

Bu çalışmada farklı rotor geometrisi konfigürasyonları elde edebilmek için 15 değişken kullanıldı. Box-Behnken yöntemi ile 15 değişken için 421 farklı konfigürasyon oluşturuldu. Çizelge 5.2’de bu konfigürasyonların bir kısmı gösterilmiştir.

Çizelge 5.2. 15 değişken için Box-Behnken deney tasarımı ile kodlanmış faktör seviyeleri

Run Sayısı	V1	V2	V3	S1	S2	S3	HKÇ1	HKÇ2	HKÇ3	MK1	MK2	MK3	FKÇ1	FKÇ2	FKÇ3
1	-1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	-1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5	-1	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
6	-1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
7	1	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
8	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
9	-1	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
10	-1	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
11	1	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
12	1	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
13	-1	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
14	-1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
15	1	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
421	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

5.2. Yapay Sinir Ağları ve Monte Carlo Motodu

Bu çalışmada HAD kullanılarak 421 farklı geometriye sahip rotor kanadının akış analizi yapıldı. Bu analizlerin sonuçları Matlab Programı’nda geliştirilen bir kod ile bir yapay sinir ağına öğretildi. Öğretilen bu geometrilerden farklı dört rotor geometrisi oluşturularak hem HAD analizi hem de yapay sinir ağı sonuçları alınarak karşılaştırma yapılarak doğrulandı.

Çizelge 5.3'te oluşturulan rotor geometrileri ve Çizelge 4.4'te bunların analiz sonuçları verilmiştir. Çizelge 5.4'te görüldüğü gibi HAD analizi ile ANN sonuçları arasında %0,2 den daha az hata vardır. Bu sonuçlar herhangi bir kanat geometrisinin analizinin HAD yapılmadan çok daha kısa sürede ve çok düşük bir hata ile yapay sinir ağı kullanılarak yapılabileceğini gösterir.

Çizelge 5.3. Doğrulama için oluşturulan rotor geometrileri

	Stagger açısı			Veter uzunluğu			Max kalınlık			Hücum kenar çapı			Fırar kenar çapı		
	Sec1	Sec2	Sec3	Sec1	Sec2	Sec3	Sec1	Sec2	Sec3	Sec1	Sec2	Sec3	Sec1	Sec2	Sec3
Run 1	-1	-1	1	0	0	1	-1	-1	1	-1	-1	1	0	0	1
Run 2	1	0	0	1	0	0	1	0	0	1	0	0	1	0	0
Run 3	0	1	0	0	1	0	0	1	0	0	1	0	0	1	0
Run 4	-1	0	0	-1	0	0	-1	0	0	-1	0	0	-1	0	0

Çizelge 5.4. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği ve yapay sinir ağından alınan sonuçların karşılaştırılması ve hata oranları

	HAD			ANN			Hata		
	İzentropik verim	Tork	Kütle A.O.	İzentropik verim	Tork	Kütle A.O.	İzentropik verim	Tork	Kütle A.O.
Run 1	0,8262	192,91	6,8977	0,8272	193,185	6,89647	0,12818	0,14281	0,01772
Run 2	0,8254	193,76	6,8644	0,82559	193,830	6,8610	0,01417	0,03612	0,04950
Run 3	0,8275	194,76	6,8604	0,82798	194,372	6,8681	0,04918	0,19891	0,11223
Run 4	0,8252	193,61	6,8678	0,82474	193,610	6,8673	0,06010	0,00015	0,00728

Daha sonra MCS yöntemi kullanılarak EK-1'de verilen 20 bin farklı rotor geometrisi oluşturuldu. Oluşturulan yeni geometriler, daha önce HAD verileri ile eğitilmiş yapay sinir ağına girdi olarak verilip her bir girdi için ayrı ayrı izentropik verim, tork ve kütle akış oranı sonuçları alındı. Çizelge 5.5'da MCS ile elde edilen izentropik verim, tork ve kütle akış hızının minimum, maksimum, ortalama ve standart sapma değerleri verilmiştir. Çizelge 5.6'de ise HAD ile elde edilen izentropik verim, tork ve kütle akış hızının orta değerleri ve MCS ile elde edilen değerlerin bu değerlerin altında ve üzerindeki kalan yüzdeleri verilmiştir.

