

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**EKSENEL TÜRBİNE AİT STATOR KANATLARI ÜZERİNDEKİ AKIŞIN
ZAMANA BAĞLI VE ZAMANDAN BAĞIMSIZ OLARAK SAYISAL
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Sevil İNCİR

Uçak ve Uzay Mühendisliği Anabilim Dalı

Uçak ve Uzay Mühendisliği Disiplinler Arası Yüksek Lisans Programı

ARALIK 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**EKSENEL TÜRBİNE AİT STATOR KANATLARI ÜZERİNDEKİ AKIŞIN
ZAMANA BAĞLI VE ZAMANDAN BAĞIMSIZ OLARAK SAYISAL
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Sevil İNCİR
511101128**

Uçak ve Uzay Mühendisliği Anabilim Dalı

Uçak ve Uzay Mühendisliği Disiplinler Arası Yüksek Lisans Programı

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Alim Rüstem ASLAN
Eş Danışman: Doç. Dr. Esra SORGÜVEN ÖNER**

ARALIK 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 511101128 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Sevil İNCİR, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “EKSENEL TÜRBİNE AİT STATOR KANATLARI ÜZERİNDEKİ AKIŞIN ZAMANA BAĞLI VE ZAMANDAN BAĞIMSIZ OLARAK SAYISAL İNCELENMESİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Alim Rüstem ASLAN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Eş Danışman : **Doç.Dr. Esra SORGÜVEN ÖNER**
Yeditepe Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof.Dr. İlyas Bedii ÖZDEMİR**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof.Dr. Fırat Oğuz EDİS
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç.Dr. Mehmet ŞAHİN
İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 27 Kasım 2015
Savunma Tarihi : 22 Aralık 2015

Annem, babam ve eşime,

ÖNSÖZ

Tez çalışmam boyunca benden yardımlarını ve desteklerini esirgemeyen değerli tez danışmanlarım Prof. Dr. Alim Rüstem ASLAN'a ve Doç. Dr. Esra Sorgüven ÖNER'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Değerli hocam Y. Doç. Dr. Levent Kavurmacıoğlu'na verdiği teknik ve manevi destekten dolayı çok teşekkür ederim.

Son olarak da, hayatımın her anında beni destekleyen annem, babam ve kardeşlerime, iyi ve kötü günlerimde her zaman yanımda olan sevgili eşim Kemal İncir'e teşekkür ve şükranlarımı sunarım.

Kasım 2015

Sevil İNCİR
Fizik Mühendisi

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET.....	xix
SUMMARY..	xxi
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Stator Akış Alanı	1
1.2 AFTRF (Axial Flow Turbine Research Facility)	3
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	7
3. ÇÖZÜM YÖNTEMLERİ.....	11
3.1 Temel Denklemler.....	11
3.2 Türbülans Modellemesi.....	13
3.3 Sayısal Hesaplama Prosedürü	16
4. TÜRBİN STATOR KANATLARINDAN GEÇEN AKIŞIN ANALİZİ	19
4.1 Doğrulama Çalışması: Zamandan Bağımsız Analiz	20
4.2 Zamana Bağlı Analiz.....	30
6. SONUÇLAR	45
KAYNAKLAR	47
ÖZGEÇMİŞ.....	49

KISALTMALAR

3D	: 3 Boyutlu
AFTRF	: Axial Flow Turbine Research Facility
FFT	: Fast Fourier Transform
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

SEMBOLLER

P	: Statik Basınç
S_M	: Kaynak terimi
P_{01}	: Stator girişi toplam basıncı
m	: Kütlesel debi
μ	: Akışkan dinamik viskozitesi
μ_t	: Eddy viskozitesi
δ_{ij}	: Kronecker delta
δ	: Duvar yüzeyinden sonraki ilk hücrenin yüksekliği
C_f	: Yüzey sürtünme katsayısı
ε	: Türbülans kinetik enerjisi dissipasyon hızı
G_k	: Ortalama hız gradyeni
U_0	: Giriş hızı
y^+	: Boyutsuz duvar uzaklığı
ϑ	: Akışkanın kinematik viskozitesi
ρ	: Yoğunluk
τ_w	: Kayma gerilmesi
Ω	: Vortisite
k	: Türbülans kinetik enerjisi
t	: Zaman
x_j	: Kartezyen koordinatlar
x, y, z	: Kartezyen koordinatlardaki hız bileşenleri
U, V, W	: Ortalama hız değerleri
U_j	: Kartezyen koordinatlarda hız
U_e	: Referans akış hızı
N	: Dönüş hızı
d_{nj}	: Normal vektörün diferansiyeli
C_p	: Statik basınç katsayısı
$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$	: k ve ε için türbülans Prandtl numarası

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 1.1 : Performans parametreleri.	3
Çizelge 1.2 : Geometrik özellikler.	4
Çizelge 1.3 : Deney koşulları.	5
Çizelge 2.1 : Kanat çıkışında çıkış hızına göre basınç katsayıları karşılaştırması.	8

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 1.1 : İkincil akış modeli.	2
Şekil 1.2 : AFTRF düzeneği şematik gösterimi.	3
Şekil 1.3 : Stator kanat geometrisi.	4
Şekil 2.1 : Orijinal göbek bitiş şekli ile tasarlanan profilin karşılaştırılması.	7
Şekil 2.2 : Verimlilik karşılaştırması.	9
Şekil 2.3 : Stator verim azalması.	9
Şekil 2.4 : Kanat çıkışı toplam basınç dağılımı	10
Şekil 3.1 : Kontrol hacmi şematik gösterimi.	17
Şekil 4.1 : AFTRF rotor ve stator şematik gösterimi.	19
Şekil 4.2 : Bir kanada ait kanat pasajı geometrisi.	21
Şekil 4.3 : Akış alanı hacmi.	23
Şekil 4.4 : Sayısal ağ.	23
Şekil 4.5 : Analizde kullanılan sınır şartları.	25
Şekil 4.6 : Giriş hız profili.	26
Şekil 4.7 : Kanadın bir kanat genişliği önünde türbülans yoğunluğu.	27
Şekil 4.8 : Stator pasajında $H=0.5$ düzleminde statik basınç katsayısı karşılaştırması.	28
Şekil 4.9 : Statik basınç katsayısı karşılaştırması.	28
Şekil 4.10 : Toplam basınç katsayısı değişimleri.	29
Şekil 4.11 : Basınç tarafı kanat yüzeyinde statik basınç katsayısı karşılaştırması ...	29
Şekil 4.12 : Emme tarafı kanat yüzeyinde statik basınç katsayısı karşılaştırması.	30
Şekil 4.13 : Stator pasaj geometrisi ve uygulanan sınır şartları.	31
Şekil 4.14 : Taşıma ve sürüklenme katsayısının zamana bağlı değişimi.	32
Şekil 4.15 : Orta açıklıkta alınan kesitte farklı zaman adımlarındaki basınç konturları.	33
Şekil 4.16 : Kanat orta açıklığında kanat yüzeyine yakın bölgelerden seçilen noktalar	35
Şekil 4.17 : Kanat yüzeyine yakın noktalardaki basınç-zaman grafiği	36
Şekil 4.18 : Frekans-FFT(P) grafiği	37
Şekil 4.19 : Farklı kesitlerde $t=30$ sn’de vortisite konturu	38

Şekil 4.20 : Q kriteri farklı açılardan gösterimi	39
Şekil 4.21 : Kanat üzerinden alınan farklı kesitler.....	41
Şekil 4.22 : Farklı kesitlerde vortisite konturları ve vektörleri.....	42

EKSENEL TÜRBİNE AİT STATOR KANATLARI ÜZERİNDEKİ AKIŞIN ZAMANA BAĞLI VE ZAMANDAN BAĞIMSIZ OLARAK SAYISAL İNCELENMESİ

ÖZET

Türbinlerdeki kayıpların azaltılması akıştaki bozuklukların düzeltilmesiyle mümkündür. Kayıpların azaltılması için ilk olarak türbin üzerindeki akışın doğru şekilde etüt edilip, kaybın kaynaklarının belirlenmesi gerekir. Bu tezde türbinin hareketsiz parçası olan stator üzerindeki akış sayısal yöntemler kullanılarak zamandan bağımsız ve zamana bağlı olarak çözülmüş ve akış karakteristiği anlaşılmasına çalışılmıştır.

Sayısal çalışmalarda yapılan modellemenin doğruluğunun gösterilmesi çok önemlidir. Bu da sayısal analiz sonuçlarının deneysel sonuçlarla karşılaştırılması ile mümkündür. Bu çalışma kapsamında ilk olarak yapılan modellemenin doğruluğu gösterilmeye çalışılmıştır. Türbin geometrisi olarak Pennsylvania State Üniversitesi'nde deneysel çalışmalar için tasarlanmış olan uçak türbini geometrisi tercih edilmiştir. Bunun sebebi bu türbinle ilgili birçok deneysel çalışmanın mevcut olmasıdır. Yapılan analizlerde türbinin sadece stator bölümündeki akış incelenmiştir.

Türbinde 23 stator kanadı bulunmaktadır. Analizler için sadece bir kanat pasajı alınmış ve akış alanı kanadın hücum kenarından bir kanat genişliği öne ve firar kenarından üç kanat genişliği arkaya doğru uzatılmıştır. Sayısal ağ Ansys Meshing v16 programı kullanılarak yaklaşık 2,3 milyon elemanla oluşturulmuştur. Analizler üç boyutlu, sıkıştırılamaz akış kabulü ile Ansys CFX yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Türbülans modeli olarak k- ϵ türbülans modeli kullanılmıştır. Validasyon için yapılan analizde sınır koşulları deney şartları ile aynı şekilde verilmiştir. Analiz sonuçları ile deney sonuçları karşılaştırılarak sayısal hesaplamanın doğruluğu gösterilmiştir.

Türbin araştırmaları sırasında deneysel çalışmaların büyük önemi olsa da deneydeki ölçülemeyecek etkileri gözlemlemek amacıyla sayısal simülasyonların yapılması şarttır. Bu çalışmada zamandan bağımsız analiz yapılarak deney sonuçları ile sayısal sonuçların tutarlılığı gösterilmiştir. Deneyde incelenemeyen akışta kararsız bozukluklar olması durumunda ne olduğunu hesaplamalı akışkanlar yöntemlerini kullanarak inceledik.

Uçağın farklı bir yöne dönüşü sırasında, girişteki akışın türbülanslı olması durumunda, türbinin önünde yer alan yanma odasında ani basınç değişiminin olması gibi durumlarda türbin girişindeki akışta bozuntular olabilir. Bu bozuntular farklı genlik ve frekanslarda olabilir. Bu tez çalışması kapsamında belirlenen bir frekans ve genlik durumu için sayısal analiz gerçekleştirilmiş ve akış incelenmiştir.

Giriş hızının sabit verildiği zamandan bağımsız analizde taşıma ve süreklem katsayısı sırasıyla 2,83 ve 1,91 olarak bulunmuştur. Giriş hızında 10Hz'lik salınımın olduğu durumda ise ortalama taşıma ve sürüklem katsayıları zamandan bağımsız

analizdeki sonuçlara göre sırasıyla % 0,64 ve % 0,77 değişmiştir. Taşıma katsayısı bir periyot boyunca ortalama değerden maksimum % 0,62 saparken, sürüklenme katsayısı % 0,8 sapmıştır. Sürüklenme katsayısı taşıma katsayısına göre giriş koşulundaki değişime karşı daha hassastır. Nozzle girişinde verilen hız dalgalanması basınç ve emme tarafı için aynı olmasına rağmen basınç ve emme tarafındaki basınç dalgalanmaları aynı değildir. Kanat üzerinde alınan iki noktadaki basınç değişiminin FFT'sine bakıldığında girişteki hızın frekansı ile aynı olduğu görülmüş ve girişten itibaren akışta herhangi bir rezonansın olmadığı anlaşılmıştır. Vortisitenin şiddetinin göbek ve gövde duvarlarına yaklaştıkça duvar etkisi nedeniyle arttığı, kanat orta kesitine doğru azaldığı görülmüştür. Kanadın ilk orta yarısına kadar yüksek olan basınç dalgalanması kanat firar kenarına doğru azalmaktadır. Yapılan analizler sonucunda 10 Hz'lik bir bozuntunun statorda sönümlendiği, rotor üzerindeki akışa etkisinin olmadığı görülmüştür.

STEADY AND UNSTEADY NUMERICAL ANALYSIS OF THE FLOW IN AXIAL TURBINE NOZZLE

SUMMARY

One of the basic research object in aviation is improving the performance of gas turbine engines. Gas turbine engines have lots of parts which have to be designed perfectly to create high efficiency engine. The turbine is a critical part of engine because there are several losses. So study on improving turbine efficiency is a popular subject. Although many researcher have made an enormous efforts to improve turbine efficiency, they still face a lot of problems. The flow field in a turbine stage is very complex being three-dimensional and unsteady, with the presence of laminar, transitional and turbulent regions near the blade surface. To improve turbine design, increase efficiency and minimize various losses, turbine flow field characteristics should be understood in detail.

Losses in turbine are because of irregular flows like secondary flow which is three dimensional viscous flow effect induced by the turning of the endwall boundary layers inside the nozzle. They affect the flow in rotor blade passage and losses increases stage by stage. To decrease the losses, firstly the flow in turbine must be examined in detail. In this study, the steady and unsteady flow analysis in stator which is a stationary part of the turbine, was done by using numerical methods and the flow characteristics were studied to understand.

Showing the accuracy of modelling work done is crucial in numerical analysis. This is possible by comparing the results of numerical analysis with experimental results. In this study, the first scope was showing the accuracy. The turbine geometry designed for experimental studies on the Pennsylvania State University was chosen for this study. The reason for this choice was the existence of many experimental studies related to this turbine. The flow analysis has examined only in the stator part of the turbine. The steady state flow analysis has performed for verifying the numerical solutions.

There are twenty-three stator blades in the turbine. For the analysis, only one blade passage was chosen because of rotational periodicity. The flow domain was extended one chord length forward from leading edge and three chord length backward from trailing edge. The mesh was created by using Ansys Meshing v16 software with about 2.3 million hexa elements. The stator blade passage flow field was simulated using a three-dimensional Reynolds Averaged Navier-Stokes finite volume solver (RANS) with a standard $k-\epsilon$ turbulence model. All the current simulations have been performed by using ANSYS CFX software. The boundary conditions in the steady state analysis were the same as the test conditions. The inlet boundary condition was the velocity profile obtained from experiment. The atmospheric air ($P=0$ Pa) was used as outlet boundary condition. The rotational periodicity was used because of only one blade passage using for simulation. No-slip wall boundary condition was used for hub, shroud and blade walls. The turbulence intensity in steady flow

analysis was %1. The scalable wall function was used. The static pressure coefficients on the pressure and suction side of the blade wall and the blade wall at midspan were compared with experimental results. In addition, the total pressure coefficients on the plane, which was orthogonal to the flow and located about blade trailing edge, were compared with the results obtained from experiment. The numerical results were shown to be consistent with experimental results. The accuracy of modelling was shown by comparing the results of numerical analysis with experimental results.

Even though the experimental studies are very important, the numerical studies must be done to observe the effects on flow which can not be measured in the experiment. The consistency of the numerical results with experimental results was shown with steady analysis. In second part of this study, the unsteady disturbances in flow which can not be observed in experimental studies was examined by using numerical methods.

There are unsteady disturbances in flow at the turbine inlet because of some reasons. That reasons can be turbulent flow at the entrance, the aircraft rotation in a different direction or sudden pressure change in the combustion chamber which is located in front of the turbine. This perturbation can be of different amplitude and frequency. In this theses, the unsteady analysis was performed for a specified frequency and amplitude values and the flow was examined.

The blade passage geometry in steady flow analysis was used geometrically unchanged in unsteady flow simulation. The mesh was the same as used in previous analysis. The inlet velocity profile was described as $U = U_0 [1 + 0.2 \sin 0.2\pi t]$. The period of inlet velocity was ten seconds. The atmospheric air ($P=0$ Pa) was used as outlet boundary condition like in steady analysis. The rotational periodicity was used because of only one blade passage using for simulation. No-slip wall boundary condition was used for hub, shroud and blade walls.

As a result of this thesis the following results were obtained:

- In steady flow, the lift and drag coefficients were found to be 2.83 and 1.91 respectively.
- In unsteady flow which has 10 Hz oscillation in inlet velocity, the time averaged lift and drag coefficients changed 0.64% and 0.77% according to the results of steady simulation respectively.
- In unsteady flow, the lift coefficient deviated from the time average value of lift coefficient about 0.62% over a period while the drag coefficient deviated about 0.8%. Drag coefficient were more sensitive to changes in the inlet conditions than lift coefficient.
- Although the inlet velocity fluctuation was the same for pressure and suction sides, the pressure fluctuation were different in pressure and suction sides.
- Pressure change graph was drawn in the frequency domain by using Fast Fourier Transform equation for two points on the blade. The frequencies of pressure change at this two points were the same as inlet velocity changing frequency. It was understood that there was not any resonance on the flow from inlet.

- Vorticity increased closer to the hub and shroud due to the wall effect, decreased toward the middle section.
- Pressure fluctuation decreased from first half of the blade toward the blade trailing edge. The amplitude of the pressure fluctuation at number eight point was 70% less than number one point. In addition, the amplitude of the pressure fluctuation at a point which was located at one chord backward from the trailing edge was 91.5% less than number one point.

All results show that 10 Hz oscillation at stator inlet velocity is damped by stator. So there is no any effect on the flow where the rotor inlet.

1. GİRİŞ

Türbin iki parçadan meydana gelmektedir. Hareketsiz parça olan stator ve dönme hareketi yapan rotor bölümü olmak üzere iki parçadan oluşmaktadır. Bu çalışmada stator üzerindeki akış incelenmiştir. Stator üzerindeki akış kendisinden sonra gelen ve en yüksek basınç düşümünün olduğu rotor bölümündeki akışı direkt etkilediğinden dolayı çok önemlidir.

Türbin üzerindeki akış kompleks bir akıştır. Gerekli iyileştirmelerin yapılabilmesi için akışın doğru şekilde anlaşılması gerekir. Bunun için günümüzde kullanılan iki yöntem vardır; deneysel çalışma ve sayısal analiz çalışmaları. Deneysel çalışmalar her zaman önemli ve gerekli olmuştur. Fakat zaman alması, pahalı olması ve bazı akış bölgelerinde ölçüm alınamaması sayısal yöntemlerin kullanımını avantajlı hale getirmiştir.

Bu tez çalışmasında sayısal yöntemler kullanılarak düşük hızlı tek kademeli aksenal türbine (AFRTF- Axial flow turbine research facility) ait stator üzerindeki akış zamana bağlı ve zamandan bağımsız olarak incelenmiştir.

