

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**EKSENEL GAZ TÜRBİNİ KANAT UCU GEOMETRİSİNİN
HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE AEROTHERMAL TASARIMI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Cem Berk ŞENEL

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

Haziran 2016

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**EKSENEL GAZ TÜRBİNİ KANAT UCU GEOMETRİSİNİN
HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE AEROTHERMAL TASARIMI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Cem Berk ŞENEL
(503141109)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Y. Doç. Dr. Levent KAVURMACIOĞLU

Haziran 2016

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503141109 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Cem Berk ŞENEL, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “EKSENEL GAZ TÜRBİNİ KANAT UCU GEOMETRİSİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE AEROTHERMAL TASARIMI” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Y. Doç. Dr. Levent KAVURMACIOĞLU**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Kadir KIRKKÖPRÜ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Emre ALPMAN
Marmara Üniversitesi

Teslim Tarihi : 11 Temmuz 2016
Savunma Tarihi : 6 Haziran 2016





Aileme ve İrem'e,



ÖNSÖZ

Yüksek Lisans tez çalışmamın her aşamasında bana destek olan, yapıcı ve pozitif telkinleriyle motive eden, bilgi ve deneyimleriyle yol gösteren saygıdeğer tez hocam Y. Doç. Dr. Levent Kavurmacıoğlu'na sonsuz saygı ve teşekkürlerimi sunarım. Tez çalışmam süresince gaz türbinleri konusunda kıymetli tecrübeleriyle desteğini esirgemeyen Pennsylvania Eyalet Üniversitesi'nden Prof. Dr. Cengiz Camcı hocama teşekkürlerimi sunarım. Tez çalışmamda kullanmama izin verdiği AFTRF kanat profili ve deneysel verileri için kendisine ayrıca teşekkür ederim. Akademik eğitimim boyunca yetişmemde çok faydasını gördüğüm Prof. Dr. Kadir Kırkköprü hocama saygılarımı sunarım. Proje kapsamında beraber çalıştığımız, desteğini hiç esirgemeyen çalışma arkadaşım Araş. Gör. Hıdır Maral'a teşekkürlerimi sunarım. Beni her koşulda ve daima destekleyen değerli aileme ve Aslı İrem Orgun'a sonsuz teşekkürlerimi ve minnettarlığımı sunarım.

Bu Yüksek Lisans tez çalışması İstanbul Teknik Üniversitesi Hidromekanik Laboratuvarı'nda, TAI Döner Kanat Teknoloji Merkezi tarafından DKTM/2014/05 no'lu proje kapsamında desteklenerek gerçekleştirilmiştir. Projenin gerçekleşmesini sağlayan TAI Döner Kanat Teknoloji Merkezi'ne teşekkürlerimi sunarım.

Haziran 2016

Cem Berk ŞENEL
(Makina 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 Tezin Kapsamı ve Amacı	1
1.2 Literatür Araştırması	1
2. SAYISAL MODEL	9
2.1 Giriş.....	9
2.2 Yönetici Denklemler	9
2.3 RANS Denklemleri	10
2.4 SST k- ω Türbülans Modeli	11
3. HAD ÇÖZÜMLERİ.....	13
3.1 Giriş.....	13
3.2 Eksenel Türbin Deney Düzenegi AFTRF	15
3.3 Akış Hacmi.....	17
3.4 Çözüm Ağı	17
3.5 Sayısal Modelleme	20
3.6 Sınır Şartları	21
3.7 Yakınsama Testi.....	22
3.8 Ağdan Bağımsızlık Testi.....	23
3.9 Sayısal Doğrulama	25
4. AERO-TERMAL İNCELEME.....	29
4.1 Parametrik HAD Sonuçları	29
4.2 Performans Matrisinin Elde Edilmesi	30
4.3 Squealer Kanat Ucunun (CSQ) İncelenmesi.....	33
4.4 Emme Kenarı Kısmi Squealer Kanat Ucunun (PSQ) İncelenmesi	41
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	51
KAYNAKLAR	55
ÖZGEÇMİŞ.....	59