Çizelge 5.5. MCS yöntemi ile elde edilen izentropik verim, tork, kütle akış oranı; minimum, ortalama, maksimum ve standart sapma değerleri

	Minimum MCS değeri	Ortalama MCS değeri	Maksimum MCS değeri	Standard Sapma
İzentropik verim	0,824800	0,825886861	0,828100	0,000916697
Tork	193,3044	193,8677814	194,5855	0,310949870
Kütle akış oranı	6,851900	6,868634679	6,884400	0,004989177

Çizelge 5.6. MCS ile elde edilen izentropik verim, tork, kütle akış oranı değerlerinin orta HAD değerlerinden büyük ve küçük değerlerinin yüzde oranları

	Orta HAD değeri	Orta değerden büyük olan MCS yüzdesi	Orta değerden küçük olan MCS yüzdesi
İzentropik verim	0,82729	88,21	11,79
Tork	194,32	91,68	8,32
Kütle akış oranı	6,871	65,28	34,72

5.3. Güven Aralığı Çalışması

Güven aralığı belli bir aralığa düşen türbin performans değeri sayısının toplam MCS sayısına bölümü ile elde edilir [48]. Çizelge 5.7 (a)'ya baktığımız zaman izentropik verimin %82,4-82,8 aralığında yoğunlaştığı ve %82,5-82,6 aralığında güvenlik seviyesinin %41,11 olarak hesaplandığı görülür. Çizelge 5.7 (b)'de torkun 193,5-194 aralığı için güvenlik seviyesi %50'nin üstünde değer almaktadır. Kütle akış oranının 6,86-6,87 aralığında güvenlik seviyesinin yaklaşık %54 olduğu görülmektedir. Aşağıda Şekil 5.3'de türbin performans değerlerinin dağılımı verilmiştir. Monte-Carlo ile rastgele oluşturulan geometriler düzgün bir şekilde dağılmasına rağmen Şekil 5.3'de performans çıktılarının (izentropik verim, tork, kütle akış oranı) normal dağılıma sahip olmadığı görülmektedir. Türbin tasarımcıları, türbin tasarımı yaparken bu sonuçları göz önünde bulundurmalı ve risk analizlerine dahil etmelidir.

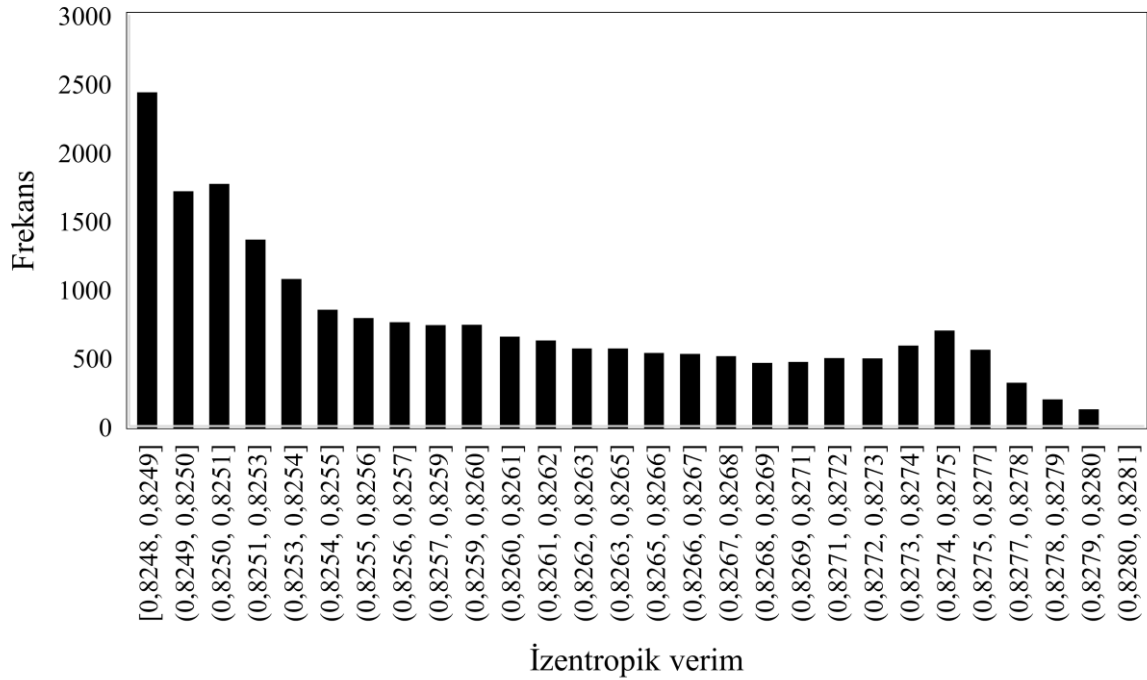
Çizelge 5.7. Güven aralıkları: (a) İzentropik verim, (b) Tork, (c) Kütle akış oranı