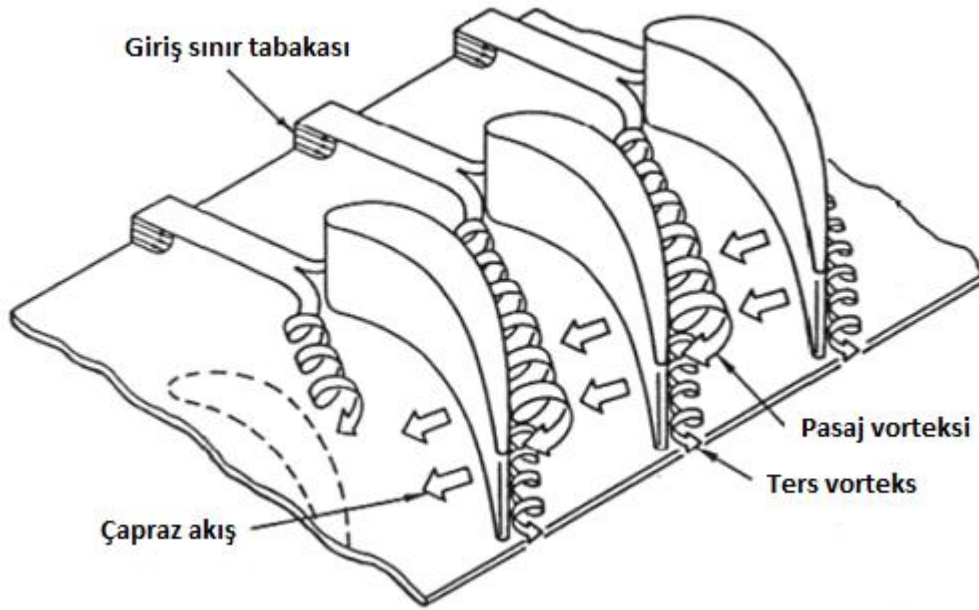
1.1 Stator Akış Alanı

Stator kanatları arasındaki akış incelendiğinde kayıplara sebep olan iki olgunun olduğu görülmektedir. Bunlardan birincisi viskoz kuvvetler, ikincisi ise ikincil akışlardır. Viskoz kuvvetler akışkanın akmaya karşı direncini göstermektedir ve sürtünme kayıplarına sebep olmaktadır. İkincil akışlar ise göbek ve gövde yüzeylerindeki sınır tabakaya yakın bölgelerde oluşan üç boyutlu akışlardır. Bu akışlar göbek ve gövde yüzeylerinden uzak bölgedeki iki boyutlu olarak düşünülebilen ana akışta yada diğer adıyla birincil akışta bozulmaya sebep olmaktadır.

Birincil akış kanat boyunca ilerlerken kanadın eğriliğinden dolayı basınç ve emme yüzeyleri arasında basınç farkı oluşmaktadır. Bu basınç farkı ikincil akışların oluşmasına neden olmaktadır. Burada oluşan basınç farkından dolayı duvar

yakınlarında basınç tarafından emme tarafına doğru bir akış olurken, duvardan uzak bölgelerde geri akış olmaktadır. Bunun sonucunda vorteks akışı meydana gelmektedir. Bu akışlar stator çıkışında düzgün olmayan bir akışa sebep olmakta ve bunun sonucu olarak rotor üzerindeki kayıplar artmaktadır.

Literatürde ikincil akışların daha iyi anlaşılabilmesi için birçok model sunulmuştur. Bunlardan bir tanesi de Şekil 1.1’de gösterilen Langston tarafından sunulan ikincil akış modelidir.



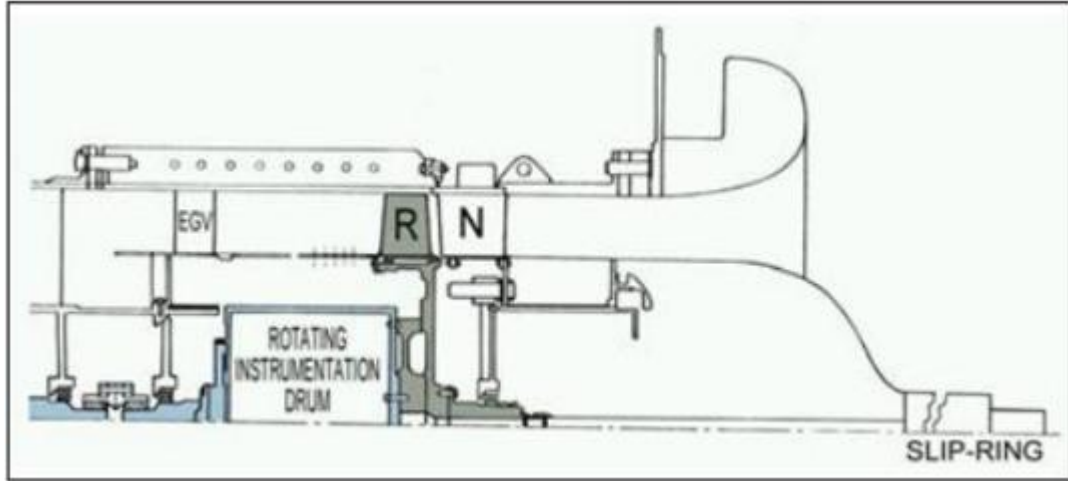
Şekil 1.1 : İkincil akış modeli [1].

Bu modele göre girişteki sınır tabaka kanat hucüm kenarına geldiğinde ikiye ayrılmakta ve emme ve basınç tarafında zıt yönde dönme hareketi yaparak ilerleyen vorteks oluşmaktadır. Birincil akış kanat pasajında ilerlerken kanadın eğriliğinden dolayı basınç ve emme tarafında oluşan basınç gradyeni oluşan bu vorteksi emme tarafına doğru sürmekte ve sınır tabaka akışı ile birleşerek ana akıştan bir miktar akışı çekip pasaj vorteksini oluşturmaktadır.

İkincil akışlar sebebiyle oluşan kayıplar atalet ve basınç kuvvetleri sebebiyle oluşmaktadır.

1.2 AFTRF (Axial Flow Turbine Research Facility)

Kısaca AFTRF olarak isimlendirilen tam adı “Axial Flow Turbine Research Facility” olan türbin düzeneği Pennsylvania State Üniversitesi’nde deneysel çalışmalar için kurulmuş bir düzenektir. Bu düzeneğin 91.4cm çapında, göbek gövde çap oranı 0.73 olan eksenel türbin düzeneğidir. 23 stator kanadına ve 29 rotor kanadına sahiptir.



Şekil 1.2 : AFTRF düzeneği şematik gösterimi [2].

Deney düzeneğinin şematik gösterimi Şekil 1.2 ‘de gösterilmiştir. Sistemin dizayn edildiği performans değerleri Çizelge 1.1’de verilmiştir.

Çizelge 1.1 : Performans parametreleri.

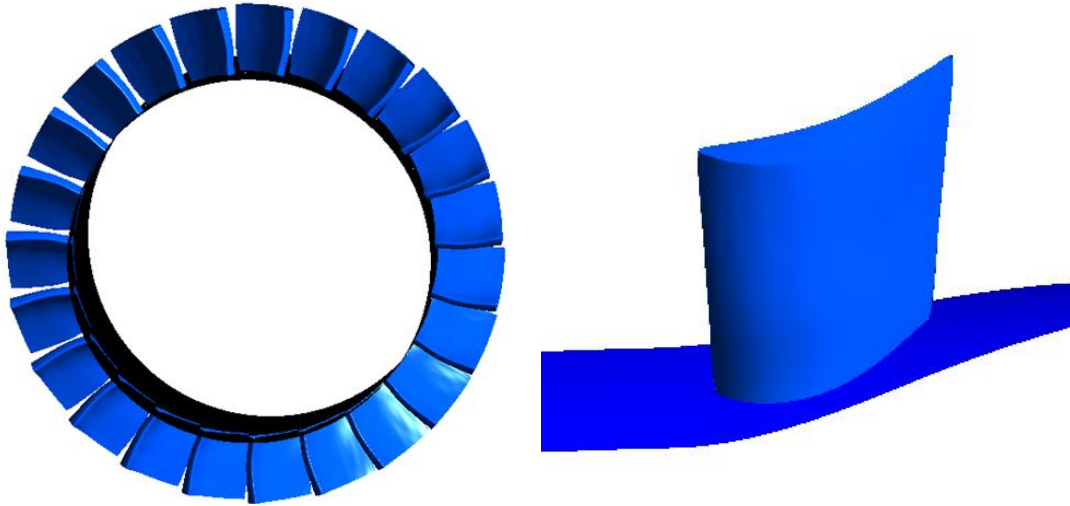
Akış koşulları	Değerler
Giriş toplam sıcaklığı ($^{\circ}K$) : T_0	289
Giriş toplam basıncı (kpa) : P_0	101.36
Kütleli debi (kg/s) : W	11.05
Dönme hızı (rpm) : N	1300
Toplam basınç oranı : P_{01}/P_{03}	1.0778
Toplam sıcaklık oranı : T_{01}/T_{03}	0.981
Basınç farkı ($mmHg$) : $P_{03} - P_{01}$	56.04

Eksenel türbine ait geometrik bilgiler Çizelge 1.2’de gösterilmiştir.

Çizelge 1.2 : Geometrik özellikler.

Geometrik yer	Geometrik büyüklük	Değer
Göbek gövde oranı		0.7269
Gövde yarıçapı		0.4582 m
Kanat yüksekliği		0.1229 m
Stator kanadı (gövde)		
	Kanat sayısı	23
	Kanat genişliği	0.1768 m
	Maksimum kalınlık	38.81 mm
Orta açıklık (midspan) aksenel kanat genişliği		
	Stator	0.1123 m

Bu çalışmada kullanılan stator geometrisi Şekil 1.3’de gösterilmiştir.



Şekil 1.3 : Stator kanat geometrisi.

AFTRF düzeneğinde yapılan deneylerde Çizelge 1.3’te verilen deney koşulları kullanılmıştır.

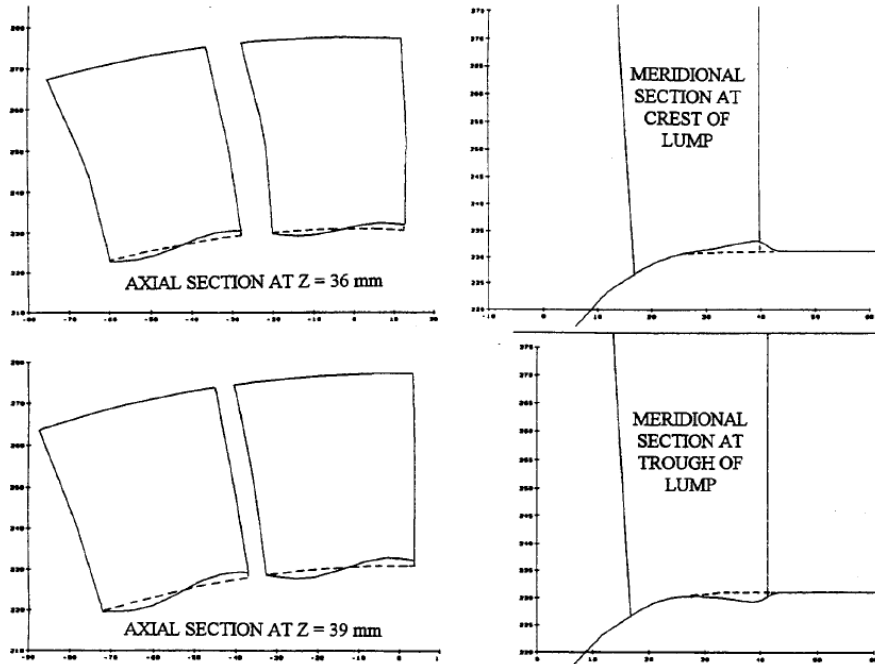
Çizelge 1.3 : Deney koşulları.

Sınır koşulu	Yer	Değer
Kütlesel debi ($\dot{m}$)		10.53 kg/s
Toplam basınç oranı (P_{01}/P_{03})		1.078
Dönme hızı		1300 rpm
Stator / Rotor açıklığı	Gövde	0.18C
	Orta	0.226C
	açıklık	

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Enerji ihtiyacının sürekli olarak artması ve doğal enerji kaynaklarının kullanılabilir enerjiye dönüştürülmesi sırasında türbinlerin geniş kullanım alanlarının olması türbin verimliliğinin önemli araştırma konularından biri haline gelmesini sağlamıştır. Türbinin verimli hale getirilebilmesi için öncelikli olarak türbin üzerindeki akışın iyi bir şekilde anlaşılması gerekmektedir. Bunun için literatürde birçok deneysel ve sayısal araştırma mevcuttur.

Eksenel gaz türbinlerinde stator kanatları firar kenarından sonra statik basınçta düzgün olmayan bir dağılım mevcuttur. Rose, M. G. 'nin çalışmasında göbek bitiş duvarında şekil değişiklikleri yapılarak düzensiz olan dağılımın düzeltilebileceği üç boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımlarından biri kullanılarak gösterilmiştir. Buradaki düzensiz akış problemini çözecek bitiş duvarı şeklinin aksisimetrik olmayan form olduğu görülmüştür. Sonuçta statik basınç dağılımının tekdüzeliğe yaklaşımının %70 oranında arttığı görülmüştür. Orjinal ve tasarlanan profilin karşılaştırması Şekil 2.1'de gösterilmiştir.



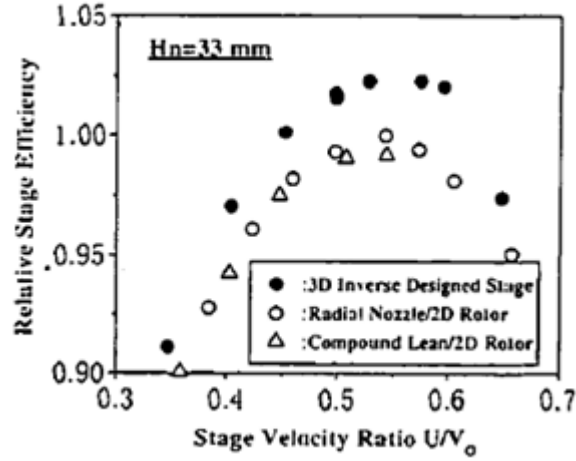
Şekil 2.1 : Orjinal göbek bitiş şekli ile tasarlanan profilin karşılaştırması [3].

Yan, J. ve arkadaşlarının yapmış olduğu çalışmada Hp buhar türbini stator kanatları lineer kaskad olarak tasarlanmış ve aksisimetrik olmayan duvar tabakası (endwall) profilinin etkisi incelenmiştir. Profil ikincil akışı azaltmak için HAD yöntemlerini kullanarak tasarlanmıştır. Tasarımda basınç yüzeyinde konveks eğri, emme yüzeyinde ise konkav eğri kullanılarak ikincil akış azaltılmaya çalışılmıştır. Düz duvar tabakası ve tasarlanan duvar tabakası durumundaki akış detaylı şekilde incelenmiş ve tasarlanan duvar tabakası durumundaki ikincil kayıp ve ikincil kinetik enerjinin %20 civarında azaldığı görülmüştür. Çizelge 2.1’de ikincil akış kaybı ve basınç kayıpları gösterilmiştir. Bununla birlikte çıkışta daha tekdüze bir akış elde edilmiştir.

Çizelge 2.1 : Kanat çıkışında çıkış hızına göre basınç katsayıları karşılaştırması [4].

	Area total pressure loss	Mid-span total pressure loss	Secondary Loss
Düz duvar tabakası, deneysel	0.0481	0.0389	0.0092
Profil duvar tabakası, deneysel	0.0463	0.0389	0.0074

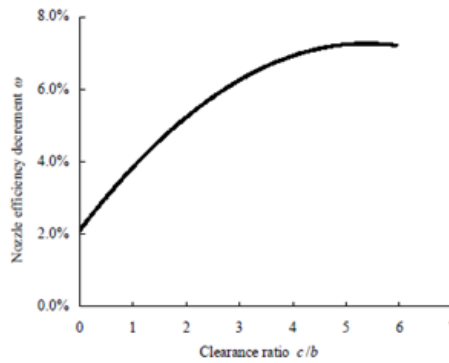
Watanabe, H. ve arkadaşları eksenel türbin stator tasarımı için üç boyutlu tersine tasarım metodunu kullanarak yeni bir yöntem geliştirmiştir. Üç boyutlu tersine tasarım metodunda kanat geometrileri kanat kalınlığı ve rV_θ dağılımı ile tanımlanmaktadır. Bu yöntemde stator çıkışındaki rV_θ dağılımı ve kanat geometrisi üç boyutlu tersine tasarım metodu tarafından ikincil akışı bastıracak şekilde kontrol edilmektedir. Bu metodla elde edilen rV_θ dağılımı ve geometri Dawees’ 3D Navier-Stokes analizi ile kontrol edilmiştir. Bu çalışma sonucunda orta kesitteki (midspan) rV_θ değeri bitiş duvarındaki değere göre daha yüksek olduğunda ikincil akışın azaldığı görülmüştür. Şekil 2.2’de verimliliklerin karşılaştırması gösterilmiştir.



Şekil 2.2 : Verimlilik karşılaştırması [5].

Liangjun, H. ve arkadaşları da stator açıklık (clearance) değerinin türbin performansına etkisini sayısal olarak incelemiş ve deneylerle validasyonunu yapmıştır. İlk olarak sabit açıklığa sahip karışık akış türbini ile deney yapılmıştır. Bunun yanında aynı akış sayısal olarak da incelenmiştir. Sayısal çalışmanın sonuçları deney sonuçları ile karşılaştırılarak doğruluğu gösterilmiş ve aynı türbin için farklı açıklık değerlerinde sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda stator açıklığı arttıkça ilk olarak statordeki akış kaybının arttığı ve açıklık oranı %5 olduğunda maksimum değeri gösterdiği görülmüştür. Bu çalışmada elde edilen sonuçlar :

- Stator sızıntısı ile ilişkili kaybın açıklık arttıkça arttığı Şekil 2.3'te gösterilmiştir.



Şekil 2.3 : Stator verim azalması [6].

- Rotordaki kayıp akışın arttığı, bunun sebebinin incidence açısı kayıpları ve düşük enerjili akışkanın göbek tarafından gövde tarafına geçmesi olduğu görülmüştür.