KISALTMALAR

AFTRF	: Eksenel Türbin Deney Düzenegi
CHV	: Kavite at-nalı vorteksi
CSQ	: Squealer kanat ucu
CSV	: Gövde vorteksi
CVV	: Kavite vorteksi
DNS	: Doğrudan sayısal simulasyon
FL	: Düz kanat ucu
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
HV	: Göbek vorteksi
LE	: Hücüm kenarı
LES	: Büyük Girdap Simulasyonu
LV	: Sızıntı vorteksi
PS	: Basınç Kenarı
PSQ	: Emme kenarı kısmi squealer kanat ucu
PV	: Pasaj vorteksi
RANS	: Reynolds Ortalamalı Navier Stokes
SS	: Emme kenarı
TE	: Fırar kenarı
W	: Art izi



SEMBOLLER

c_p	: Sabit basınçta özgül ısı
C	: Kanat veter uzunluğu
C_a	: Kanat eksenel veter uzunluğu
C_p	: Basınç katsayısı
C_{p0}	: Toplam basınç katsayısı
C_t	: Kanat teğetsel veter uzunluğu
D_ω	: Çapraz yayılım terimi
G_k	: Türbülans kinetik enerjisi üretimi
G_ω	: Spesifik disipasyon üretimi
h	: Isı geçiş katsayısı; kanat yüksekliği
$\bar{h}$	: Ortalama ısı geçiş katsayısı
k	: Isı iletim katsayısı; türbülans kinetik enerjisi
$\dot{m}$	: Giriş debisi
$\dot{m}_l$	: Sızıntı debisi
p	: Basınç
q''_w	: Duvar ısı akısı
Q	: Toplam ısı yükü
s	: Squealer yüksekliği
S_k	: k denklemi kaynak terimi
S_ω	: ω denklemi kaynak terimi
t/h	: kanat ucu boşluğu
T	: Sıcaklık
T_g	: Referans sıcaklık
T_w	: Duvar sıcaklığı
u	: Hız
U_m	: Referans hız
w	: Squealer genişliği
y^+	: Boyutsuz duvar uzunluğu
Y_k	: k 'nın türbülans disipasyonu
Y_ω	: ω 'nın türbülans disipasyonu
Γ_k	: k 'nın efektif yayılımı
Γ_ω	: ω 'nın efektif yayılımı
ΔC_{p0}	: Toplam basınç kayıp katsayısı
μ	: Dinamik viskozite
ρ	: Yoğunluk
Φ	: Disipasyon
ω	: Özgül disipasyon



ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 3.1 : Squealer kanat ucu tasarım parametreleri.	14
Çizelge 3.2 : AFTRF performans parametreleri.	16
Çizelge 3.3 : AFTRF tasarım özellikleri.	16
Çizelge 3.4: Kenar sıklaştırma değerleri.	19
Çizelge 3.5: %97 kanat yüksekliğinde y^+ dağılımı.	21
Çizelge 3.6: Sınır şartları.	22
Çizelge 3.7: Kaba, ortak, sık çözüm ağlarına ait eleman sayıları.	24
Çizelge 3.8: FLUENT ve CFX için ΔC_{p0} ve f_j dağılımı.	27
Çizelge 4.1: Performans matrisi.	31
Çizelge 4.2: FL, CSQw21s30, CSQw24s12 karşılaştırması.	32
Çizelge 4.3: ΔC_{p0} karşılaştırması.	43
Çizelge 4.4: m_1/m karşılaştırması.....	46
Çizelge 4.5: f_j karşılaştırması.....	50



ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 3.1: Squealer kanat ucu.....	13
Şekil 3.2: Konsept görünüş.....	14
Şekil 3.3: AFTRF rotoru.....	15
Şekil 3.4: AFTRF deney düzeneği.	16
Şekil 3.5: Parametrik akış hacmi.	17
Şekil 3.6: Parametrik hegzonel çözüm ağı.	18
Şekil 3.7: Sıklaştırma yapılan kenarlar.	18
Şekil 3.8: Hücum kenarı etrafında hegzonel çözüm ağı.	20
Şekil 3.9: Firar kenarı etrafında hegzonel çözüm ağı.	20
Şekil 3.10: AFTRF kanat ucu giriş hız üçgeni.	22
Şekil 3.11: Yakınsama monitörleri.	23
Şekil 3.12: Düz kanat ucu için konsept görünüş.....	23
Şekil 3.13: %97 kanat yüksekliğinde C_p dağılımı.	24
Şekil 3.14: %97 kanat yüksekliğinde CFX ve FLUENT ile elde edilen C_p dağılımı.	25
Şekil 3.15: Kanat ucunda C_p dağılımı.....	26
Şekil 3.16: Çıkış düzleminde C_{p0} dağılımı.	26
Şekil 3.17: Kanat ucunda h dağılımı.....	27
Şekil 4.1: Squealer kanat ucu modelleri için ΔC_{p0} ve h_j değerleri.	30
Şekil 4.2: Tam squealer kanat ucu modelleri için normalize ΔC_{p0} ve h_j değerleri.....	30
Şekil 4.3: Squealer modelleri için m_l/m dağılımı.....	33
Şekil 4.4: Squealer kanat ucunda $0.27C_a$ 'da hız vektörleri ($s=1.2mm$, $s=1.8mm$)....	34
Şekil 4.5: Squealer kanat ucunda $0.27C_a$ 'da hız vektörleri ($s=2.4mm$, $s=3.0mm$)....	34
Şekil 4.6: Squealer kanat ucunda $0.59C_a$ 'da hız vektörleri ($s=1.2mm$, $s=1.8mm$)....	35
Şekil 4.7: Squealer kanat ucunda $0.59C_a$ 'da hız vektörleri ($s=2.4mm$, $s=3.0mm$)....	35
Şekil 4.8: Squealer modelleri için ΔC_{p0} dağılımı.....	36
Şekil 4.9: w ve s 'in ΔC_{p0} üzerindeki etkisi.....	37
Şekil 4.10: Tam squealer modelleri için h_j dağılımı.....	38

Şekil 4.11: Hücüm kenarı yakınında f_j dağılımı.	38
Şekil 4.12: Kanat ucunda akım iplikleri.	39
Şekil 4.13: Cavity ve squealer üst yüzeyinde f_j dağılımı.	39
Şekil 4.14: Squealer genişliğinin f_j üzerindeki etkisi.	40
Şekil 4.15: Squealer yüksekliğinin f_j üzerindeki etkisi.	40
Şekil 4.16: Düz, squealer ve kısmi squealer kanat ucu modelleri.	41
Şekil 4.17: Çıkış düzleminde ΔC_{P0} dağılımı.	42
Şekil 4.18: Kanat ucu boşluğunda akım iplikleri.	44
Şekil 4.19: $0.27C_a$ konumunda hız dağılımı.	45
Şekil 4.20: $0.59C_a$ konumunda hız dağılımı.	45
Şekil 4.21: FL, CSQ ve PSQ için m_1 dağılımı.	47
Şekil 4.22: Hücüm kenarı yakınında f_j dağılımı.	47
Şekil 4.23: Firar kenarı yakınında f_j dağılımı.	48
Şekil 4.24: Kanat emme kenarında f_j dağılımı.	49
Şekil 4.25: Kanat basınç kenarında f_j dağılımı.	49

EKSENEL GAZ TÜRBİNİ KANAT UCU GEOMETRİSİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE AEROTHERMAL TASARIMI

ÖZET

Türbomakina performansı kanat ucu boşluğundaki akış yapısına bağlı olup, üç boyutlu ve karmaşık bir yapıya sahiptir. Kanat ucu boşluğunda, basınç ve emme kenarı arasındaki yüksek basınç farkı nedeniyle sızıntı akışı oluşur. Sızıntı akışının türbin kanadında oluşan diğer ikincil akış yapılarıyla etkileşimi ve oluşan karmaşık akış yapıları hem rotordaki aerodinamik kaybın hem de kanat ucuna ısı geçişinin ciddi oranda artmasına neden olur. Sızıntı akışının olumsuz etkilerini azaltmak için literatürde çeşitli pasif kontrol yöntemleri geliştirilmiştir. Squealer kanat ucu, gaz türbinlerinde yaygın olarak kullanılan bir pasif kontrol metodudur. Kanat ucu yüzeyinde boşluklu bir yapı oluşturularak elde edilmektedir. Kanat ucunu mekanik hasarlardan korumak amacıyla geliştirilmiş bir tasarımıdır. Kanat ucunun gövde ile temasını engelleyerek olası bir mekanik problemde kanat yerine squealer yapısının zarar görmesi amaçlanır. Bir diğer pasif kontrol metodu ise emme kenarı kısmi squealer kanat ucudur. Bu yöntemde squealer yapısı yalnızca kanat emme kenarı boyunca bulunmaktadır. Tez kapsamında eksenel gaz türbinlerinde düz, squealer ve emme kenarı kısmi squealer kanat ucu modellerinin aero-termal karakteri ve akış fiziğine etkileri Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) çözümleri ile sayısal olarak incelenmiştir. Sıkıştırılamaz, daimi RANS denklemleri parametrik HAD analizleri ile çözülmüştür. Türbülans modeli olarak türbomakina gibi karmaşık akış yapılarına sahip akışlarda yaygın olarak kullanılan ve pek çok çalışmada deneysel verilerle doğrulanan SST k- ω kullanılmıştır. Kanat ucu ve gövde arasındaki kanat ucu boşluğu t/h tüm modeller için sabit olup %1.0 alınmıştır. Sayısal modelleme lineer kaskatta ve sabit gövde ile yapılmıştır. Tüm modeller için toplam basınç kayıp katsayısı, sızıntı debisi, toplam ısı yükü ve ortalama ısı geçiş katsayısı hesaplanmıştır. Squealer ve emme kenarı kısmi squealer uygulamalarının aero-termal performansı incelenmiş ve referans geometri olan düz kanat ucu ile kıyaslanmıştır.