İzentropik verim		Tork		Kütle akış oranı	
Aralık	MCS%	Aralık	MCS%	Aralık	MCS%
82-82,1	0	192,25-192,5	0	6,83-6,84	0
82,1-82,2	0	192,5-192,75	0	6,84-6,85	0
82,2-82,3	0	192,75-193	0	6,85-6,86	4,17
82,3-82,4	0	193-193,25	0	6,86-6,87	54,075
82,4-82,5	19,635	193,25-193,5	13,635	6,87-6,88	40,4
82,5-82,6	41,11	193,5-193,75	25,535	6,88-6,89	1,355
82,6-82,7	21,69	193,75-194	25,265	6,89-6,9	0
82,7-82,8	17,515	194-194,25	20,985	6,90-6,91	0
82,8-82,9	0,05	194,25-194,5	14,54		
82,9-83	0	194,5-194,75	0,04		
83-83,1	0	194,75-195	0		
83,1-83,2	0	195-195,25	0		
		195,25-195,5	0		
		195,5-195,75	0		

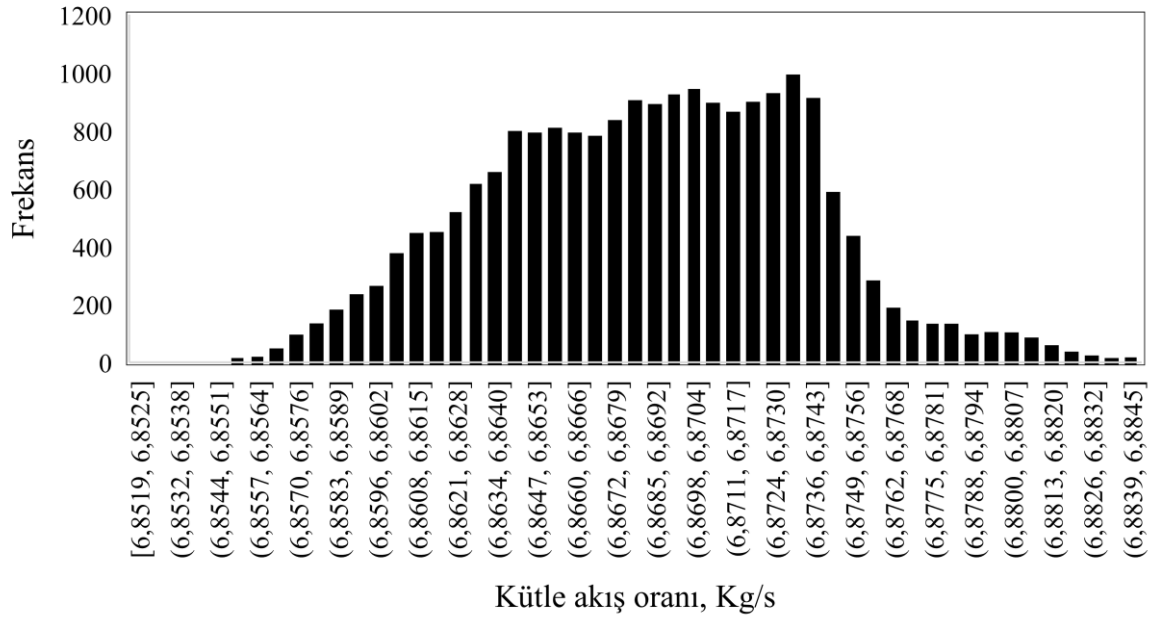
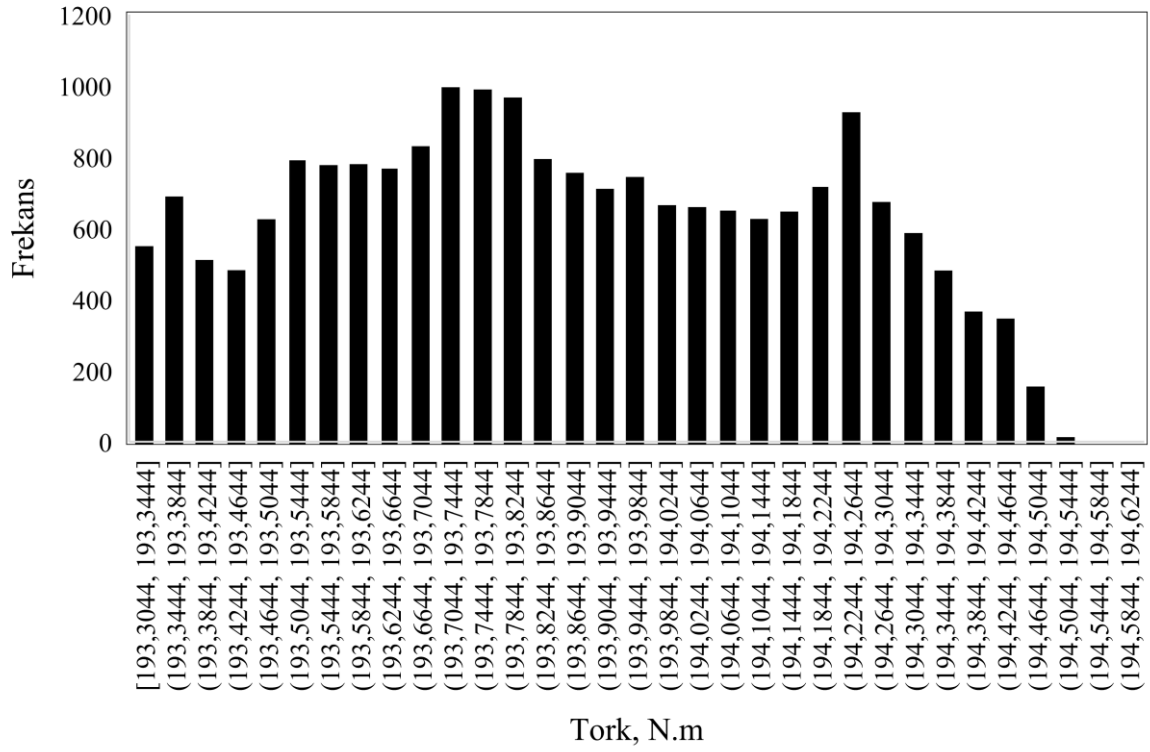
a