3. ÇÖZÜM YÖNTEMİ

3.1 Temel Denklemler

1800'lü yıllarda Claude-Louis Navier (1822) ve George Gabriel Stokes (1845) hareket eden bir akışkanın hız ve basıncı arasındaki ilişkiyi tanımlamayı başarmış ve bu denklemler Navier-Stokes denklemleri olarak adlandırılmıştır. Bu denklemler kütle, momentum ve enerji korunumu denklemlerinden oluşmaktadır. Navier-Stokes denklemleri 1800'lü yıllarda ortaya çıkmasına rağmen uzun zaman yaygın bir şekilde kullanılamamıştır. Bunun sebebi ise birkaç özel problem dışında bu denklemlerin analitik çözümlerinin mümkün olmamasıdır. Doğada karşılaştığımız problemlerin çoğunun analitik çözümü olmamasından dolayı uzun yıllar akış ve ısı problemlerinin çözümleri deneysel çalışmalarla bulunmaya çalışılmıştır. Bilgisayar teknolojisinin gelişimiyle birlikte Navier-Stokes denklemleri sayısal olarak çözülmeye başlanmış ve akış ve ısı problemleri bilgisayar ortamında simülasyonlarla incelenmeye başlanmıştır.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), akış ve ısı problemlerinin bilgisayar ortamında çözülmesini sağlayan bir mühendislik yöntemidir. Deneysel yöntemlere göre daha hızlı ve daha az maliyetli çözüm aracıdır.

Navier-Stokes denklemleri süreklilik yada diğer adıyla kütle korunumu, momentum ve enerji denklemlerinden meydana gelmektedir. Kütle korunumu denklemi aşağıda gösterilmiştir:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \rho U_j = 0 \quad (3.1)$$

Burada t zaman, ρ yoğunluk, x_j kartezyen koordinatları ve U_j ise x , y ve z yönlerindeki hız bileşenlerini ifade etmektedir. Kütle korunumu denklemi süreklilik denklemi olarak da karşımıza çıkmaktadır. Süreklilik denklemini daha açık bir şekilde yazılırsa;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0 \quad (3.2)$$

Buradaki u, v ve w sırasıyla x,y ve z yönlerindeki hızları temsil etmektedir. Tez kapsamında incelenen problemde akış sıkıştırılamaz olduğundan süreklilik denklemi aşağıdaki formu almaktadır.

$$\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0 \quad (3.3)$$

Momentum korunumu denklemi aşağıdaki ifade ile tanımlanmaktadır:

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho U_i + \frac{\partial}{\partial x_j} \rho U_j U_i = -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) + S_M \quad (3.4)$$

Burada P statik basıncı, μ viskoziteyi, S_M ise kaynak terimini ifade etmektedir.

Sıkıştırılamaz akışlar için momentum denklemleri kartezyen koordinatlarda yazılırsa;

x momentum denklemi;

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = \rho g_x - \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \\ \frac{\partial}{\partial y} \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \end{aligned} \quad (3.5)$$

y momentum denklemi;

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = \rho g_y - \frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \\ + \frac{\partial}{\partial y} 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial z} \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \end{aligned} \quad (3.6)$$

z momentum denklemi;

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = \rho g_z - \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \\ \frac{\partial}{\partial y} \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \end{aligned} \quad (3.7)$$

Bu korunum denklemleri herbir kontrol hacimi üzerinde integre edilir ve hacim integrali Gauss Teoremi kullanılarak yüzey integraline çevirilir.

Süreklilik denkleminin integral formu:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho dV + \int_S \rho U_j dn_j = 0 \quad (3.8)$$

Momentum denkleminin integral formu:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho U_i dV + \int_S \rho U_i U_j dn_j = - \int_S P dn_j + \int_S \mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) dn_j + \int_V S_{U_i} dV \quad (3.9)$$

Burada dn_j normal vektörün diferansiyelini, S ve V sırasıyla yüzey ve hacim integralini göstermektedir.

3.2 Türbülans Modellemesi

Temel denklemler bölümünde gösterilen zamana bağlı, üç boyutlu, sıkıştırılamaz Navier-Stokes denklemleri hem laminar hem de türbülanslı akışlar için geçerlidir. Fakat türbülanslı akışlarda bu denklemlerin çözümü basit geometriler için bile çok fazla zaman almaktadır. Bu zamanı kısaltabilmek için bu kısmı diferansiyel denklemler mevcut ölçekler üzerinden ortalama alınarak çözülmektedir. Bu çalışmada zaman ortalaması alınan Navier-Stokes denklemleri çözülecektir.

Zaman ortalaması alınmış yönetici denklemler aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$u = U + u \quad (3.10)$$

$$v = V + v \quad (3.11)$$

$$w = W + w \quad (3.12)$$

Burada U, V ve W akışkanın ortalama hız değerlerini gösterirken, u, v ve w bu ortalama hız değerleri etrafındaki değişimi göstermektedir. u, v ve w ifadeleri sıkıştırılamaz momentum denklemlerinde yerine yazılırsa;

$$\rho U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = \rho g_i - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \rho u_i u_j \quad (3.13)$$

şeklini alır. Burada $u_i u_j$ Reynolds gerilmelerini ifade etmektedir. Sıkıştırılamaz akışlar için momentum denklemleri kartezyen koordinatlarda yazılırsa;

x momentum denklemini;

$$\rho \left(\frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial x} + V \frac{\partial U}{\partial y} + W \frac{\partial U}{\partial z} \right) = \rho g_x - \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} 2\mu \frac{\partial U}{\partial x} - \rho uu + \frac{\partial}{\partial y} \mu \left(\frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial x} \right) - \rho uv + \frac{\partial}{\partial z} \mu \left(\frac{\partial U}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial x} \right) - \rho uw \quad (3.14)$$

y momentum denklemi;

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial v}{\partial t} + U \frac{\partial v}{\partial x} + V \frac{\partial v}{\partial y} + W \frac{\partial v}{\partial z} = \rho g_y - \frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \mu \frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} - \rho v u + \\ \frac{\partial}{\partial y} 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} - \rho v v + \frac{\partial}{\partial z} \mu \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} - \rho v w \end{aligned} \quad (3.15)$$

z momentum denklemi;

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial w}{\partial t} + U \frac{\partial w}{\partial x} + V \frac{\partial w}{\partial y} + W \frac{\partial w}{\partial z} = \rho g_z - \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \mu \frac{\partial U}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} - \rho w u + \\ \frac{\partial}{\partial y} \mu \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} - \rho w v + \frac{\partial}{\partial z} 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} - \rho w w \end{aligned} \quad (3.16)$$

şeklini alır. Bu denklemlerde Reynolds gerilmeleri olarak adlandırılan 6 adet bilinmeyen daha ortaya çıkmıştır. U, V, W ortalama hızları, P statik basıncı ve 6 adet Reynolds gerilmesi olmak üzere toplam 10 adet bilinmeyen, buna karşılık 1 süreklilik denklemi ve 3 adet momentum denklemi olmak üzere toplamda 4 adet denklem vardır. Bilinmeyen sayısı denklem sayısından fazla olduğundan dolayı ek denklemlere ihtiyaç vardır. Bunun için Reynolds gerilmeleri aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır:

$$-\rho u_i u_j = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} k \quad (3.17)$$

Burada μ_t eddy viskozitesi, δ_{ij} Kronecker delta ve k türbülans kinetik enerjisini göstermektedir. Bu denklem kullanılarak sıkıştırılamaz akış için süreklilik ve momentum denklemleri yeniden yazıldığında aşağıdaki formu almaktadır.

Süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial \rho U}{\partial x} + \frac{\partial \rho V}{\partial y} + \frac{\partial \rho W}{\partial z} = 0 \quad (3.18)$$

x momentum denklemi;

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial x} + V \frac{\partial U}{\partial y} + W \frac{\partial U}{\partial z} = \rho g_x - \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} 2\mu + \mu_t \frac{\partial U}{\partial x} + \\ \frac{\partial}{\partial y} (\mu + \mu_t) \frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial z} (\mu + \mu_t) \frac{\partial U}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \end{aligned} \quad (3.19)$$

y momentum denklemi;

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} + U \frac{\partial v}{\partial x} + V \frac{\partial v}{\partial y} + W \frac{\partial v}{\partial z} = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} (\mu + \mu_t) \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} 2(\mu + \mu_t) \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial z} (\mu + \mu_t) \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \quad (3.20)$$

z momentum denklemi;

$$\rho \frac{\partial w}{\partial t} + U \frac{\partial w}{\partial x} + V \frac{\partial w}{\partial y} + W \frac{\partial w}{\partial z} = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} (\mu + \mu_t) \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} (\mu + \mu_t) \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial z} 2(\mu + \mu_t) \frac{\partial w}{\partial z} \quad (3.21)$$

Standart k-ε modeline göre μ_t eddy veya türbülans viskozitesi

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.22)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Burada k türbülans kinetik enerjisi, ε türbülans kinetik enerji dissipasyon hızı, C_μ sabit ve k-ε modeline göre 0.09 değerindedir. k ve ε için transport denklemleri aşağıda verilmiştir:

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho k + \frac{\partial}{\partial x_i} \rho k u_i = \frac{\partial}{\partial x_j} (\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial x_j} + G_k + G_b - \rho \varepsilon + S_k \quad (3.23)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_i} \rho \varepsilon u_i = \frac{\partial}{\partial x_j} (\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k + C_{3\varepsilon} G_b - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (3.24)$$

Burada G_k ortalama hız gradyeninden kaynaklanan türbülans kinetik enerjiyi, G_b ise yerçekiminden kaynaklanan türbülans kinetik enerjiyi ifade etmektedir. $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ ve $C_{3\varepsilon}$ sabit katsayılar, σ_k ve σ_ε sırasıyla k ve ε için türbülans Prandtl numaralarıdır. S_k ve S_ε ise kaynak terimleridir. $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, $C_{3\varepsilon}$, σ_k ve σ_ε sabitleri sırasıyla 1.44, 1.92, 0.09, 1.0 ve 1.3'tür. Bu sabit değerler yapılan birçok deney sonucunda belirlenmiştir.

k ve ε transport denklemleri daha açık şekilde yazıldığında aşağıdaki gibidir.

k transport denklemi;

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho U \frac{\partial k}{\partial x} + \rho V \frac{\partial k}{\partial y} + \rho W \frac{\partial k}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} (\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} (\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial z} (\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial z} + \mu_t \left[2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] - \rho \varepsilon \quad (3.25)$$

ε transport denklemi;

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho U \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} + \rho V \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} + \rho W \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} = & \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_s} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_s} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_s} \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right) + \\ C_{\varepsilon 1} \mu_t \frac{\varepsilon}{k} & 2 \left(\frac{\partial U}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial V}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial W}{\partial x} \right)^2 + \frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial x}^2 + \frac{\partial U}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial x}^2 + \frac{\partial V}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial y}^2 - \\ & C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (3.26)$$

Bu denklemlerle birlikte 4 adet olan denklem sayısı 7'ye yükselmiş, 10 adet olan bilinmeyen sayısı ise 7'ye düşmüştür. Denklem sayısı ve bilinmeyen sayısı eşitlendiğinden dolayı akış problemi için çözümleme yapılabilir hale gelmiştir.

3.3 Sayısal Hesaplama Prosedürü

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde Navier-Stokes denklemlerinin öncelikli olarak bilgisayarların anlayabileceği cebirsel denklemlere çevrilmesi gerekir. Bu çevirme işlemi üç farklı metot kullanılarak gerçekleştirilebilir. Bunlar sonlu elemanlar, sonlu farklar ve sonlu hacimler yöntemleridir.

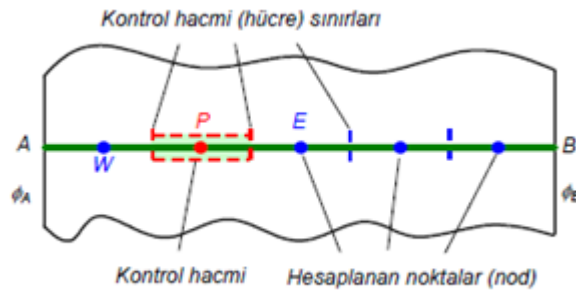
Sonlu elemanlar yönteminde genellikle Galerkin metodu kullanılmaktadır. Bu metotta bağımlı değişkenler polinom şekil fonksiyonu ile tanımlanmakta ve bu şekil fonksiyonu tanımları yönetici denklemde yerine yazılmaktadır. Yönetici denklemler bir ağırlık fonksiyonu ile çarpılır ve bir eleman boyunca integre edilir. Böylece her elemandaki her bir düğüm noktasında cebirsel denklemler elde edilir. Sonlu elemanlar yönteminin avantaj ve dezavantajları bulunmaktadır. Bu yöntemin avantajı her geometri için çözüm zorluğunun aynı olmasıdır. Dezavantajı ise daha çok matematik içerikli olup, cebirsel denklemlerdeki terimlerin herhangi bir fiziksel anlamının olmamasıdır.

Sonlu farklar yönteminde kısmi diferansiyel denklemler Taylor serisi olarak açılmaktadır. Taylor serisinde kaç terimin hesaba katılacağı problemin çözümünde istenilen hassasiyete bağlı olarak değişmektedir. Genellikle ilk bir veya iki terimi hesaba katılırken daha hassas çözümler için terim sayısı arttırılabilir. Burada unutulmaması gereken terim sayısının artmasının çözüm süresini arttıracaktır.

Sonlu hacimler yönteminde ise akış hacmi öncelikle kontrol hacmi denilen küçük hacim parçalarına bölünür. Bu hacimlerde kütle ve momentum korunum denklemleri çözülerek integre edilir. Bu integrasyon yapılırken bağımlı değişkenlerin lineer

olarak değiştiği kabulü yapılır. Parçalı lineer değişim kabulü çözümün karmaşıklığını ve doğruluk derecesini belirlemektedir. Sonlu hacimler metodunda karmaşık geometrilerde çözüm süresi uzun olmasına karşın akılar daha çok fiziksel öneme sahiptir.

Sonlu hacimler metodunda ilk adım çözüm bölęesinin ayrıık kontrol hacimlerine bölünmesidir. şekil 3.1’de gösterilen A ve B noktaları arasındaki bölęeye çeşitli sayıda kontrol noktası yerleştirilmiştir. Bu kontrol noktalarını çevreleyen kontrol hacimlerinin oluşturulması problemin özölmesi için ilk adımı oluşturmaktadır. İkinci adım temel denklemlerin şekilde gösterilen P noktasında cebirsel bir ifade elde etmek üzere bir kontrol hacmi üzerinde integre edilmesidir. Problemin özöllebilmesi için temel denklemlerin herbir kontrol hacmi üzerinde integre edilerek sınır şartlarını da içerecek şekilde cebirsel bir forma getirilmesi gerekir. Üçüncü adımda ise ortaya çıkan lineer denklem takımı çözölerek kontrol noktalarında bilinmeyenlerin değerleri elde edilir.

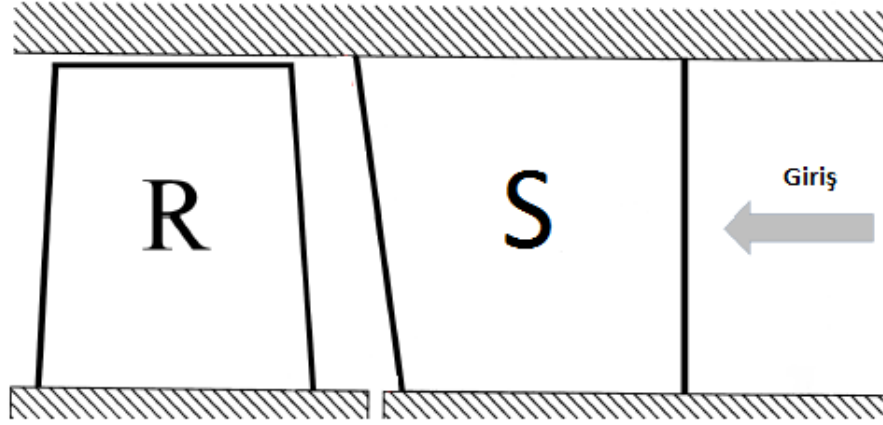


şekil 3.1 : Kontrol hacmi şematik gösterimi [7].

4. TÜRBİN STATOR KANATLARINDAN GEÇEN AKIŞIN ANALİZİ

Türbin kanadı denildiğinde Şekil 4.1’de gösterildiği gibi stator ve rotor kanatları olmak üzere iki parça akla gelmektedir. Hareketsiz kısım olan stator kanatları akışı yönlendirerek kendisinden sonra gelen rotora iletir. Rotor ise akışın etkisiyle dönme hareketi yaparak enerji üretir. Rotorun bağlı olduğu şaft rotorun hareketiyle birlikte döner ve generatör de döndürülür. Dolayısıyla mekanik enerji elektrik enerjisine çevrilmiş olur.

Bu bölümde daha önceki bölümlerde bahsedilmiş olan Pennsylvania State Üniversitesi’nde deneysel çalışmalar için tasarlanmış olan türbinin stator kanatları üzerindeki akışın sayısal olarak incelenmesi anlatılacaktır. Pennsylvania State Üniversitesi’nde tasarlanan bu kanadın kullanılmasının sebebi bu kanatla ilgili birçok deneysel çalışmanın mevcut olmasıdır. Şekil 4.1’de AFTRF rotor ve statorun şematik gösterimi mevcuttur.



Şekil 4.1 : AFTRF rotor ve stator şematik gösterimi.