Sonuçlar incelendiğinde squealer kanat ucunun hem düz hem de kısmi squealer kanat ucu modellerine göre daha düşük sızıntı debisi ve daha düşük aerodinamik kayıp yarattığı bulunmuştur. Bu nedenle, aerodinamik açıdan açıkça daha üstündür. Squealer kanat ucu aerodinamik kaybı düz kanat ucuna göre -%7.7 azaltırken, emme kenarı

kısmi squealerına göre -%6.7 azaltmıştır. Sızıntı debisi en düşük değerini squealer kanat ucunda ve en yüksek değerini kısmi squealer kanat ucunda almıştır. Squealer kanat ucu sızıntı debisini düz kanat ucuna göre -%20.9 azaltırken, kısmi squealer %11.1 artırmıştır. Termal açıdan ise en üstün tasarım emme kenarı kısmi squealer kanat ucudur. Emme kenarı kısmi squealerı ortalama ısı geçiş katsayısını düz kanat ucuna göre -%40.6 azaltırken en yüksek performanslı squealer kanat ucuna göre -%33.9 azaltmıştır.

Literatürde squealer yüksekliği ve squealer genişliğinin aerodinamik ve termal performansa etkisiyle ilgili geniş bir aralıkta incelenmiş sistematik bir çalışma bulunmamaktadır. Tezin ana amacı squealer yüksekliği ve squealer genişliğinin aerodinamik ve termal etkilerinin geniş bir aralıkta incelenmesidir. Hem squealer yüksekliğinin hem de squealer genişliğinin akışın fizikine etkileri, sızıntı debisi, aerodinamik kayıp ve ısı geçişi üzerindeki etkisi detaylı olarak irdelenmiştir.

AEROTHERMAL DESIGN OF AXIAL GAS TURBINE BLADE TIP USING COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS

SUMMARY

In order to allow the relative motion of blades and to prevent the blade tip surface from rubbing, clearance gaps between blades and casing are required in most turbomachinery systems. The overall performance of the turbomachines is strongly related to the flow within tip gap. The flow in tip gap is 3-dimensional and highly complex. The pressure difference across the pressure and suction side of the blade forms a leakage flow passed over the blade tip surface. The pressure driven flow throughout the gap results in approximately one-third of the aerodynamic loss in the rotor of an axial gas turbine. The flow structure in the tip gap is a significant source of inefficiency in terms of aerodynamic loss and heat transfer to the blade tip and casing. The leakage flow passes over the blade tip without being turned as the passage flow, thus a reduction in work extracted from the turbine is observed. The leakage flow is also a significant source of higher thermal loads on the blade tip platform which is exposed to the hot gas stream.

Leakage flow and its interaction with other secondary flows result in complex flow field around the turbine blade. It is responsible the aero-thermal inefficiency. In order to reduce the negative effects of complex secondary flow structures, there are several passive control methods in the literature such as squealer, partial squealer, winglet and carved blade tip. In the thesis study, numerical investigation of aerodynamic and thermal characteristics of squealer and PS partial squealer blade tip in a low-speed high-pressure unshrouded turbine rotor. The squealer tip provides an aerodynamic seal effect in the tip gap and an effective reduction in aerodynamic loss. It also protects the blade tip against the impact of hot leakage gases. Even the PS partial squealer tip is ineffective in terms of aerodynamic aspect, however it provides an excellent thermal resistance to high temperature leakage gases. Both two passive control methods have been widely used in modern gas turbines.