b

c



a



Şekil 5.3. Türbin performans değerlerinin dağılımı: (a) İzentropik verim, (b) Tork, (c) Kütle akış oranı

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada kanat toleranslarının türbin performansına etkisi hesaplamalı akışkanlar dinamiğine dayalı MCS yöntemi ile araştırılmıştır. Bunun için 1,5 aşamalı Aachen türbini kullanılmış ve stator geometrisi sabit tutularak rotor geometrisine $\%+/-1$ tolerans uygulanmıştır. Rotor göbekten uca üç yüzeye ayrılmış her yüzey için veter uzunluğu, stagger açısı, maksimum kalınlık, hücum kenar çapı ve firar kenar çapı olmak üzere beş parametre değiştirilmek üzere üç yüzey için 15 parametre elde edilmiştir. Bu parametreler değiştirilerek Box-Behnken yöntemi ile 421 farklı rotor geometrisi oluşturulmuş ve bunların izentropik verim, tork ve kütle akış hızı üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Nominal geometri ölçülerine sahip türbin öncelikle HAD ile 3 boyutlu analiz edilip deneysel verilerle doğrulanmıştır. Daha sonra belirtilen tolerans aralığında Box-Bechnken yöntemi ile elde edilen 421 farklı rotor geometrisine sahip türbin HAD ile analiz edilip sonuçlar bir Matlab kodu kullanılarak yapay sinir ağına eğitilmiştir. Son olarak MCS yöntemi ile elde edilen 20 000 örnek eğitilmiş yapay sinir ağına uygulanarak $\%0,1$ den daha küçük hata ile sonuçlar alınmıştır.