Yapılan çalışmalar iki bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde dairesel olarak dizilmiş 23 stator kanadı üzerindeki akış sadece bir kanat pasajı alınarak üç boyutlu sayısal analiz yapılarak incelenmiştir. Sayısal analiz sonuçları deneysel sonuçlarla karşılaştırılmış ve sayısal modellemenin doğruluğu gösterilmiştir. Çalışmanın ikinci bölümünde ise aynı stator kanatları girişinde sinüzoidal bir akışın olması durumu

sayısal analizlerle incelenmiştir. Çalışmanın bu bölümündeki akış sinüzoidal olduğundan analizler zamana bağlı, üç boyutlu sıkıştırılmaz akış olarak yapılmıştır. Akışın girişteki hızı aşağıdaki şekilde verilmektedir:

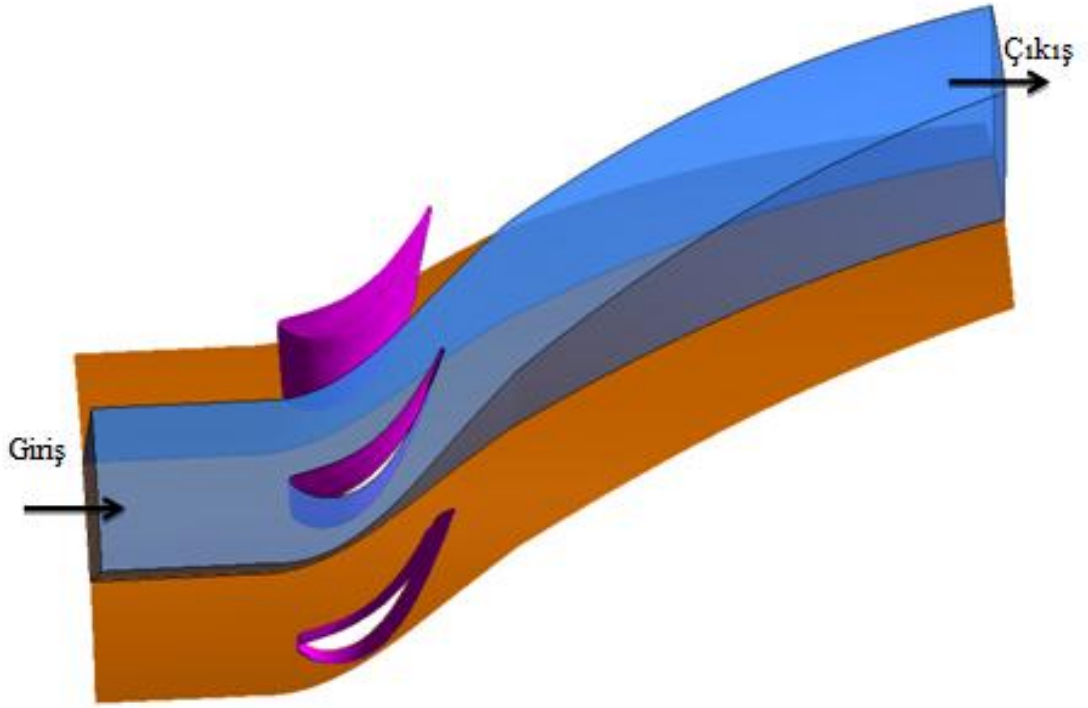
$$U = U_0 (1 + 0.2 \sin 0.2\pi t) \quad (4.1)$$

Burada U_0 çalışmanın birinci bölümündeki akışın giriş hızı, t ise zamandır. Sinüzoidal bu akışın periyodu 10sn'dir. U hızı $0.8U_0$ ile $1.2U_0$ arasında değişmektedir.

4.1 Doğrulama Çalışması: Zamandan Bağımsız Analiz

Sayısal çalışmalarda yapılan modellemenin doğruluğunun gösterilmesi çok önemlidir. Bu da sayısal analiz sonuçlarının deneysel sonuçlarla karşılaştırılması ile mümkündür. Bu çalışma kapsamında ilk olarak yapılan modellemenin doğruluğu gösterilmeye çalışılmıştır. Üzerindeki akış incelenen stator geometrisi ile daha önce yapılmış olan deney sonuçları sayısal analiz sonuçları ile karşılaştırılmış ve uyumluluğu gösterilmiştir.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemlerinde ilk adım problemdeki hangi bölgenin inceleneceğine karar verilmesidir. Pennsylvania State Üniversitesi'nde deneysel çalışmalar için kullanılan stator geometrisinde 23 tane kanat olmasına rağmen analizler sadece tek bir kanat pasajı için gerçekleştirilmiştir. Bunun sebebi 23 tane kanat geometrisinin dairesel olarak periyodik olması ve bu sebeple akışın da periyodik olmasıdır. 23 kanada ait tüm geometri alınarak analizin yapılması gereksiz ve zaman kaybedicidir. İlgilenilen bölgenin geometrik olarak büyümesi işlem süresini uzatmaktadır. Bu nedenle Şekil 4.2'de mavi renkle gösterildiği gibi sadece bir kanat pasajı alınarak dairesel periyodik sınır şartının kullanılması, 23 kanadın tam olarak modellendiği durumla aynı sonucu vermekte olup işlem süresi daha kısadır.



Şekil 4.2 : Bir kanada ait kanat pasajı geometrisi (mavi renkle gösterilmiştir).

Sayısal analizlerde daha önceki bölümlerde bahsedildiği gibi sonlu farklar, sonlu elemanlar veya sonlu hacimler yöntemi kullanılabilir. Sonlu hacimler metodunun kullanıldığı durumda ikinci adım ilgilenilen akış bölgesinin sonlu hacimlere bölünmesidir. Bu işlem sayısal ağ oluşturma adıyla da karşımıza çıkabilmektedir. Sayısal ağ oluşturma işleminde analiz sonuçlarının doğru olması için bazı noktalara dikkat edilmesi gerekir. Bunlardan en önemlilerinden biri duvardan sonraki ilk hücrenin yüksekliğinin kaç olacağının belirlenmesidir. İlk hücre yüksekliği hesaplanırken analizde kullanılacak olan duvar fonksiyonu dikkate alınır. Duvar fonksiyonunun geçerli olabilmesi için standart duvar fonksiyonlarında y^+ boyutsuz duvar uzaklığı 30 ile 300 arasında, ölçeklenebilir duvar fonksiyonunun da (scalable wall function) ise 0 ile 300 arasında olmalıdır. y^+ hesaplaması aşağıda gösterilmiş olan denklemler kullanılarak yapılmaktadır.

$$y^+ = \frac{\delta \frac{\tau_w}{\rho}}{\nu} \quad (4.2)$$

Burada δ duvar yüzeyinden sonraki ilk hücrenin yüksekliği, ϑ akışkanın kinematik viskozitesi ve ρ akışkanın yoğunluğudur. Kayma gerilmesi τ_w için aşağıdaki eşitlik yazılabilir.

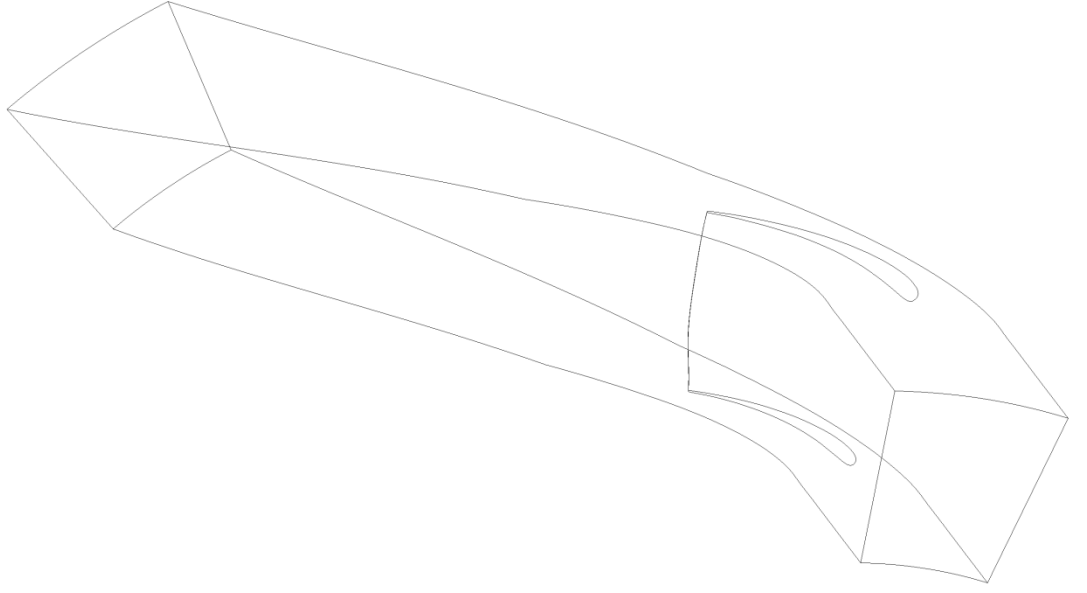
$$\frac{\tau_w}{\rho} = U_e \frac{C_f}{2} \quad (4.3)$$

Burada U_e referans akış hızı, C_f ise yüzey sürtünme katsayısıdır. Yüzey sürtünme katsayısı C_f düz yüzey boyunca akış (flat plate) için aşağıdaki formüle göre hesaplanmaktadır:

$$\frac{C_f}{2} = 0.0037 Re_L^{-0.2} \quad (4.4)$$

Duvar fonksiyonunun geçerli olabilmesi için duvar fonksiyonuna uygun y^+ değeri belirlenir ve buna göre ilk hücre yüksekliği yukarıdaki formüller kullanılarak hesaplanır. Sayısal ağ oluşturulması sırasında dikkat edilmesi gereken diğer bir konu da ağ elemanlarının kalitesidir. Ağ elemanlarının kalitesine bakılırken öncelikli olarak elemanların dikliğine (orthogonal quality) ve çarpıklığına (skewness) bakılmaktadır. Elemanların diklik kalitesi 0 ile 1 arasında değişen boyutsuz sayılarla ifade edilmektedir. Eleman kalitesi 0'a yaklaştıkça düşmekte, 1'e yaklaştıkça yükselmektedir. Diklik kalitesi olarak en düşük 0.05 değeri kabul edilebilir değerdir. Çarpıklık değeri de diklik kalitesinde olduğu gibi 0 ile 1 arasında değişen boyutsuz sayılardır. Burada diklik kalitesinin tam tersi şekilde çarpıklık değeri 0'a yaklaştıkça eleman kalitesi artmakta, 1'e yaklaştıkça düşmektedir. Çarpıklık değeri olarak en yüksek 0.85 kabul edilebilir değerdir.

AFTRF türbin stator kanadı ile yapılacak doğrulama çalışmasındaki akış alanı Şekil 4.3'de gösterilmiştir. Burada giriş kanat hücum kenarından bir kanat genişliği uzaklığa, çıkış ise kanat firar kenarından üç kanat genişliği uzaklığa konulmuştur.



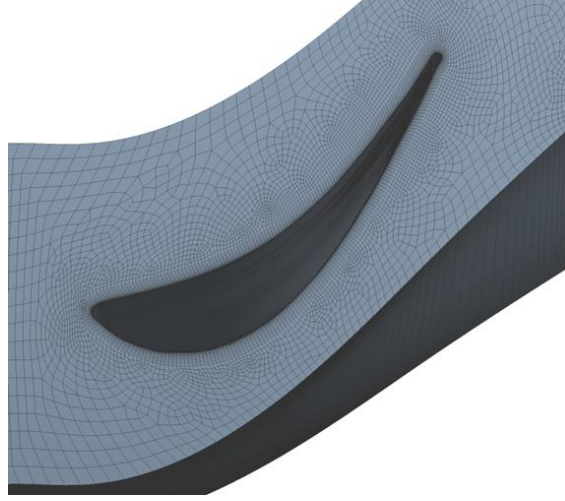
Şekil 4.3 : Akış alanı hacmi.

Akış alanı olarak Şekil 4.3’de de görüldüğü gibi sadece bir kanat pasajı geometrisi alınmıştır.

Geometri oluşturulduktan sonra Ansys Meshing programı kullanılarak akış alanı sonlu hacimlere bölünerek sayısal ağ oluşturulmuştur. Sayısal ağa ait izometrik ve üstten görünüş Şekil 4.4’te gösterilmiştir.



Şekil 4.4 : Sayısal ağ.

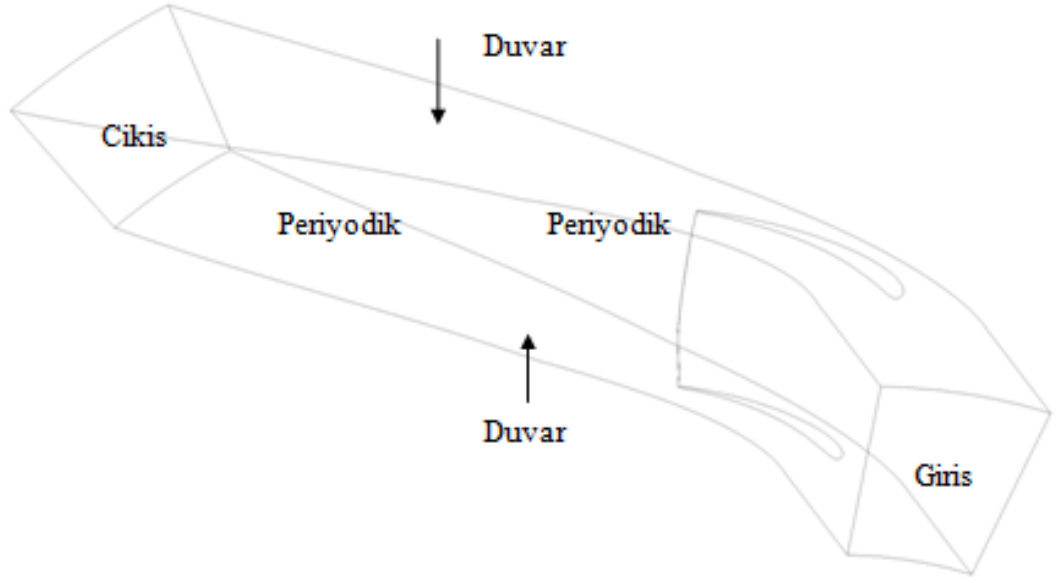


Şekil 4.4 (devam): Sayısal ağ.

Sayısal ağda en çok tercih edilen eleman türü olan hekza elemanlar kullanılmıştır. Bu eleman tipinin tercih edilmesinin nedeni aynı hacim için eleman sayısının yapısal olmayan (tetra) elemanlara göre daha az olması ve akış ile elemanların aynı doğrultuda olmasıdır. Şekil 4.4'te görüldüğü gibi sınır tabaka ağı da oluşturulmuştur. Buradaki ağ oluşturulurken yukarıda da anlatıldığı gibi duvar fonksiyonunun geçerliliğini sağlayacak şekilde yukarıdaki denklemler kullanılarak ilk hücre yüksekliği hesaplanmıştır.

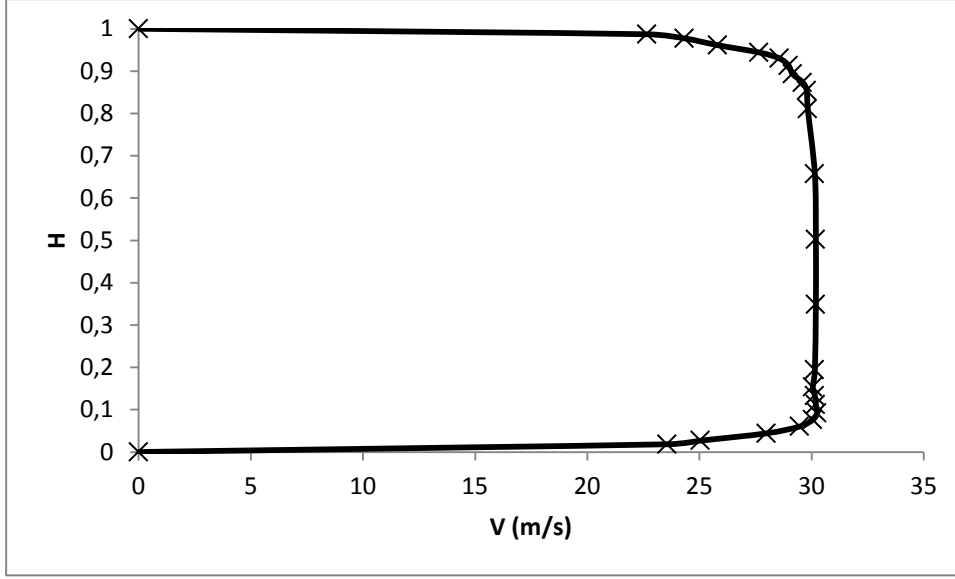
Sayısal ağın oluşturulmasının ardından problemin fiziğinin tanımlandığı ön işleme (preprocessing) geçilir. Analiz üç boyutlu, zamandan bağımsız, sıkıştırılamaz, Reynolds ortalımalı Navier-Stokes denlemlerini çözen Ansys CFX yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Ayırıklaştırma metodu olarak QUICK metodu seçilirken, analizde SIMPLE algoritması kullanılmıştır.

Analizde kullanılan sınır şartları Şekil 4.5' de gösterilmiştir.



Şekil 4.5 : Analizde kullanılan sınır şartları.

Analizde giriş koşulu olarak hız giriş koşulu kullanılmıştır. Burada Şekil 4.6’da gösterilen stator yüksekliğiyle değişen hız profili tanımlanmıştır. Hız profilinin tanımlanması çok önemlidir. Eğer profil yerine sadece tekdüze hız değeri tanımlanırsa akış kanat hücum kenarına gelene kadar gelişmiş akış olmayabilir. Bunun yanında deney sonuçları ile karşılaştırılabilmesi için deney anındaki koşulların birebir uygulanması gerekmektedir, aksi takdirde aynı akış modellenmiş olmaz. Şekil 4.6’da gösterilen hız profili deneylerden elde edilen verilerden alınmıştır [2]. Çıkış sınır şartı olarak atmosferik hava ($P=0$ Pa) çıkış sınır şartı kullanılmıştır. Sadece bir kanat pasajı alınarak analizler gerçekleştirildiği için Şekil 4.5’te gösterilen ara yüzeylerde dairesel periyodik sınır koşulu kullanılmıştır. Bunun dışında kalan göbek, gövde ve kanat yüzeylerinde duvar sınır koşulu (no-slip wall) uygulanmıştır.



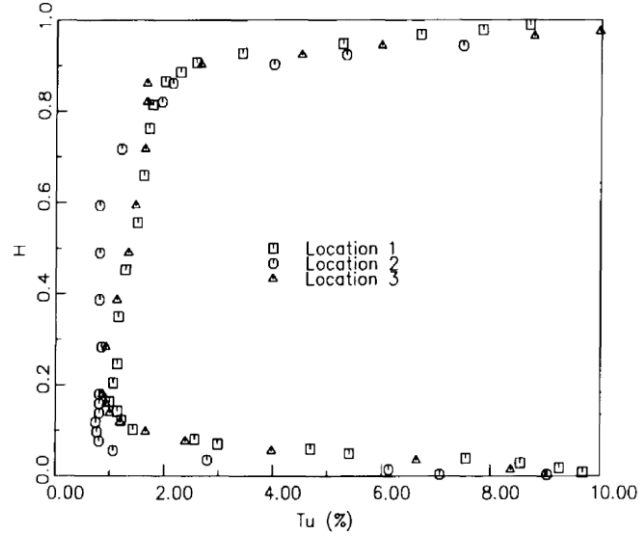
Şekil 4.6 : Giriş hız profili.

Giriş hızının H yüksekliğine bağlı değişimi Şekil 4.6’da gösterilmiştir. Burada H aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır:

$$H = \frac{R - R_h}{R_t - R_h} \quad (4.5)$$

Burada R herhangi bir noktanın yarıçapı, R_h göbek yarıçapı ve R_t gövde yarıçapıdır.