In this research, the effect of squealer and PS partial squealer tip section were examined in terms of the flow and heat transfer. Reference geometry for the comparison was the flat tip. The aero-thermal performance of the squealer and PS

partial squealer were compared with the flat tip. Complex secondary flow structures near the turbine blade and detailed flow physics were investigated.

A numerical study was carried out in this study. Although experimental investigations in the field of turbomachinery provide great insight into the flow physics, they may become expensive, difficult at times and time consuming. The Computational Fluid Dynamics (CFD) method becomes a significant tool to analyze the complex flow structure within the tip gap region of a turbomachine. A special emphasis was placed on obtaining three dimensional and complex grid systems in a parametric effort. The number of the cases for CFD computations, the solid model and the grid generation became significant productivity issues. The parametric study considerably reduced the production time for complex tip configurations and the grid generation process.

The axial turbine blade profile and experimental datas belongs to the Pennsylvania State University Axial Flow Turbine Research Facility (AFTRF). The tip profile of the AFTRF rotor blade that was used to create an extruded solid model of the axial turbine. The computational domain was obtained as a linear turbine cascade arrangement for a single blade passage. The inlet domain has the length of $1.0C_a$ and the outlet domain $3.0C_a$. Circumferential periodicity in the tangential direction was imposed. Tip clearance (t/h) of the blade was 1.0% for all cases. Numerical model was carried out with stationary casing. The computational domain was divided into multi-blocks as inlet, rotor and outlet domain. The number of blocks was 37 in order to provide a parametric definition and achieve a fully hexagonal grid in a simple way. Creating a multi-block flow domain enabled to use the multizone method in the ANSYS Meshing. The multizone method was used for the grid generation. Multizone, a type of blocking approach similar to ICEM CFD uses automated topology decomposition and generates a structured hexagonal mesh where blocking topology is available. Fully hexagonal elements were used in calculations to reduce the solution time and increase the accuracy as shown. The average number of elements in the grid was around 5 – 7 millions. An O-Grid topology for the boundary layer mesh was introduced to keep the y^+ value at a reasonable level. Its averaged value was 0.8 around the blade profile at the 97% of the span and lower than the 1.5 in this study.

Numerical calculations were obtained by solving the 3D, incompressible, steady and turbulent form of the Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) equations were solved with a finite volume discretization using commercial code ANSYS Fluent 16.0. Two equation turbulence model, SST $k-\omega$ was used. It yields close agreement with the experimental datas in the passive control literature. In order to use SST $k-\omega$ model, it is recommended to keep y^+ values smaller than 2. For all cases, the y^+ condition was satisfied.

Mass flow inlet and static pressure outlet boundary conditions were imposed. At the turbine inlet and outlet section, turbulence intensity and hydrodynamic length were defined as 0.5% and 110.36 mm respectively. Inlet velocity triangle at tip section, inlet mass flow and outlet static pressure data were taken from the AFTRF rotor. For thermal boundary conditions, inlet and wall temperature were at 50°C and 25°C respectively. Maximum velocity in the computational domain was less than 102 m/s, thus compressibility effects were not considered. No slip boundary condition was applied to all cascade walls.

Convergence level of the continuity, momentum, k and ω equations was the order of 10^{-3} and for the energy equation 10^{-6} . Difference between mass flow at the inlet and outlet was monitored. Static pressure point monitor for the convergence test was introduced at the tip gap midpoint. The convergence test satisfied a sufficient level for the convergence. Grid independence test was performed for coarse, medium and fine mesh of the flat tip. For the numerical validation ANSYS CFX and ANSYS Fluent codes were compared in terms of flow and heat transfer.

In the literature, there was not any study about effect of squealer width and height on both aerodynamic and thermal performance in a wide range. For this reason, the main aim in the thesis study was understanding the effects of squealer width and height on the aero-thermal performance of squealer tip. In this study, also squealer side walls were taken into account for the heat transfer calculation.