Sonuç olarak, $\%+/-1$ tolerans değişikliğine karşılık izentropik verim ve kütle akış oranının nominal değerden $\%0,3$ oranında, torkun ise $\%0,5$ oranına kadar saptığı görülür. Bu durum tolerans etkisinin türbin performansında önemli bir etkiye sahip olmadığı anlaşılmıştır. Bu yüzden türbin üreticileri kanat tasarımı yaparken toleransı çok fazla daraltma çabasına girmemelidir. Çünkü tolerans ne kadar küçültülürse üretim maliyeti o kadar artacaktır. Tolerans etkisinin küçük olmasına rağmen stagger açısının diğer parametrelerden daha çok performans değerleriyle ilişkili olduğu saptanmıştır. Stagger açısından sonra performansla en çok güçlü ilişkisi olan parametre veter uzunluğu ve performansla en zayıf ilişkili olan parametrenin firar kenar çapı olduğu bulunmuştur. Ayrıca parametrelerin, kanattaki konumuna göre farklı etkiler oluşturduğu görülmüştür. Diğer taraftan parametrelerin türbin performans değerlerinin hepsini farklı oranlarda etkilediği fakat en çok etkilenen performans değerinin tork olduğu saptanmıştır.

Gelecek çalışmalar için:

- 1-Bu çalışmanın soğutmalı bir türbinde uygulanması
- 2-Bu çalışmada rotor geometrisi oluşturulup oluşturulan bu geometri tüm rotor kanatları için aynı olacak şekilde uygulanmıştır. Benzer bir çalışma, rotor kanatlarının her biri

Monte Carlo Simülasyonu ile rastgele seçilerek rotor dizisinin her bir kanadının farklı geometrilerden oluşturularak çalışılması önerilmektedir.



KAYNAKLAR

1. Nilsson, P. (2016). A Study on the Impact of Blade Tolerances on Turbine Performance, *Master's thesis, Chalmers University of Technology, Gothenburg*.
2. Duffner, J. D. (2006). The effects of manufacturing variability on turbine vane performance, *Master's thesis, University of Notre Dame*. (2013-95145)
3. Kolmakova, D., Baturin, O., ve Popov, G. (2014). Effect of Manufacturing Tolerances on the Turbine Blades. *ASME 2014 Gas Turbine India Conference*, V001T02A004.
4. Roberts, W. B., Armin, A., Kassaseya, G., Suder, K. L., Thorp, S. A., ve Strazisar, A. J. (2001). The Effect of Variable Chord Length on Transonic Axial Rotor Performance. Airfoil Management Co. and Airfoil Technologies International Compton. *International Gas Turbine and Aeroengine Congress* June 4-7
5. Zhang, W., Zou, Z., Pan, S., Liu, H., Zhou, Y. ve Li, W. (2010). Impact of stagger angle nonuniformity on turbine aerodynamic performance. *Journal of Thermal Science*, 19(5), 465-472.
6. Dow, E. A., ve Wang, Q. (2014, Ocak 13). Optimal Design and Tolerancing of Compressor Blades Subject to Manufacturing Variability. *16th AIAA Non-Deterministic Approaches Conference*, National Harbor, Maryland.
7. Walraevens R. ve Gallus H. (1997). European Research Community on Flow Turbulence and Combustion; ERCOFTAC SIG on 3D Turbomachinery Flow Predictions. Test Case 6. 1-1/2 Stage Axial Flow Turbine. In: *Seminar and Workshop on 3D Turbomachinery Flow Prediction*.
8. Reinm"oller, U., Stephan, B., Schmidt, S. ve Niehuis, R. (2002). Clocking Effects in a 1.5 Stage Axial Turbine—Steady and Unsteady Experimental Investigations Supported by Numerical Simulations. *Journal of Turbomachinery*, 124(1), pp. 52–60.
9. Roelke, R. J. ve Haas, J. E. (1983). The Effect of Rotor Blade Thickness and Surface Finish on the Performance of a Small Axial Flow Turbine. *Journal of Engineering for Power*, 105(2), 377-382.
10. Clark, J. P., Beck, J. A., Kaszynski, A. A., Still, A. ve Ni, R. H. (2017, June). The effect of manufacturing variations on unsteady interaction in a transonic turbine. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air* (Vol. 50794, p. V02BT41A029). American Society of Mechanical Engineers.
11. Clark, J. P., Beck, J. A., Kaszynski, A. A., Still, A. ve Ni, R.-H. (2017). The Effect of Manufacturing Variations on Unsteady Interaction in a Transonic Turbine. *ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference*
12. Cruse, T. A., Unruh, J. F., Wu, Y. T. ve Harren, S. V. (1990). Probabilistic structural analysis for advanced space propulsion systems. *J. Eng. Gas Turbines Power*, 112(2): 251-260