Analizde türbülans modeli olarak $k-\varepsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır. Şekil 4.7’de daha önce yapılan deneylerde kanadın bir kanat genişliği önündeki yüzey üzerinde okunan türbülans yoğunluğu değerleri gösterilmiştir. Grafikten görüldüğü gibi türbülans yoğunluğu %1 civarındadır. Zamandan bağımsız yapılan analizde girişte türbülans yoğunluğu %1 olarak tanımlanmıştır. Duvar fonksiyonu olarak ise ölçeklenebilir (scalable) duvar fonksiyonu kullanılmıştır. Bu duvar fonksiyonu $0 < y^+ < 300$ aralığında çalışmaktadır.



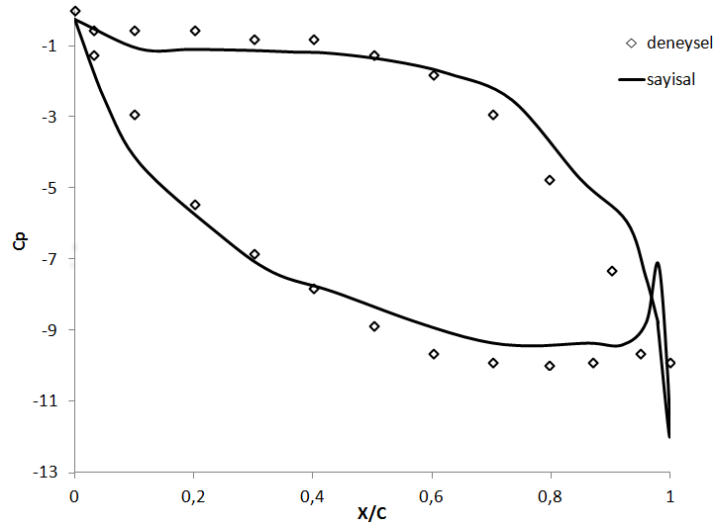
Şekil 4.7 : Kanadın bir kanat genişliği önünde türbülans yoğunluğu [2].

Yapılan analiz sonucunda taşıma ve sürüklenme katsayıları sırasıyla 2,83 ve 1,91 olarak bulunmuştur. Deney verilerinde taşıma ve sürüklenme katsayısı ile ilgili bilgi bulunmadığından bu değerler deney sonuçları ile karşılaştırılamamıştır.

Sayısal analiz sonuçları ile deneysel veriler stator üzerinde alınan farklı kesitlerde karşılaştırılmıştır. Deneysel veriler Zaccaria'nın çalışmasından alınmıştır. Şekil 4.8'de stator yüksekliğinin tam ortasından alınan kesitteki statik basınç katsayısı sayısal ve deneysel değerleri karşılaştırılmıştır. Statik basınç katsayısı aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

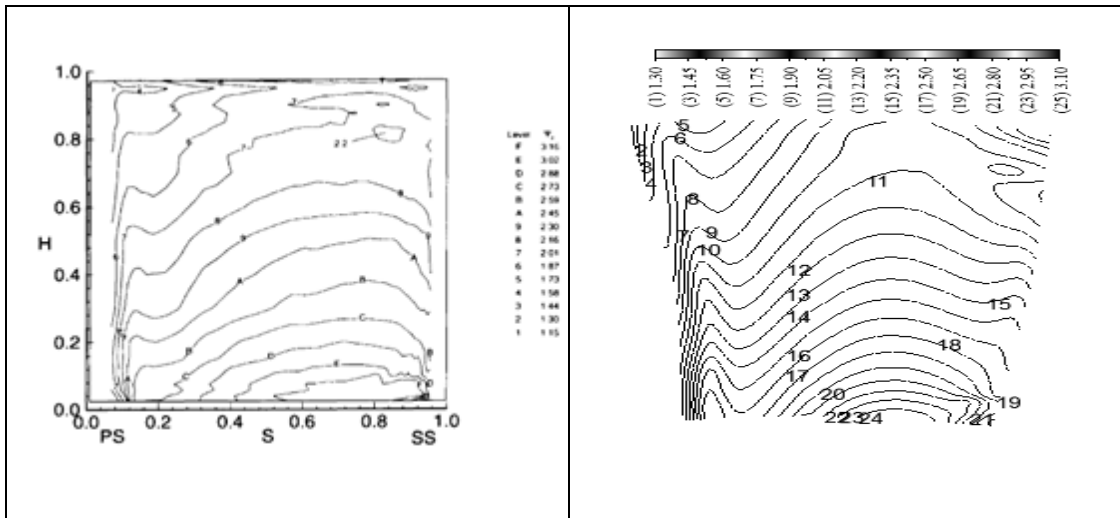
$$C_p = \frac{P - P_s}{0,5 \rho U_1^2} \quad (4.6)$$

Burada C_p statik basınç katsayısı, P statik basınç, P_s kanadın durma noktasındaki basınç, ρ yoğunluk ve U_1 girişteki ortalama akış hızıdır.



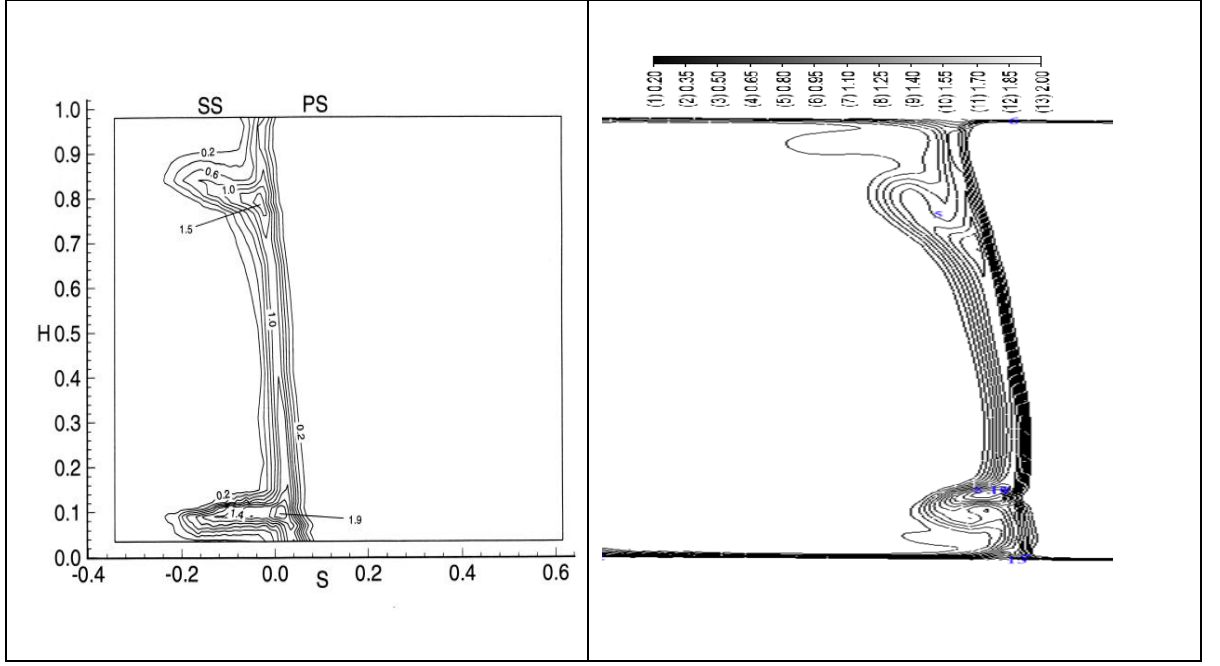
Şekil 4.8 : Stator pasajında $H=0,5$ düzleminde statik basınç katsayısı karşılaştırması.

Statik basınç konturları stator kanadı firar kenarı yakınlarından alınan göbek ve gövde yüzeylerine dik kesitte Şekil 4.9’da gösterildiği gibi çizdirilmiştir. Zaccaria’nın yapmış olduğu deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır.



Şekil 4.9 : Statik basınç katsayısı karşılaştırması $X/C=0.935$ [8].

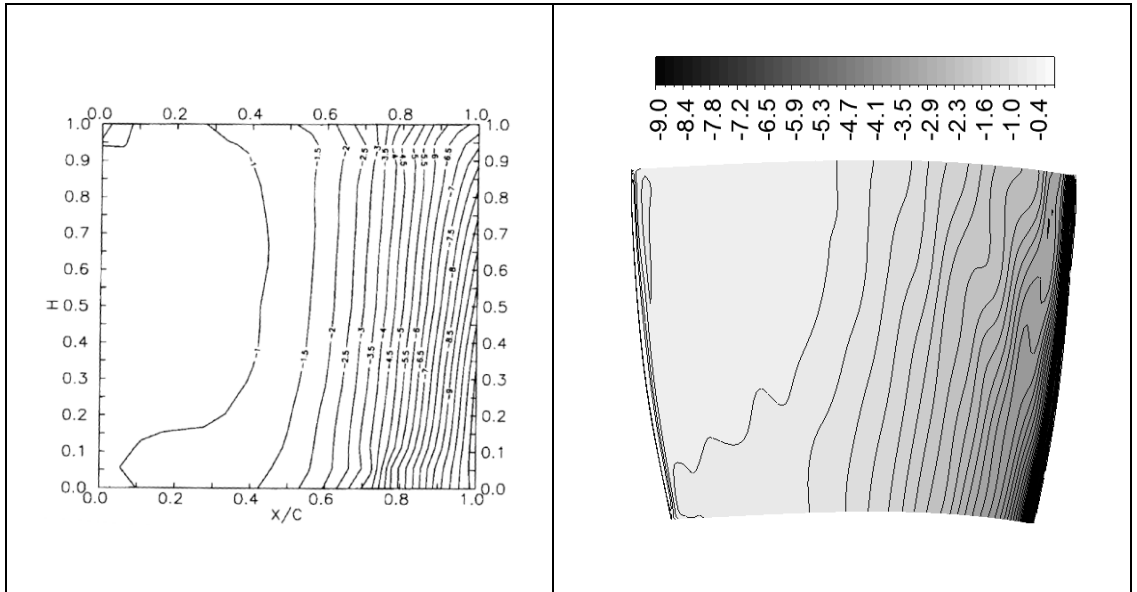
X/C kanadın hücum kenarında 0, firar kenarında ise 1’dir. Aynı kesit üzerinde toplam basınç katsayıları çizdirilerek Şekil 4.10’da gösterilmiştir.



Şekil 4.10 : Toplam basınç katsayısı değişimleri [8].

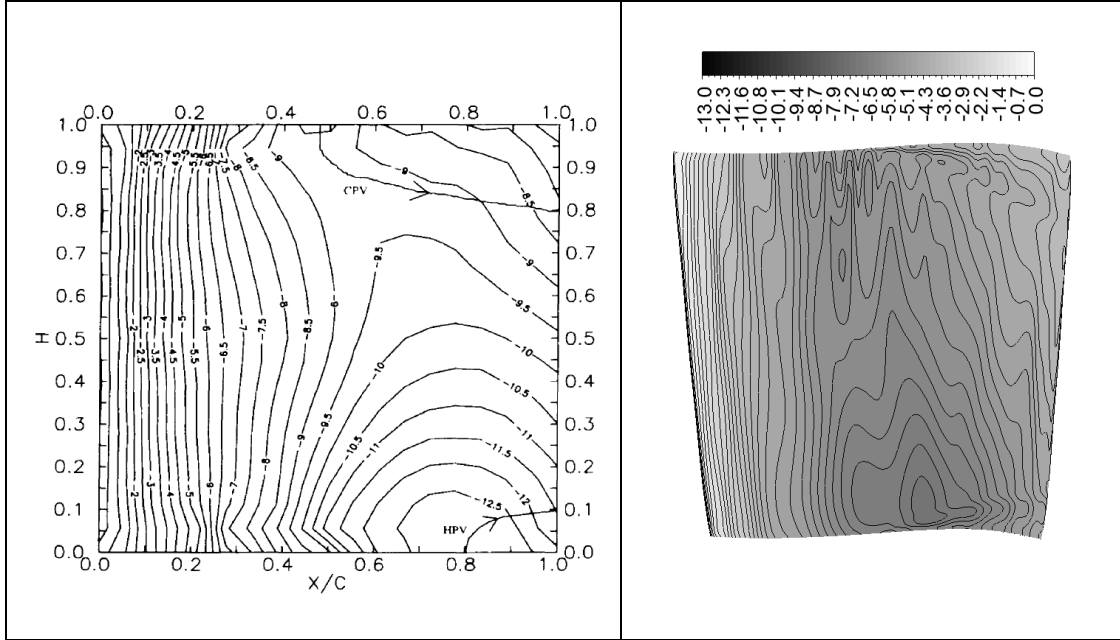
Toplam basınç katsayısı değişimlerine bakıldığında göbek ve gövde duvarlarına yakın bölgelerde değişimin yüksek olduğu görülmektedir.

Şekil 4.11’de stator kanadının basınç tarafındaki yüzeyinde statik basınç konturları çizdirilerek sayısal analiz sonuçları ile deney sonuçları karşılaştırılmıştır. Basınç katsayıları konturlarına bakıldığında kanat yüksekliği boyunca basıncın yaklaşık olarak sabit kaldığı ve dolayısıyla akışın iki boyutlu olduğu görülmektedir.



Şekil 4.11 : Basınç tarafı kanat yüzeyinde statik basınç katsayısı karşılaştırması [8].

Şekil 4.12’de stator kanadının emme tarafındaki yüzeyinde statik basınç konturları çizdirilerek sayısal analiz sonuçları ile deney sonuçları karşılaştırılmıştır. Basınç katsayıları konturlarına bakıldığında $H=0.5$ ’e kadar kanat yüksekliği boyunca basıncın yaklaşık olarak sabit kaldığı görülmektedir.



Şekil 4.12 : Emme tarafı kanat yüzeyinde statik basınç katsayısı karşılaştırması [8].

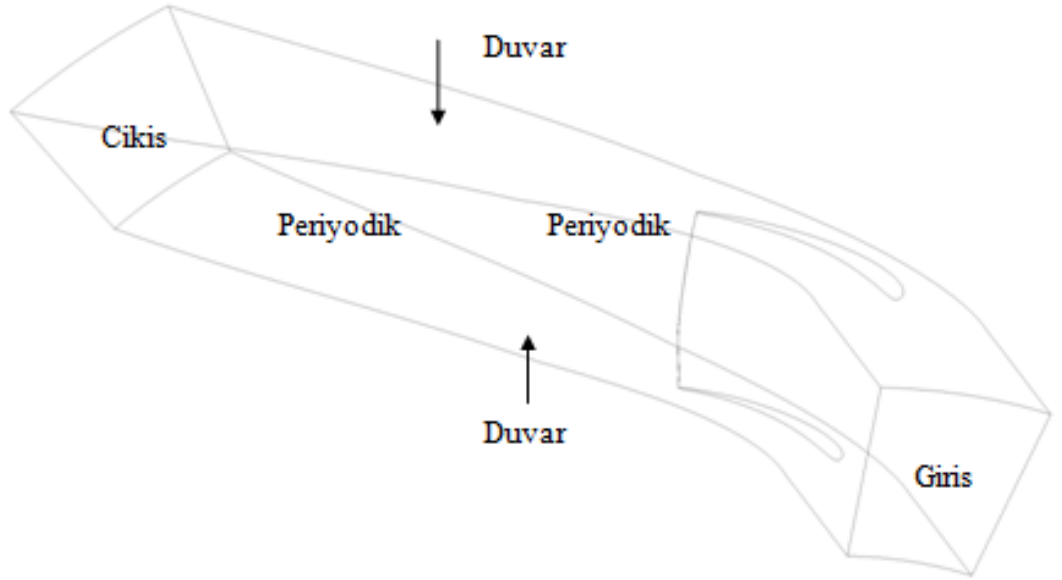
Sonuç olarak farklı kesitlerden alınan basınç katsayıları sayısal analiz sonuçları aynı stator geometrisi ile daha önce yapılmış deney sonuçları ile karşılaştırılmış ve sonuçların uyumluluğu gösterilmiştir.

4.2 Zamana Bağlı Analiz

Doğada karşılaşılan bütün akışlar zamana bağlı olarak değişmektedir ve hepsi bir titreşime sahiptir. Bütün problemler bu şekilde zamana bağlı olarak modellenirse analizler hem çok zaman alacaktır hem de gereksiz bir işlem olacaktır. Bu nedenle akışın şekli ve özellikleri zamana göre az değişen problemlerde zamandan bağımsız kabulü yapılarak çözüm süresi kısaltılmaktadır.

Bu tez kapsamında çalışmaların birinci bölümünde bir stator pasajındaki zamandan bağımsız akış analizi gerçekleştirilerek, deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır. İkinci bölümde ise aynı stator pasajında girişte sinüzoidal bir hız profili tanımlanarak akış zamana bağlı hale getirilmiş ve akış analizi gerçekleştirilmiştir.

Zamana bağılı analizde zamandan bağımsız analizde kullanılan stator pasajı geometrik olarak değiştirilmeden kullanılmıştır. Sayısal ağ yapısı da önceki analizde kullanıldığı gibi aynı şekilde bırakılmıştır. Zamana bağıla analizde kullanılan sınır şartları Şekil 4.13’ de gösterilmiştir.