Numerical analysis were performed for 28 different squealer tip geometries. 4 different squealer heights and 7 different squealer widths were computationally investigated with regards to leakage mass flow, aerodynamic loss and heat transfer coefficient. Significant effects were discovered and explained in detail. From the numerical calculations, squealer tip reduced the aerodynamic loss 7.7% and 6.7% and the leakage mass flow 20.9% and 32.0% compared to flat and PS partial squealer tip respectively. From the aspect of thermal performance, PS partial squealer tip much better than the other passive control methods. It reduced the averaged heat transfer coefficient 40.6% and 33.9% in comparison to flat and squealer tip respectively. In conclusion, while squealer tip had the highest aerodynamic performance, PS partial squealer tip had the thermal performance.



1. GİRİŞ

1.1 Tezin Kapsamı ve Amacı

Türbomakina performansı kanat ucu boşluğundaki akış yapısına önemli oranda bağlıdır. Kanat ucu boşluğundaki akış üç boyutlu ve oldukça karmaşık bir akıştır. Kanat ucu boşluğunda, basınç ve emme kenarı arasındaki yüksek basınç farkı nedeniyle sızıntı akışı oluşur. Sızıntı akışının türbin kanadında oluşan diğer ikincil akış yapılarıyla etkileşimi karmaşık bir akış alanı yaratarak rotordaki aerodinamik kaybı artırır. Sızıntı akışı aynı zamanda sıcak gaz akımından kanat ucuna olan ısı geçişini artırır ve kanat ucu üzerindeki termal gerilmelerin artmasına neden olur. Sızıntı akışının olumsuz etkilerini azaltmak için literatürde çeşitli pasif kontrol yöntemleri geliştirilmiştir. Squealer kanat ucu, gaz türbinlerinde yaygın olarak kullanılan bir pasif kontrol metodudur. Kanat ucu yüzeyinde boşluklu bir yapı oluşturarak elde edilmektedir. Tez kapsamında eksenel gaz türbinlerinde squealer kanat ucunun aero-termal performansı ve akış fiziğine etkileri Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) çözümleri ile sayısal olarak incelenecektir. Literatürde squealer yüksekliği ve squealer genişliğinin aerodinamik ve termal performansa etkisiyle ilgili geniş bir aralıkta incelenmiş sistematik bir çalışma bulunmamaktadır. Tezin ana amacı, geniş bir aralıkta squealer yüksekliği ve squealer genişliğinin aerodinamik ve termal performansa etkilerinin incelenmesidir. Tezin bir diğer amacı ise HAD analizlerini parametrik olarak çözmektir. Parametrik çalışma, akış hacmi ve çözüm ağı üretiminde zaman kaybını en aza indirmeyi ve modeller arasında daha etkin bir karşılaştırma yapılmasını sağlamaktadır.

1.2 Literatür Araştırması

Türbomakinalarda kanat ucu boşluğu, dönel harekete sahip kanat ile durağan haldeki gövde arasındaki boşluk olarak tanımlanmaktadır. Kanatların bağıl hareketine izin vermek ve ısıl genleşme sonucu ortaya çıkabilecek mekanik hasarı önlemek için kanat ile gövde arasında boşluk bırakılır. Kanadın basınç ve emme kenarı arasındaki yüksek basınç farkı, basınç kenarından emme kenarına doğru sızıntı akışına neden olmaktadır. Sızıntı akışı basınç kenarından ayrılırken dönerek sızıntı vorteksine dönüşür ve ana akım ile karışır [1]. Rotordaki aerodinamik kayıpların yaklaşık üçte biri sızıntı

vorteksinden kaynaklanır [2]. Denton'a göre, sızıntı akışı nedeniyle ana akımdaki azalma türbin işinin azalmasına neden olur [3]. Ayrıca sızıntı akışının ana akım ile karışması nedeniyle entropi artışı gerçekleşir. Sızıntı debisindeki artış, entropi artışıyla dolayısıyla da aerodinamik kaybın artmasıyla orantılıdır. Sızıntı akışının diğer bir etkisi de kanat ucunda yüksek ısı yüklerinin ortaya çıkmasına neden olmasıdır [4]. Sıcak ana akım kanat ucu boşluğuna yönelen kanat ucunda ayrılma ve yeniden birleşme nedeniyle yüksek ısı geçişine sebep olur [5].

Kanat ucu boşluğundaki akış türbomakina aero-termal performansını önemli ölçüde etkiler. Bu nedenle, sızıntı akışı ile ilgili fiziğin anlaşılabilmesi ve sızıntı akışının olumsuz etkilerinin azaltılabilmesi için literatürde deneysel, analitik ve sayısal olmak üzere çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Kanat ucu boşluğu bulunmayan yanaklı türbinler, oldukça yüksek verim elde edilmesine karşın mekanik yükler ve soğutma problemlerinden kaçınmak amacıyla pek tercih edilmezler. Bu nedenden ötürü yanaksız türbinlerde sızıntı akışı, yanaklı türbinlere oranla daha geniş bir literatüre sahiptir.