13. Brown, J. M. ve Grandhi, R. V. (1999). Reliability Optimization of Three Dimensional Structures Using Geometry Parameters. Proceedings of 40th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC, Structures, Structural Dynamics and Materials Conference, Paper No. AIAA-99-1602.
14. Lange, A., Voigt, M., Vogeler, K., Schrapp, H., Johann, E. ve Gümmer, V. (2010). Probabilistic CFD Simulation of a High-Pressure Compressor Stage Taking Manufacturing Variability into Account. Volume 6: *Structures and Dynamics, Parts A and B*, 617-628.
15. Wang, X. ve Zou, Z. (2019). Uncertainty analysis of impact of geometric variations on turbine blade performance. *Energy*, 176, 67-80.
16. Külçü, R. (2016). Sanayi Devriminden 1700 Yıl Önce Yapılmış Erken Bir Keşif: Heron'un Buhar Türbini (Aerolipie). *Akademia Doğa ve İnsan Bilimleri Dergisi*, 2(1), 32-39.
17. Beck, T. (1900). Juanelo Turriano (1500–1585). In *Beiträge zur Geschichte des Maschinenbaues*, pp. 365-390, Springer, Berlin, Heidelberg.
18. Treage, I. E. (1996). Aircraft Gas Turbine Engine Technology. Glencoe.
19. Rolls-Royce, (1996). The Jet Engine, *Rolls-Royce plc*, 5. Basım, 1-9
20. Werrell, K. P. (1985). The Evolution of the Cruise Missile. pp. 41
21. Keller, C. (1945). The Escher Wyss AK Closed-Cycle Gas Turbine: Its Actual Development and Future Prospects, *Paper Presented at ASME Meeting*, November 26.
22. Sieniutycz, S. ve Salamon, P. (1990). Advances in Thermodynamics. Volume 4, Finite-time thermodynamics and thermoeconomics. *Taylor & Francis*, New York. pp. 1-142.
23. Dossena, V., D'Ippolito, G. ve Pesatori, E. (2004). Stagger Angle and Pitch-Chord Ratio Effects on Secondary Flows Downstream of a Turbine Cascade at Several Off-Design Conditions. Volume 5: *Turbo Expo 2004, Parts A and B*, 1429-1437.
24. Montomoli, F., Massini, M. ve Salvadori, S. (2011). Geometrical uncertainty in turbomachinery: Tip gap and fillet radius. *Computers & Fluids*, 46(1), 362-368.
25. Razaaly, N., Persico, G. ve Congedo, P. M. (2019). Impact of geometric, operational, and model uncertainties on the non-ideal flow through a supersonic ORC turbine cascade. *Energy*, 169, 213-227.
26. Heinze, K., Meyer, M., Scharfenstein, J., Voigt, M. ve Vogeler, K. (2014). A parametric model for probabilistic analysis of turbine blades considering real geometric effects. *CEAS Aeronautical Journal*, 5(1), 41-51.
27. Scharfenstein, J., Heinze, K., Voigt, M., Vogeler, K. ve Meyer, M. (2013). Probabilistic CFD Analysis of High Pressure Turbine Blades Considering Real Geometric Effects. Volume 6B: *Turbomachinery*, V06BT43A005.