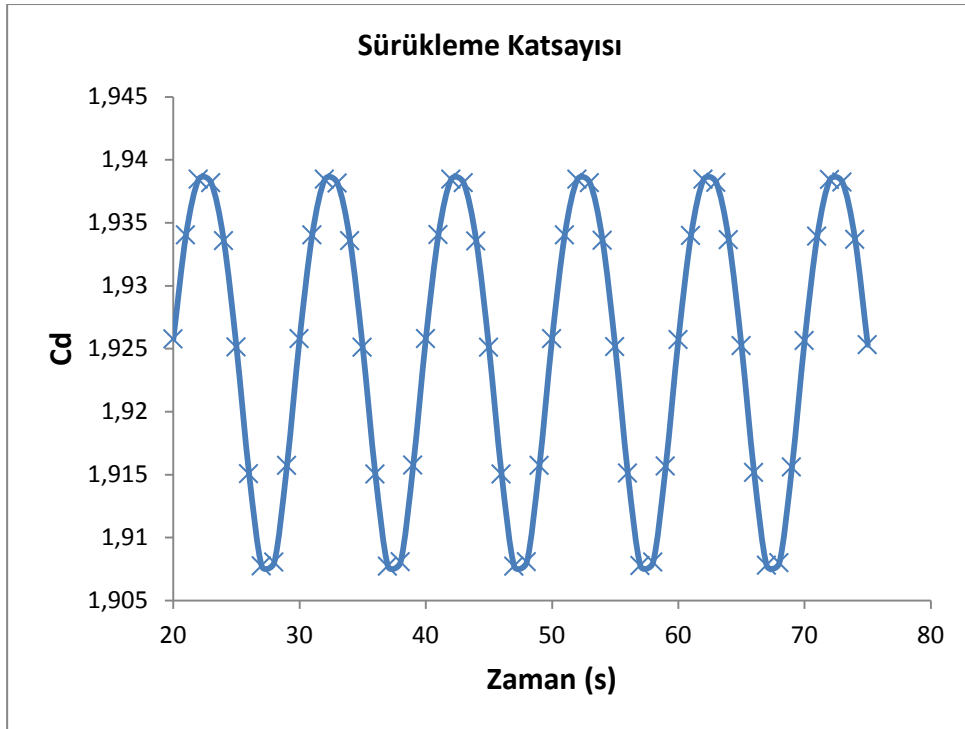
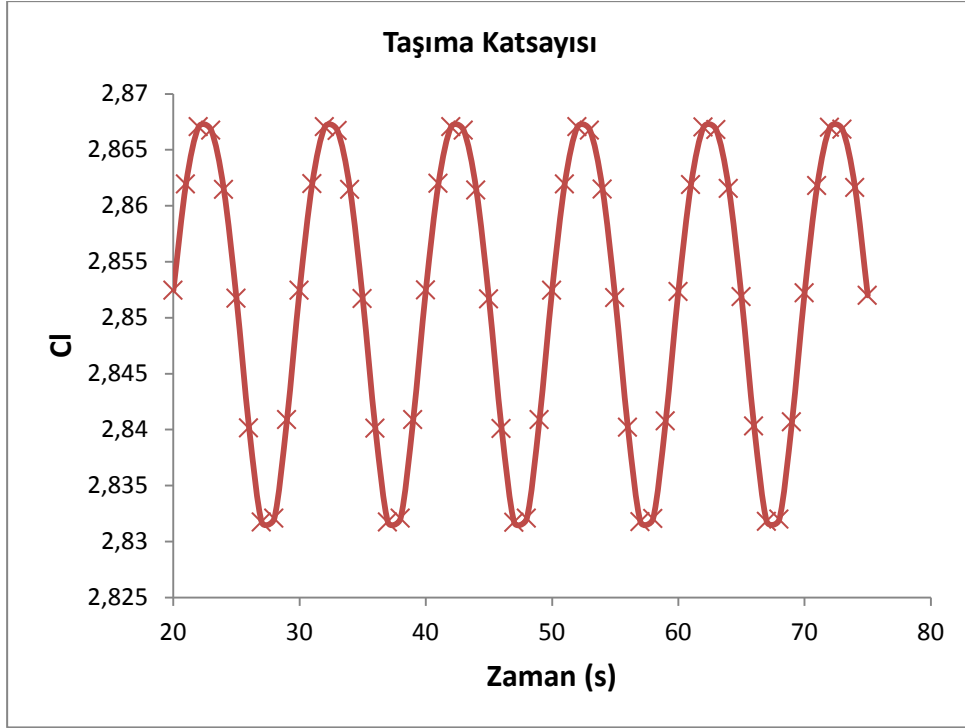
Şekil 4.13 : Stator pasajı geometrisi ve uygulanan sınır şartları.

Girişteki akış hızı aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır:

$$U = U_0 (1 + 0.2 \sin 0.2\pi t) \quad (4.7)$$

Girişteki hızın periyodu 10sn’dir. Çıkışta zamandan bağımsız analizde olduğu gibi tam gelişmiş akış sınır şartı (outflow) kullanılmıştır. Akış hacmi olarak tek kanat pasajı alındığından yan yüzeylerde dairesel periyodik sınır şartı kullanılmıştır. Kanat yüzeyi ile göbek ve gövde yüzeylerinde de duvar sınır koşulu (no-slip wall) kullanılmıştır. Akış zamana bağılı, üç boyutlu sıkıştırılamaz akış olarak modellenmiştir.

Şekil 4.14’de taşıma ve sürüklenme katsayısının zamana bağılı değişimi gösterilmiştir.

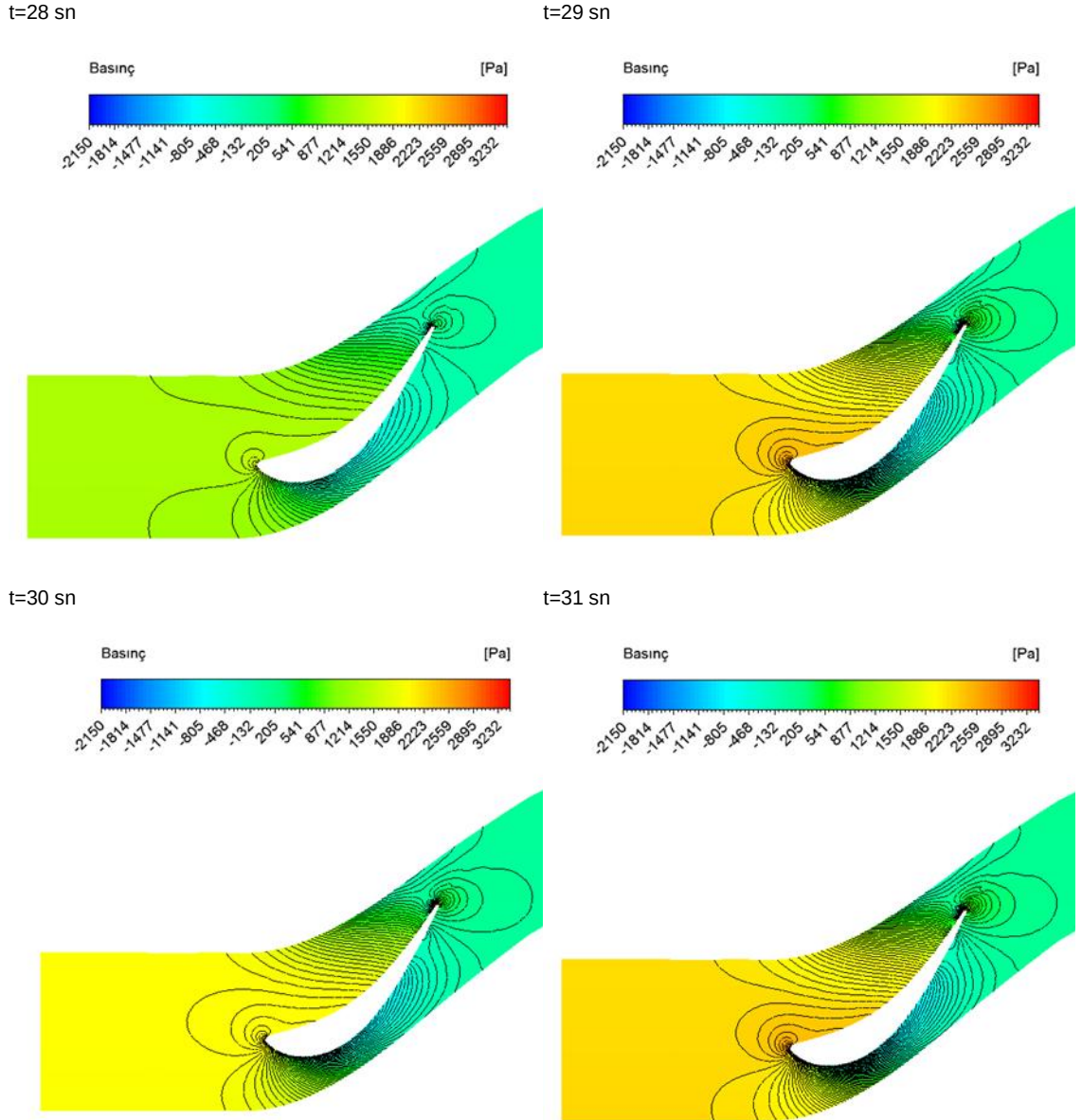


Şekil 4.14 : Taşıma ve sürüklenme katsayısının zamana bağlı değişimi

Taşıma katsayısı bir periyot boyunca ortalama değerden maksimum % 0,62 saparken, sürüklenme katsayısı % 0,8 sapmıştır. Sürüklenme katsayısı taşıma katsayısına göre giriş koşulundaki değişime karşı daha hassastır. Bunun yanı sıra

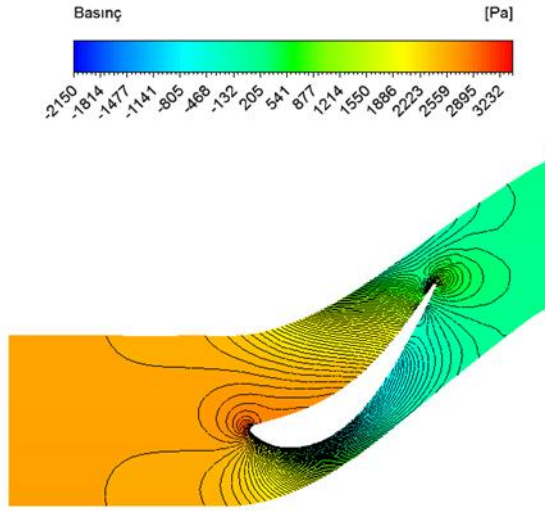
girişteki 10Hz'lik bir bozuntuda taşıma ve sürekleme katsayılarındaki değişim ihmal edilebilecek kadar küçüktür.

Analiz sonucunda $H=0.5$ 'de kanada dik alınan kesitte farklı zamanlardaki basınç konturları Şekil 4.12'de gösterilmiştir.

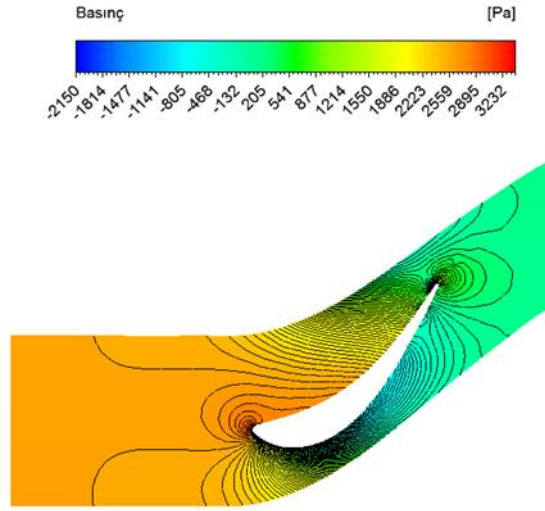


Şekil 4.15 : Orta açıklıkta alınan kesitte farklı zaman adımlarındaki basınç konturları.

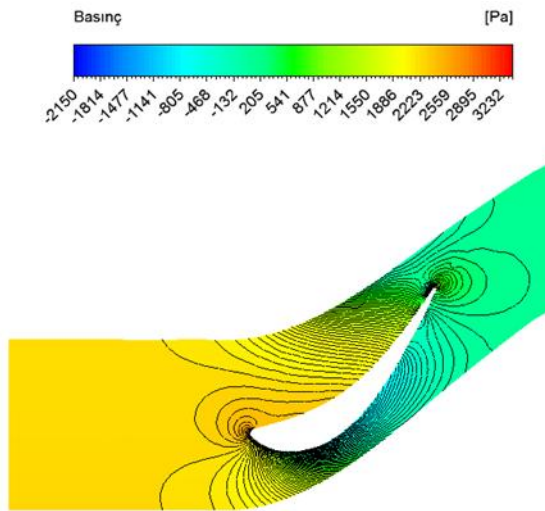
t=32 sn



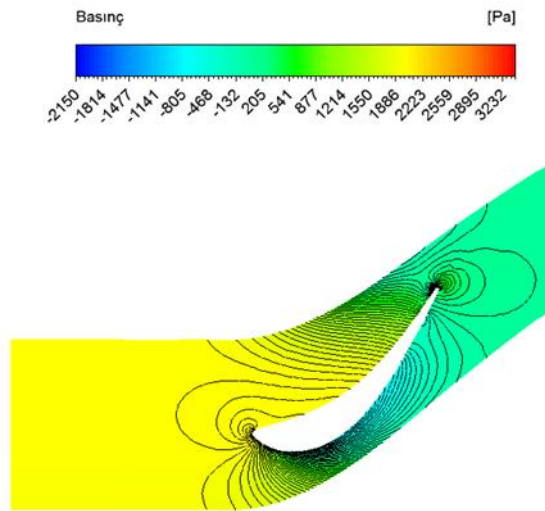
t=33 sn



t=34 sn



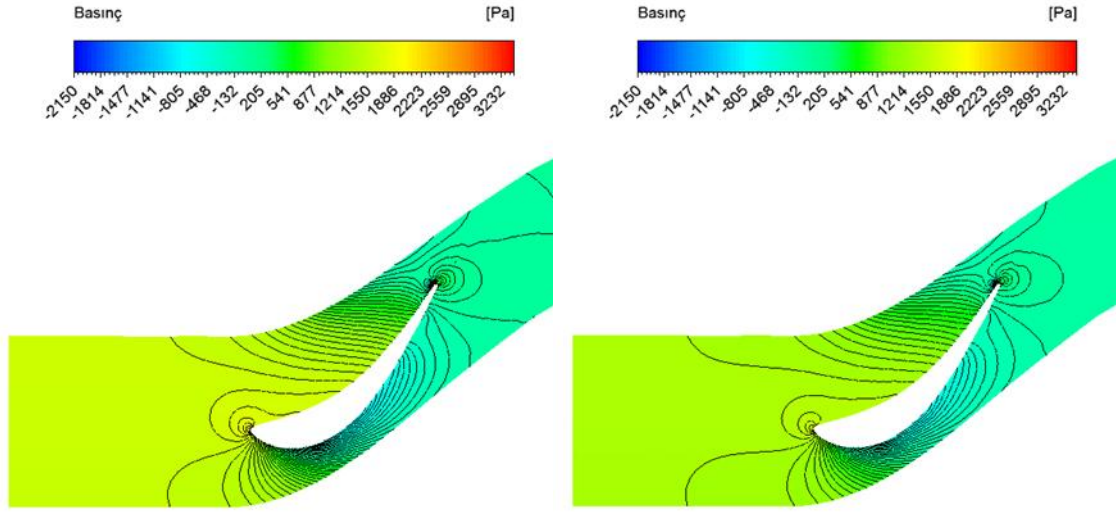
t=35 sn



Şekil 4.15 (devam) : Orta açıklıkta alınan kesitte farklı zaman adımlarındaki basınç konturları.

t=36 sn

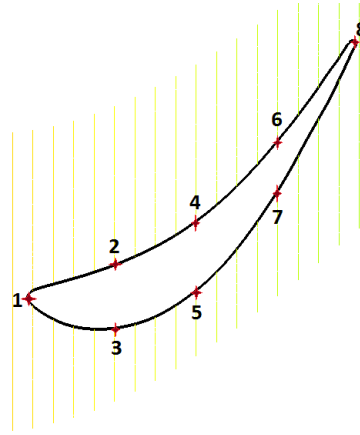
t=37 sn



Şekil 4.15 (devam) : Orta açıklıkta alınan kesitte farklı zaman adımlarındaki basınç konturları.

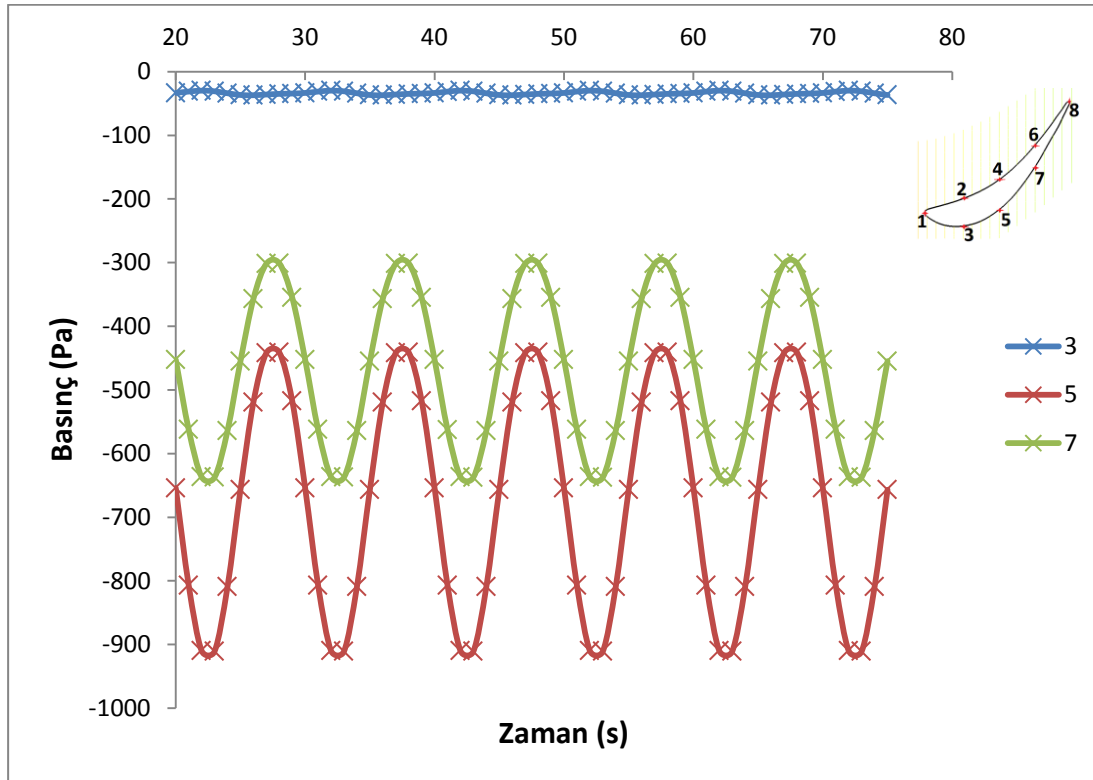
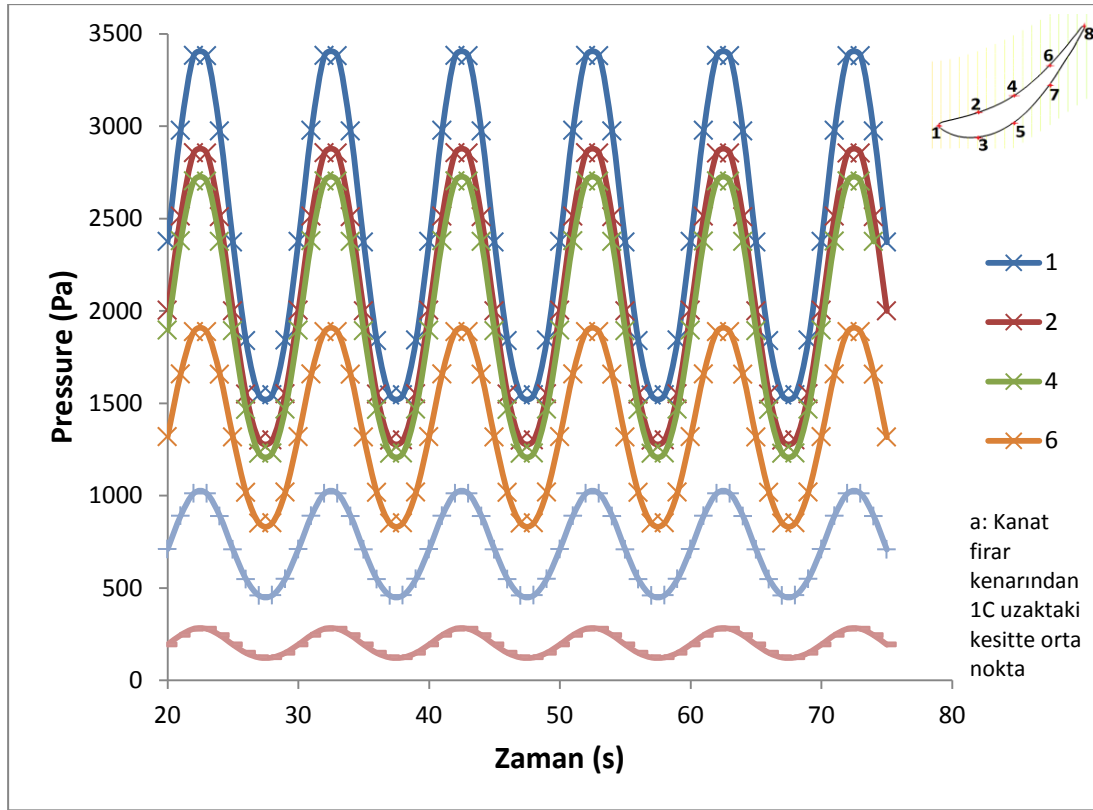
Statik basınç konturları 28sn ile 37sn arasında bir periyot boyunca 1sn aralıklarla çizilmiştir.