Moore ve Tilton [6] sızıntı akışını lineer türbin kaskadında deneysel ve analitik olarak incelediler. Potansiyel akış teorisini karışma işlemi ile birleştirerek analitik bir model geliştirdiler. Kanat ucu boşluğunda akışın en dar kesiti olan vena contractaya kadarki statik basınç dağılımı deneysel sonuçla örtüşmektedir. Vena contractadan sonraki karışma bölgesinde, karışmadan kaynaklı basınç artışı da benzer şekilde deneysel sonuçla örtüşmüştür.

Bindon [7] lineer türbin kaskadı üzerinde deneysel çalışmalar yaptı. Kanat ucu boşluğundaki toplam aerodinamik kaybın %13'ünün gövde yüzeyi ve ikincil akışlar nedeniyle, %48'inin sızıntı akışı ve ana akım arasındaki karışma nedeniyle, %39'unun ise kanat ucu boşluğundaki kayma nedeniyle oluştuğunu ölçtü.

Bindon ve Morphis [8] basınç kenarındaki yuvarlatmanın etkisini lineer türbin kaskadı üzerinde deneysel olarak incelediler. Yuvarlatılmış kanat ucunun kanat ucu boşluğu girişindeki ayrılma kabarcığını ortadan kaldırdığını, kaymadan kaynaklı kaybı azalttığını ancak daha yüksek bir karışma kaybı yarattığını buldular. Ancak toplam kayıpta önemli bir değişiklik gözlenmemiş. Çalışmalarında basınç kenarındaki yuvarlatma, sızıntı debisini azaltmış ve aerodinamik verimde önemli bir artış sağlamıştır.

Yaras ve Sjolander [9] aerodinamik kaybı kanat ucu boşluğundaki kinetik enerji ile ilişkilendiren bir kayıp modeli geliştirdiler. Kayıp modeli ile hesaplanan toplam kayıp, kısıtlı deneysel verileri ile uyumlu bir sonuç vermiştir.

Denton [3] eksenel türbinlerde kayıp mekanizmaları üzerinde çalışmış, kaybı entropi artışı ile ilişkilendiren bir model geliştirdi. Denton'un kayıp modeline göre, kanat ucu boşluğunda emme kenarı çıkış hızı arttıkça entropi ve dolayısıyla kayıp artmaktadır.

Sjolander ve Cao [10] düz kanat ucu üzerinde dört farklı kanat ucu boşluğunda deneysel ölçümler yaptılar. Ayrılma kabarcığının altında, basınç kenarına yakın bir bölgede ters yönde dönen daha küçük bir ayrılma kabarcığı tespit ettiler. Bu vorteksin kanat ucunda basınç kenarı yakınındaki yüksek ısı geçiş katsayısının ve yüksek kayma gerilmesinin sebebi olduğunu düşündüler.

Wang ve diğ. [11] lineer kaskat deney düzeneğinde duman kullanarak ikincil akış yapılarını ve bu yapıların birbirleriyle etkileşimlerini görüntüleyip, yeni bir kayıp modeli geliştirdiler.

Azad ve diğ. [12] lineer kaskat deney düzeneğinde 3 farklı kanat ucu boşluğu için aerodinamik ve termal ölçümler yaptılar. Kanat ucu boşluğundaki artışın sızıntı debisini ve ısı geçiş katsayısını artırdığını buldular.

Tallman ve Lakshminarayana [13] iki farklı kanat ucu boşluğu için HAD analizleri yaparak, kanat ucu boşluğu yüksekliği akış fiziği üzerindeki etkisini incelediler. Yapılan çalışmada Azad ve diğ. [12] çalışmalarındaki gibi kanat ucu boşluğundaki artış daha az sızıntı debisine, daha küçük sızıntı vorteksine ve daha az aerodinamik kayba neden olmuştur.

Kavurmacioglu ve diğ. [14] iki farklı kanat ucu boşluğu için, gövdenin bağlı hareketinin etkisini dahil ederek HAD analizleri yaptılar. Azad ve diğ. [12] ve Tallman ve Lakshminarayana [13] tarafından yapılan çalışmalarda olduğu gibi kanat ucu boşluğunun azaltılmasının sızıntı vorteksini küçülttüğünü buldular.