28. Heinze, K., Friedl, W.-H., Vogeler, K. ve Voigt, M. (2009). Probabilistic HCF-Investigation of Compressor Blades. Volume 6: *Structures and Dynamics, Parts A and B*, 1103-1112.
29. Voigt, M., Mu"cke, R., Vogeler, K., ve Oevermann, M. (2004). Probabilistic Lifetime Analysis for Turbine Blades Based on a Combined Direct Monte Carlo and Response Surface Approach. Volume 6: *Turbo Expo 2004*, 327-335.
30. Andersson B., Andersson R., Håkansson L., Mortensen M., Sudiyo R., ve Van Wachem B. (2011). Computational Fluid Dynamics for Engineers. *Cambridge University Press*, 2011.
31. Spalart P.R. ve Allmaras S.R. (1992). A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows. AIAA 92-0439, *AIAA 30th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, Reno, NV, Jan 6-9.
32. Launder, B.E. ve Sharma, B.I. (1974). Application of the Energy Dissipation Model of Turbulence to the Calculation of Flow Near a Spinning Disc. *Letters in Heat and Mass Transfer*, Vol. 1, No. 2, pp. 131-138.
33. Yang, Z. ve Shih, T.H. (1993). New Time Scale Based k- Model for Near-Wall Turbulence. *AIAA Journal*, Vol. 31, No.7, pp. 1191 – 1198.
34. Krist, S.L., Biedron, R.T. ve Rumsey, C.L. (1998). CFL3D User's Manual (Version 5.0), Turbulence Model Equations, *NASA Technical Memorandum NASA/TM-1998-208444*, 271-306.
35. Menter, F.R. (1994). Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA journal*, Vol. 32, No. 8, pp. 269-289.
36. Box G. ve Behnken D. (1960). Some new three level designs for the study of quantitative variables, *Technometrics*, Vol. 2: 455–475.
37. Stephan, B., Gallus, H. E. ve Niehuis, R. (2000). Experimental Investigations of Tip Clearance Flow and its Influence on Secondary Flows in a 1-1/2 Stage Axial Turbine. Volume 1: *Aircraft Engine; Marine; Turbomachinery; Microturbines and Small Turbomachinery*, V001T03A099.
38. Bohn D., Rudzlnski B., Sürken N. ve Gartner W. (May 2000). Experimental and Numerical Investigation of the Influence of Rotor Blades on Hot Gas Ingestion into the Upstream Cavity of An Axial Turbine Stage. *Proceedings of ASME TURBOEXPO 2000*, Munich, Germany.
39. Yao, J., Davis, R. L., Alonso, J. J. ve Jameson, A. (January 2001). Unsteady flow investigations in an axial turbine using the massively parallel flow solver TFLO. *39th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, Reno, NV.
40. Kadhim H. T. ve Rona A. (2018). Design Optimization Workflow and Performance Analysis for Contoured Endwalls of Axial Turbines. *Energy*, 149, pp. 875-889.

41. Custer C. H., Weiss J. M., Subramanian V., Clark W. S. ve Hall K. C. (June 2012) Unsteady Simulation of a 1.5 Stage Turbine Using an Implicitly Coupled Nonlinear Harmonic Balance Method. *Proceedings of ASME Turbo Expo GT2012*, Copenhagen, Denmark.
42. Shi, Y., Li, J. ve Feng, Z. (June 2010). Influence of rotor blade fillets on aerodynamic performance of turbine stage. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air GT2010*, Glasgow, UK.
43. Aubé M. ve Hirsch C. (June 2001). Numerical Investigation of a 1-1/2 Axial Turbine Stage at Quasi-Steady and Fully Unsteady Conditions. *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2001*, New Orleans, Louisiana.
44. Yao J., Davis R. L., Alonso J. J. ve Jameson A. (2002). Massively Parallel Simulation of the Unsteady Flow in an Axial Turbine Stage. *Journal of Propulsion and Power*, 18(2).
45. Scanlon T., Wilkes J., Bohn D. ve Gentilhomme O. (June 2004). A Simple Method for Estimating Ingestion of Annulus Gas into a Turbine Rotor Stator Cavity in the Presence of External Pressure Variations. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2004 Power for Land, Sea, and Air*, Vienna, Austria.
46. Jakoby R., Zierer T., Lindblad K., Larsson J., DeVito L., Bohn D. E., Funcke J. ve Decker A. (June 2004). Numerical Simulation of the Unsteady Flow Field in an Axial Gas Turbine Rim Seal Configuration. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2004 Power for Land, Sea, and Air*, Vienna, Austria.
47. Johnson B. V., Jakoby R., Bohn D. E. ve Cunat D. (2009). A Method for Estimating the Influence of Time-Dependent Vane and Blade Pressure Fields on Turbine Rim Seal Ingestion. *Journal of Turbomachinery*, Vol 131.
48. Ali Elfarra, M., ve Kaya, M. (2021). Estimation of electricity cost of wind energy using Monte Carlo simulations based on nonparametric and parametric probability density functions. *Alexandria Engineering Journal*, 60(4), 3631-3640. |