Kanat yüzeyine yakın bölgelerden Şekil 4.16’da gösterildiği gibi bazı noktalar seçilmiş ve bu noktalardan basınç değerleri alınmıştır.



Şekil 4.16 : Kanat orta açıklığında kanat yüzeyine yakın bölgelerden seçilen noktalar.

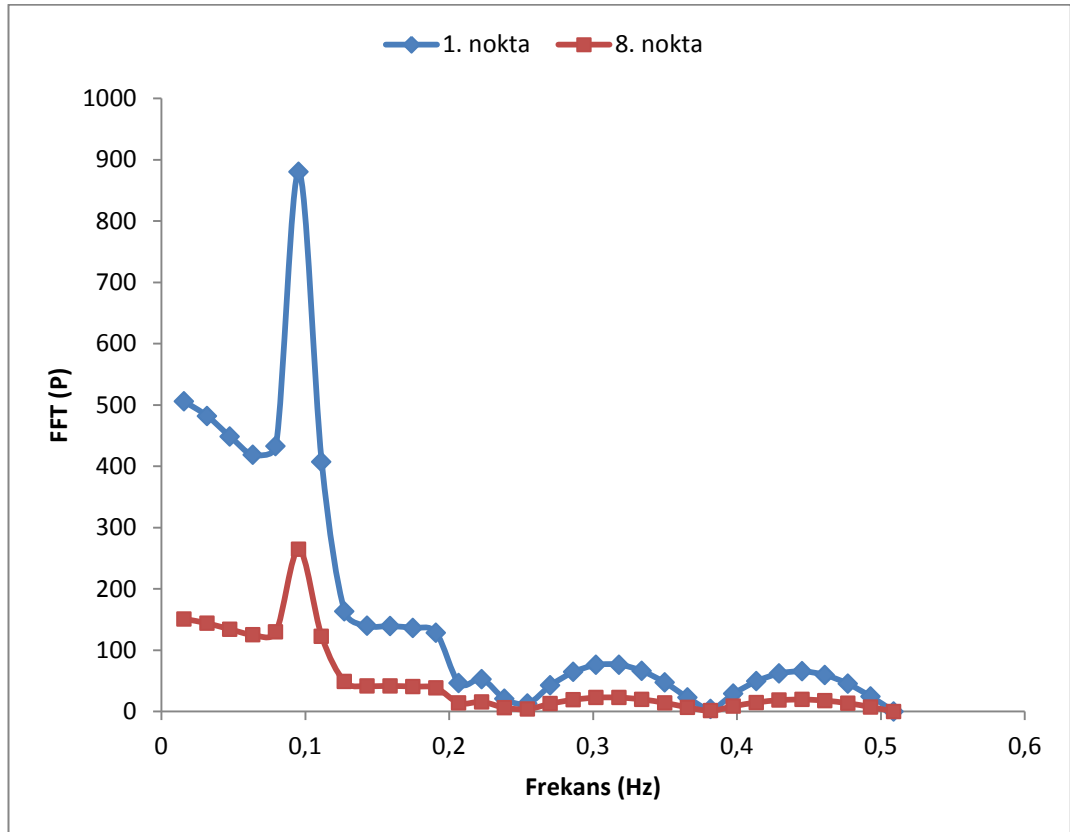
Kanat yüzeyine yakın bu noktalardan 20sn ile 75sn arasında 1sn aralıklarla basınç değeri alınmış ve Şekil 4.17’de gösterildiği gibi zaman-basınç grafiği çizilmiştir.



Şekil 4.17 : Kanat yüzeyine yakın noktalardaki basınç-zaman grafiği.

Kanat giriş hızındaki dalgalanma kanadın basınç ve emme tarafında farklı genlikteki basınç dalgalanmalarına sebep olmuştur. Kanattaki en yüksek basınç dalgalanması durma noktasında oluşmuştur. Kanat ilk orta yarısına kadar basınç dalgalanmasının yüksek olduğu, firar kenarına doğru bu etkinin azaldığı görülmektedir.

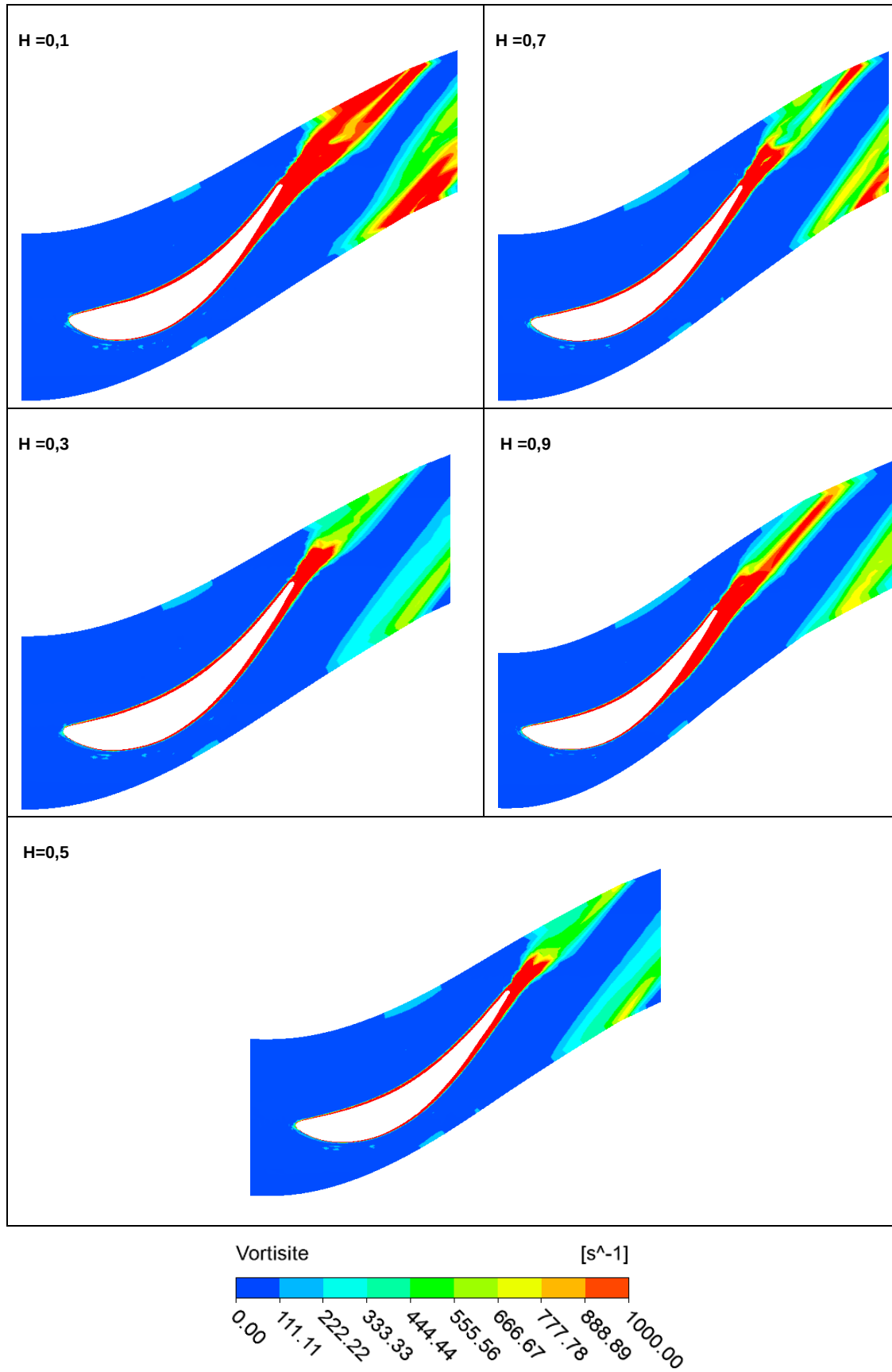
Basınca ait bu değişimin frekansını bulabilmek için Fast Fourier Transform (FFT) dönüşümü kullanılarak Şekil 4.18’de görülen 1 ve 8 numaralı nokta için frekansa karşılık basıncın FFT dönüşümü çizilmiştir.



Şekil 4.18 : Frekans- FFT(P) grafiği.

Şekil 4.18’den de görüldüğü üzere basınç değişiminin frekansı girişteki hız frekansı ile aynı ve 0.1 Hz’dir. 1 ve 8 numaralı noktalarda olduğu gibi diğer noktalarda da bu grafik çizilirse hepsinde frekansın 0.1 Hz olduğu görülecektir. Kanat üzerinde alınan bu noktalardaki basınç değişiminin frekansının, girişteki hızın frekansı ile aynı olması girişten itibaren akışta herhangi bir rezonansın olmadığını göstermektedir.

Şekil 4.19’da kanat açıklığı boyunca farklı kesitlerdeki 30.sn’de vortisite konturları gösterilmiştir. Göbek ve gövde duvarlarına yakın kesitlerde ($H=0,1$ ve $H=0,9$) duvar etkisinden dolayı vorteksin şiddetinin daha yüksek olduğu, orta kesite doğru bu şiddetin azaldığı görülmektedir.



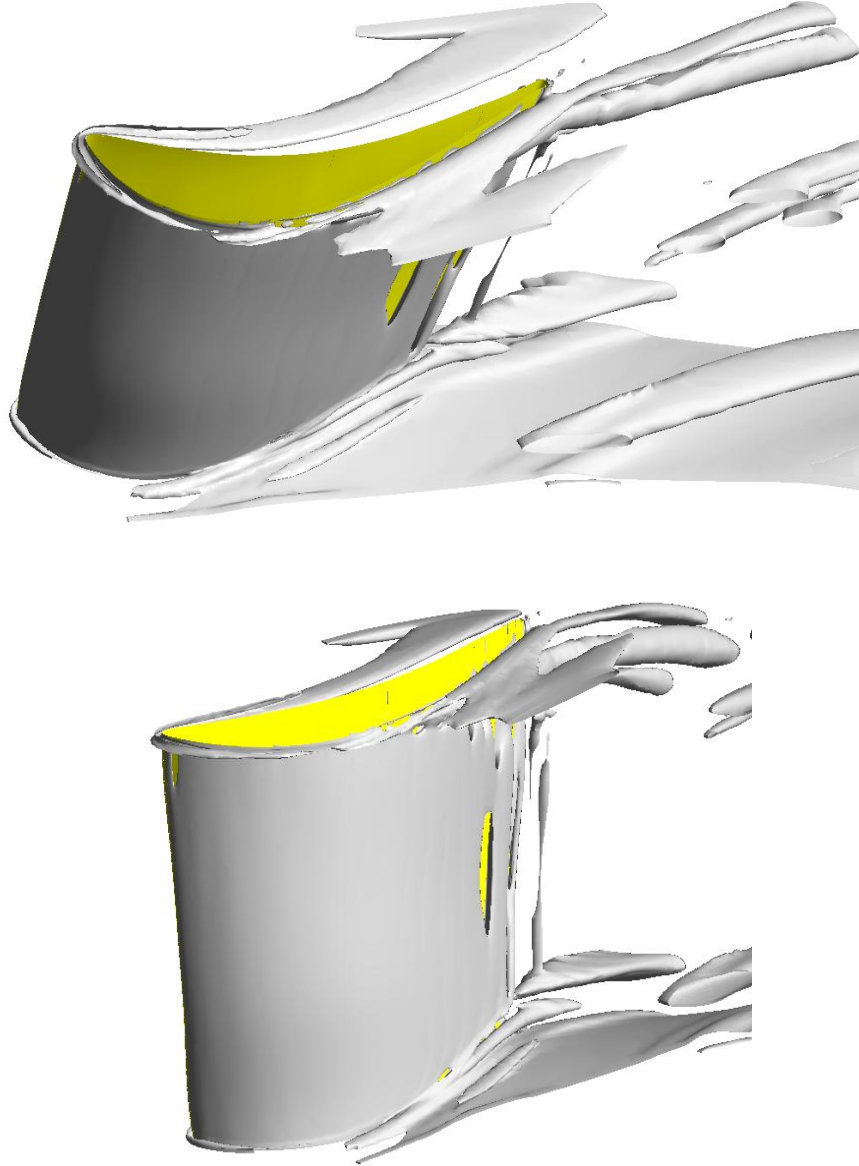
Şekil 4.19 : Farklı kesitlerde $t=30$ sn'de vortisite konturu.

Kanadın orta kesitte (H=0,5) emme tarafında yaklaşık olarak %50 eksenel açıklıkta başlayan ve kanat firar kenarına doğru şiddeti artan vorteks görülmektedir. Bunun dışında kanat firar kenarından sonra kanat ard izinden dolayı oluşan vortisite de görülmektedir.

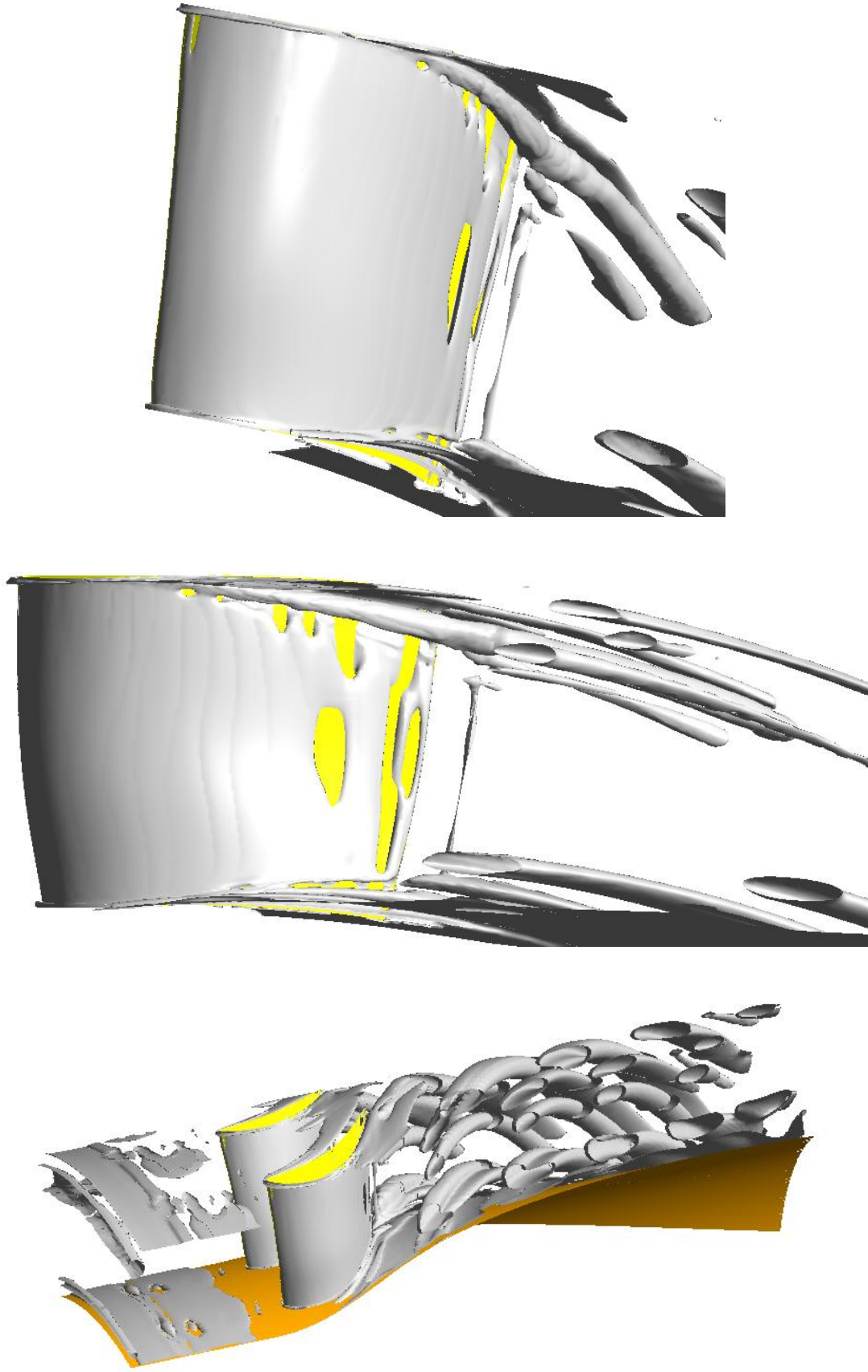
Şekil 4.20’de t=30sn için Q kriteri çizdirilerek farklı açılardan gösterilmiştir. Q kriteri aşağıdaki denklemle ifade edilmektedir:

$$Q = \frac{1}{2} \Omega^2 - S^2 \quad (4.8)$$

Burada Ω vortisite değeri ve S ortalama gerinim oranıdır (strain rate). Şekil 4.20 Q kriterinin 45 s^{-2} değeri için çizdirilmiştir.



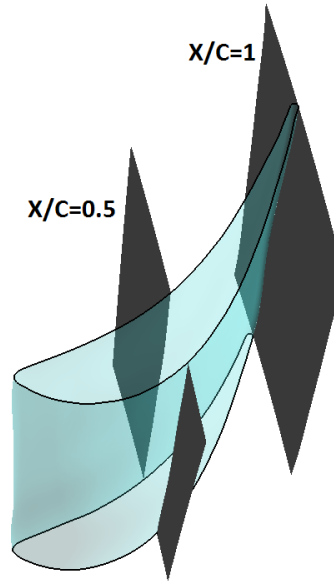
Şekil 4.20 : Q kriteri farklı açılardan gösterimi (t=30 sn).



Şekil 4.20 (devam) : Q kriteri farklı açılardan gösterimi ($t=30$ sn).

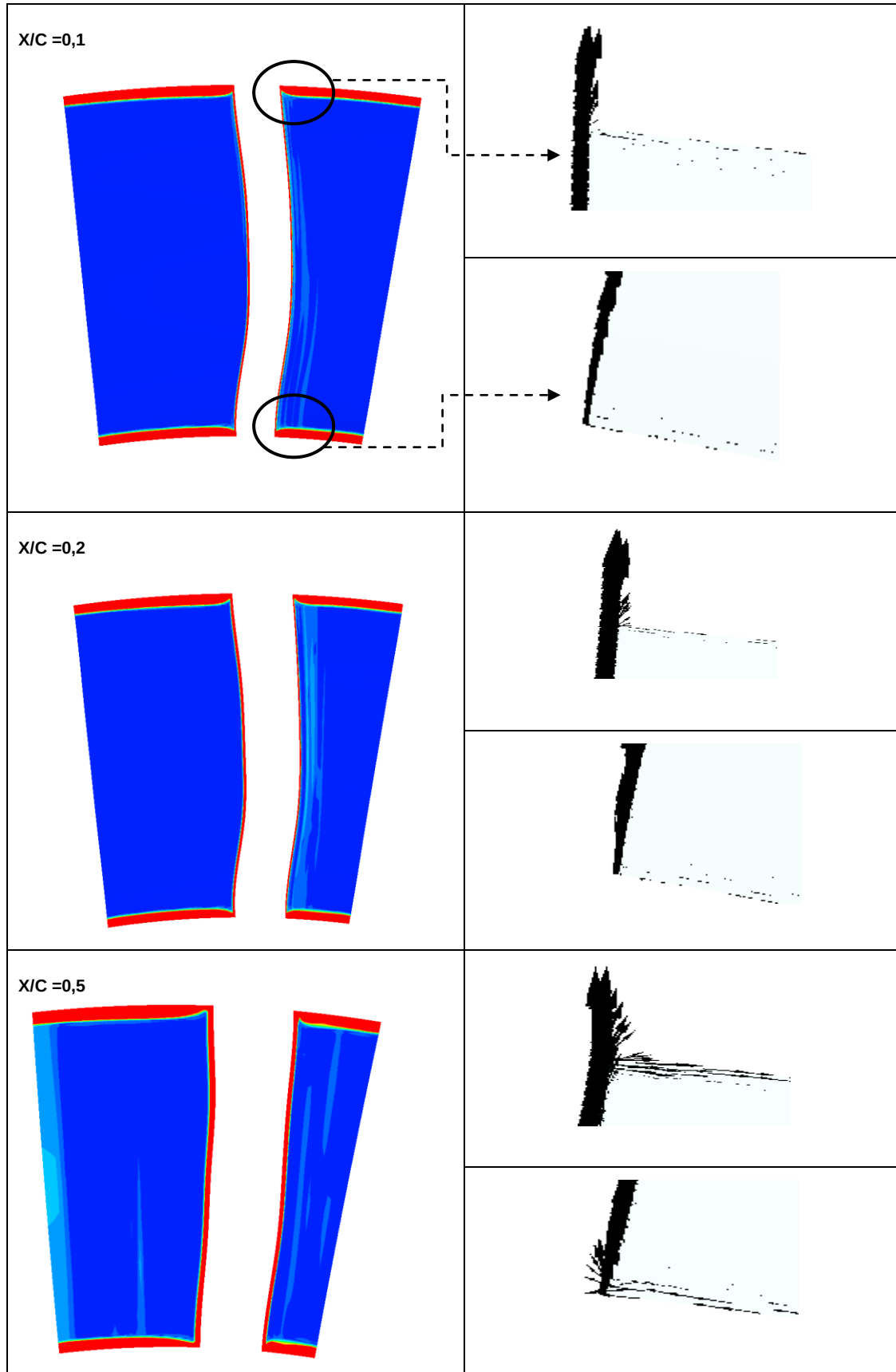
Şekil 4.20' ye bakılarak kanadın emme tarafında göbek ve gövde duvarlarına yakın bölgelerde at nalı vorteksleri görülebilmektedir. Sınır tabaka akışı duvardan ayrıldıktan sonra ana akış bölgesine girerek basınç farkından dolayı vorteks merkezine doğru yuvarlanır.

Kanat üzerinde kanada dik farklı birçok kesit alınarak akış detaylı bir şekilde incelenmeye çalışılmıştır. Şekil 4.21'de kanat üzerinde alınan farklı kesitlerden iki tanesi gösterilmiştir.

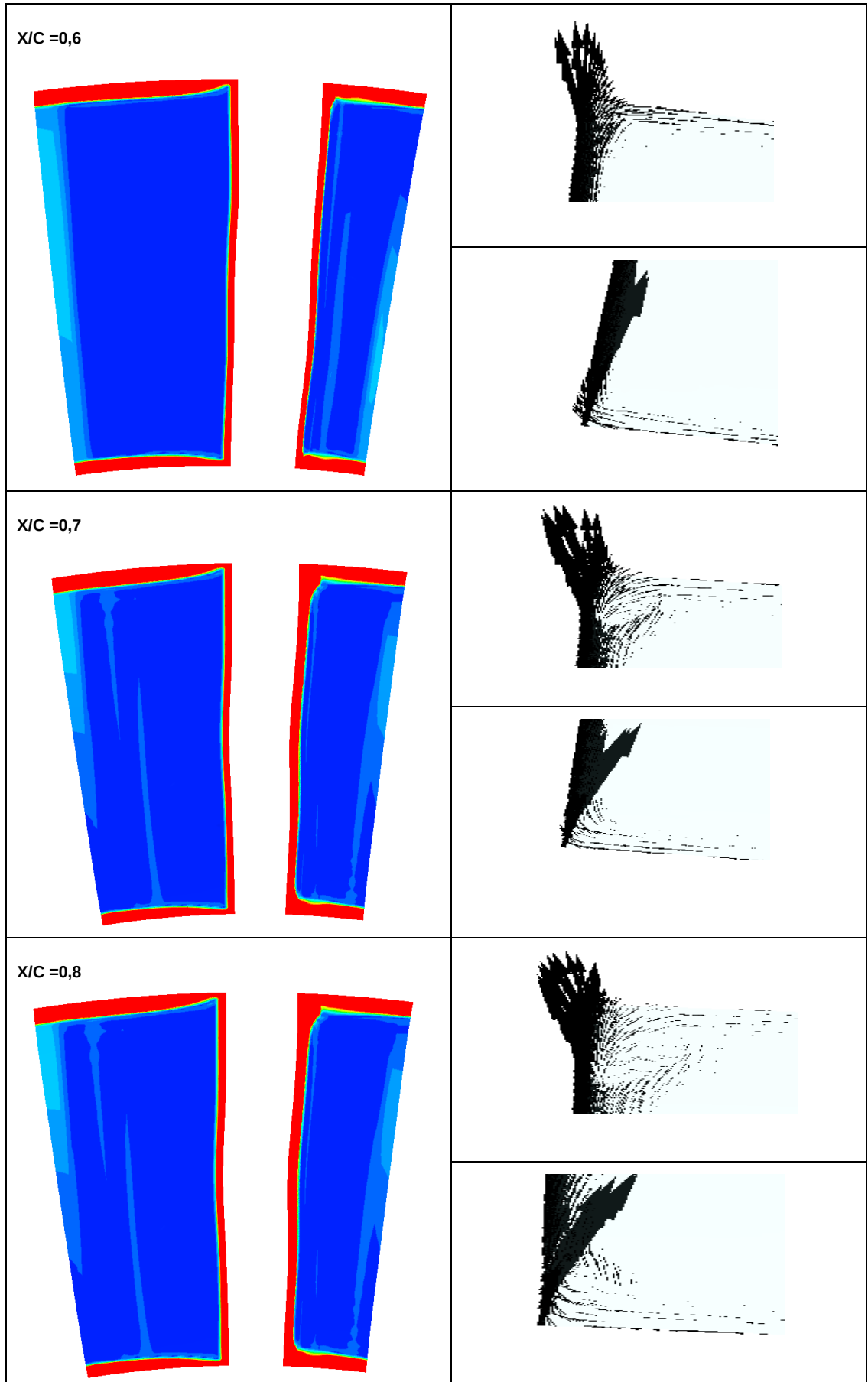


Şekil 4.21 : Kanat üzerinden alınan farklı kesitler.

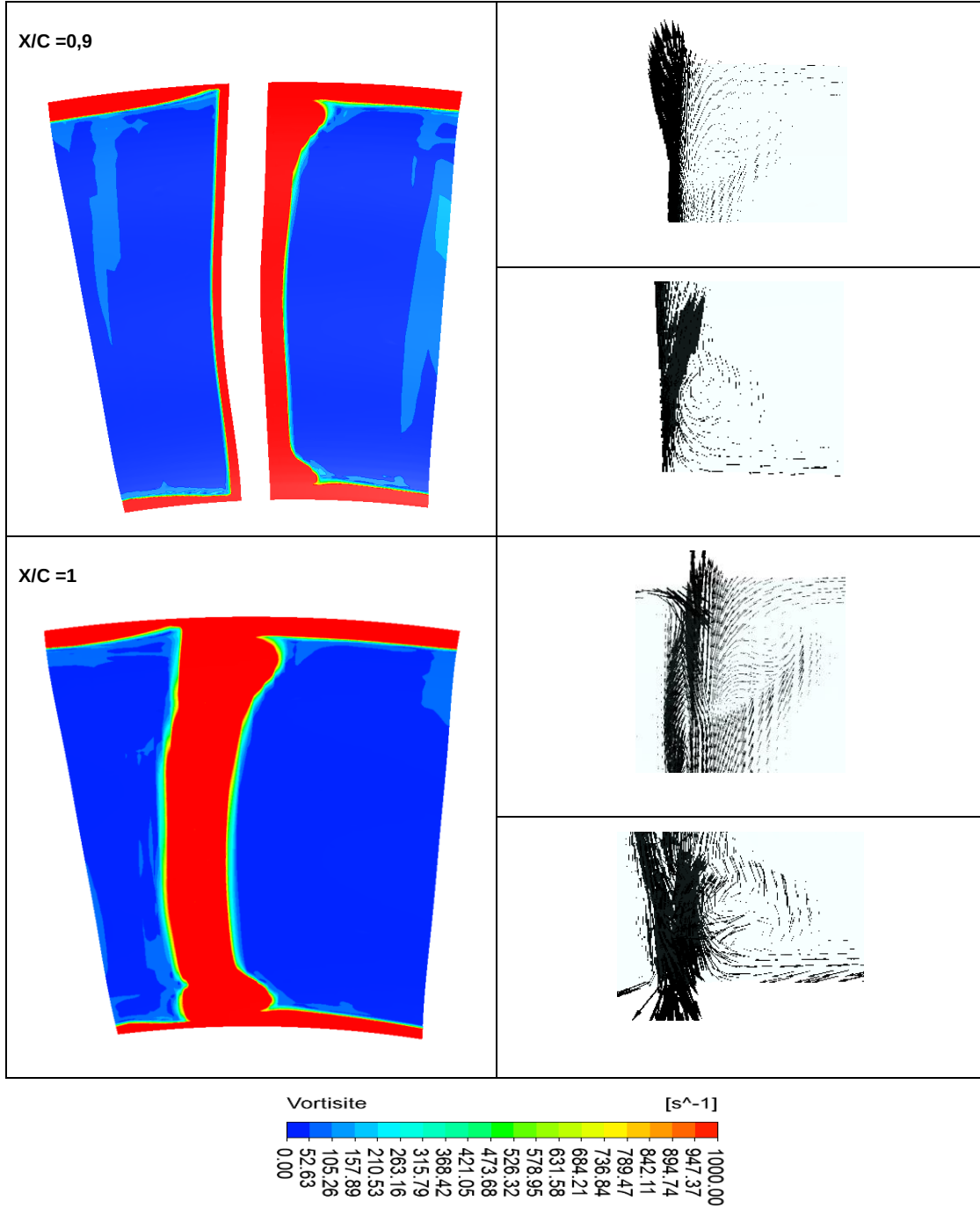
$X/C=0.1$ ile $X/C=1$ arasında birçok kesit alınarak vortisite konturları ve vektörleri çizdirilmiş ve Şekil 4.22'de gösterilmiştir.



Şekil 4.22 : Farklı kesitlerde vortisite konturları ve vektörleri (t=30 sn).



Şekil 4.22 (devam) : Farklı kesitlerde vortisite konturları ve vektörleri (t=30 sn).



Şekil 4.22 (devam) : Farklı kesitlerde vortisite konturları ve vektörleri (t=30 sn).

Vortisite konturlarına bakıldığında kanadın ilk yarısına kadar herhangi bir akış ayrılmasının olmadığı, ilk yarısından sonra kanadın emme tarafında gövde ve göbeğe bağlandığı kısımlarda vortisitenin şiddetinin arttığı ve akışın duvar yüzeyinden ayrıldığı görülmektedir.

5. SONUÇLAR

Bu tez çalışması ile elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir:

- Giriş hızının sabit verildiği zamandan bağımsız analizde taşıma ve sürüklenme katsayıları sırasıyla 2,83 ve 1,91 olarak bulunmuştur. Giriş hızında 10Hz'lik salınımın olduğu durumda ise ortalama taşıma ve sürüklenme katsayıları zamandan bağımsız analizdeki sonuçlara göre sırasıyla % 0,64 ve % 0,77 değişmiştir. Taşıma katsayısı bir periyot boyunca ortalama değerden maksimum % 0,62 saparken, sürüklenme katsayısı % 0,8 sapmıştır. Sürüklenme katsayısı taşıma katsayısına göre giriş koşulundaki değişime karşı daha hassastır. Bunun yanı sıra girişteki 10Hz'lik bir bozuntuda taşıma ve sürüklenme katsayılarındaki değişim ihmal edilebilecek kadar küçüktür.
- Stator girişinde verilen hız dalgalanması basınç ve emme tarafı için aynı olmasına rağmen basınç ve emme tarafındaki basınç dalgalanmaları aynı değildir.
- Kanadın ilk orta yarısına kadar yüksek olan basınç dalgalanması kanat firar kenarına doğru azalmaktadır. 8 numaralı noktadaki basınç değişiminin genliği 1 numaralı noktadaki genliğe göre yaklaşık % 70 daha azdır. Kanat firar kenarından 1 kanat genişliği uzakta alınan noktada ise 1 numaralı noktaya göre yaklaşık basınç değişiminin genliği % 91,5 azalmıştır.
- Kanat üzerindeki basınç değişiminin FFT'sine bakıldığında girişteki hızın frekansı ile aynı olduğu görülmüştür. Girişten itibaren akışta herhangi bir rezonansın olmadığı anlaşılmıştır.
- Göbek ve gövde arasındaki farklı kesitlerde 30. s'de vortisite konturları çizdirilmiş ve vortisitenin şiddetinin göbek ve gövde duvarlarına yaklaştıkça duvar etkisi nedeniyle arttığı, kanat orta kesitine doğru azaldığı görülmüştür.

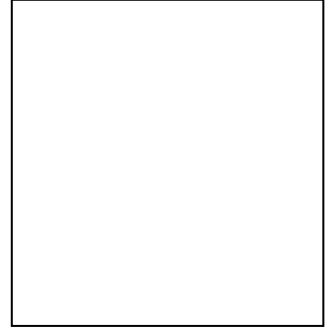
Sonuç olarak bu tez kapsamında herhangi bir nedenden dolayı giriş hızında 10 Hz'lik bir salınımın olması durumunda stator üzerindeki akış incelenmiştir. Yapılan

analizler sonucunda 10 Hz'lik bir bozuntunun statorda sönümlendiği, rotor üzerindeki akışa etkisinin olmadığı görölmüştür.

KAYNAKLAR

- [1] **Langston, L. S.** (n.d.). Secondary Flows in Axial Turbines- A review, Annals New York Academy of Sciences.
- [2] **Shavalikul, A.** (2009). A Time Accurate Prediction of The Viscous Flow in a Turbine Stage Including a Rotor in Motion (Doctoral dissertation). The Pennsylvania State University, Department of Aerospace Engineering, USA.
- [3] **Rose, M. G.** (1994). Non-Axisymmetric Endwall Profiling in the HP NGV's of an Axial Flow Gas Turbine, The American Society of Mechanical Engineers
- [4] **Yan, J., Gregory-Smith, D. G., ve Walker, P. J.** (1994). Secondary Flow Reduction in A Nozzle Guide Vane Cascade by Non-Axisymmetric End-Wall Profiling, The American Society of Mechanical Engineers
- [5] **Watanabe, H., ve Harada, H.** (1999). Suppression of Secondary Flows in a Turbine Nozzle with Controlled Stacking Shape and Exit Circulation by 3D Inverse Design Method, The American Society of Mechanical Engineers
- [6] **Liangjun, H., Ce, Y., Harold, S., Jizhong, Z., ve MingChia, L.** (2011). Chinese Journal of Mechanical Engineering, *Numerical Analysis of Nozzle Clearance's Effect on Turbine Performance* (Vol. 24, No. 4)
- [7] **Url-1** <http://web.itu.edu.tr/~yukselen/UCK348/SHY2-%20Ta%FE%FDn%FDm%20yay%FDn%FDm%20problemleri.pdf>>, erişim tarihi 19.11.2015.
- [8] **Zaccaria, M. A.** (1994). An Experimental Investigation into the Steady and Unsteady Flow Field in an Axial Flow Turbine (Doctoral dissertation). The Pennsylvania State University, Department of Aerospace Engineering, USA.

ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad : Sevil İNCİR
Doğum Tarihi ve Yeri : 14.11.1986 Üsküdar
E-posta : cinarsev@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2009, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen-Edebiyat Fakültesi, Fizik Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2012-2014 yılları arasında Figes A.Ş.'de CFD Mühendisi olarak çalıştı.
- 2015 yılından itibaren Alarko-Carrier San.Tic.A.Ş.'de Sayısal Analiz Uzmanı olarak çalışıyor.