EKLER

EK-1. MCS yöntemi kullanılarak oluşturulan 20 bin farklı rotor geometrisi

	Stagger açısı			Veter uzunluğu			Maksimum kalınlık			Hücum kenar çapı			Fırar kenar çapı		
No	Sec1	Sec2	Sec3	Sec1	Sec2	Sec3	Sec1	Sec2	Sec3	Sec1	Sec2	Sec3	Sec1	Sec2	Sec3
1	0,05966	0,06054	0,060294	27,74814	28,12069	28,25194	0,00166	0,001654	0,001646	0,007315	0,007325	0,007393	0,000788	0,000787	0,000792
2	0,060518	0,059851	0,05971	27,97008	27,87767	27,72649	0,001649	0,001631	0,001635	0,007381	0,007388	0,00731	0,000783	0,000786	0,00079
3	0,059668	0,059662	0,060652	27,81154	27,83673	28,08393	0,00165	0,001632	0,001636	0,007451	0,007446	0,007436	0,000782	0,000782	0,00078
4	0,060321	0,060233	0,060102	28,08261	27,72091	27,88645	0,001656	0,001645	0,001654	0,00741	0,007446	0,007435	0,000782	0,000793	0,00079
5	0,059875	0,059621	0,060613	27,76336	27,82969	27,87954	0,001631	0,001636	0,001662	0,007447	0,007413	0,007384	0,000786	0,000786	0,000781
6	0,060503	0,060099	0,060043	27,91604	27,85308	27,96384	0,001659	0,001638	0,001645	0,007312	0,007341	0,007441	0,000787	0,000782	0,000793
7	0,060376	0,05965	0,060144	27,74217	28,09041	27,98121	0,00166	0,001638	0,001663	0,007355	0,007359	0,007314	0,000792	0,000795	0,000782
8	0,060211	0,059534	0,060387	28,01066	28,13537	28,11338	0,001642	0,001639	0,001656	0,00733	0,007417	0,007318	0,000796	0,000783	0,000792
9	0,059592	0,060391	0,059858	27,82872	27,91324	28,05761	0,001648	0,001648	0,001636	0,007366	0,007371	0,007328	0,000787	0,000781	0,000793
10	0,059609	0,059599	0,060068	28,25437	27,75863	28,00625	0,001638	0,001657	0,001654	0,007405	0,00737	0,00745	0,000782	0,000783	0,000782
11	0,060655	0,059539	0,059952	27,84916	27,9043	27,86804	0,001644	0,001644	0,001645	0,007352	0,007372	0,007372	0,000791	0,000791	0,000781
12	0,060239	0,0599	0,060079	27,93438	28,24179	28,01095	0,001643	0,001635	0,001644	0,007397	0,007421	0,007449	0,00079	0,00079	0,00078
13	0,060375	0,060189	0,059552	27,85819	28,17567	27,80508	0,001633	0,001655	0,00166	0,007346	0,007322	0,007313	0,000795	0,000783	0,000781
.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
20000	0,059701	0,059592	0,059682	28,25875	27,87479	27,88243	0,001658	0,001661	0,001653	0,007432	0,00739	0,007354	0,000784	0,000791	0,000781

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : ÖNEL, Mehmet Nurullah
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri :
Medeni hali : Evli
Telefon :
Faks :
e-mail :



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek lisans	SBTÜ/ Savunma Teknolojileri	Devam ediyor
Lisans	Çukurova Üniversitesi /MAKİNE Mühendisliği	2018
Lisans	Çukurova Üniversitesi /OTOMOTİV Mühendisliği	2015
Lise	Yüreğir Cumhuriyet Lisesi	2005

İş Deneyimi

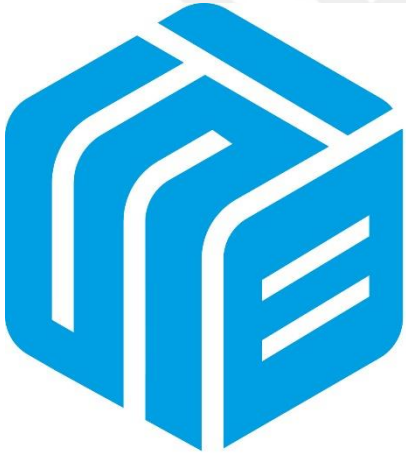
Yıl	Yer	Görev
2020-Halen	Sivas Bilim ve Teknoloji Üniversitesi	Araştırma Görevlisi
2013-2020	Kilis 7 Aralık Üniversitesi	Memur

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

Elfarra, M. A., Önel, M. N., Kaptan, Y., & Kaya, M. (29 Ara 2021). Numerical Investigation of the Effect of Blade Manufacturing Tolerances on Axial Turbine Performance. AIAA 2022-1675, <https://doi.org/10.2514/6.2022-1675>



**SİVAS
BİLİM VE TEKNOLOJİ
ÜNİVERSİTESİ**

KÖKLERDEN GÖKLERE...