Literatürde kanat ucu boşluğundan kaynaklı kayıpları azaltabilmek amacıyla çeşitli öneriler ortaya konmuştur. İlk akla gelen çözüm yöntemlerinden biri kanat ucu boşluğunun kaldırılmasıdır. Kanat ucu boşluğunun kaldırılması türbinlerde verimi artırırken mekanik açıdan problemlere neden olmaktadır. Ayrıca türbin soğutmasında da sorunlar yaşanmaktadır. Bu noktada kanat ucu boşluğunun daraltılması ikinci bir çözüm önerisi olabilir. Boşluğun daraltılması sızıntı debisini düşürdüğünden kayıpları azalttığı bilinmektedir. Boşluk yüksekliğine bağlı olarak kanadın çepere sürtünmesinden dolayı zarar görebileceği riski, kanat ile çeper arasında minimum bir boşluk olması gerektiği çıkarımına olanak sağlar. Günümüzde kullanılan gaz türbinlerindeki kanat ucu boşlukları minimum % 0.5 seviyesinde tutulmaktadır. Kanat ucu boşluğundan kaynaklı aero-termal kayıpları azaltmak için kullanılan en etkin çözüm pasif kontroldür. Kanat ucunun şekillendirilmesiyle akışın kontrol altına

alınmasını sağlamaktadır. Literatürde en yaygın kullanılan pasif kontrol yöntemleri squealer, kısmi squealer ve winglet uygulamalarıdır.

Metzger ve diğ. [15] dar bir akış kanalı içerisinde dikdörtgen bir oyuk üzerinde deneysel ve sayısal ölçümler gerçekleştirdiler. Hem uç boşluğu-derinlik için hem de derinlik-genişlik için üçer farklı oran kullandılar. Oyuk derinliği artırıldığında oyuk alt yüzeyindeki ısı geçişinin düştüğü sonucunu elde ettiler.

Heyes ve diğ. [16] iki farklı lineer kaskat deney düzeneğinde deneysel ölçümler yaptılar. Aerodinamik performans tespiti için bir boyutlu akış modeli geliştirdiler. Hem deney hem de bir boyutlu akış modellerinden hareketle düz, emme kenarı kısmi squealer, basınç kenarı kısmi squealer kanat ucu modellerinin performanslarını karşılaştırdılar. Kısmi squealer uygulamaları düz kanat ucuna göre daha yüksek performans sağlamıştır. Basınç kenarı kısmi squealer uygulaması her iki uygulamaya göre daha düşük kayba neden olmuştur. Geliştirilen bir boyutlu model Moore ve Tilton [6] bir boyutlu modeline benzemekle beraber temel farklılık, kanat ucu boşluğundan ayrılan akışın tamamen karışmadan ayrılmasıdır. Geliştirilen bir boyutlu modelde, akışın en dar kesiti vena contractadan geçen akış genişlerken boşluk çıkışına gelindiğinde kısmen karışmaktadır. Boşluk çıkışında hem kısmi karışan bir art izi bölgesi hem de bu art izi bölgesi üzerinde izantropik jet olarak anlandırılan kayıpsız bir jet vardır.

Ameri ve diğ. [17] türbin kaskatlarındaki daimi akışın incelenmesi için geliştirilen TRAF3D.MB kodunu kullanarak dikdörtgen oyuk geometrisi üzerindeki akışı çözüp, sonuçların Metzger ve diğ. [15] deneysel sonuçları ile uyum içinde olduğunu buldular. Ardından gerçek türbin kaskatındaki akışı yine aynı kodla çözerek, squealer yapısının düz kanat ucuna kıyasla sızıntı debisini düşürdüğü ancak kanat ucuna olan ısı geçişini arttırdığı sonucunu elde ettiler.

Azad ve diğ. [18] 6 farklı squealer geometrisi üzerinde, tek bir kanat ucu boşluğu değeri için lineer kaskatta deneysel olarak ölçümler yaptılar ve bu tasarımların aero-termal performanslarını incelediler. Hem sızıntı debisinin hem de kanat ucunda ısı geçiş katsayısının en düşük olduğu tasarım, squealer ve basınç kenarı kısmi squealer uygulamalarına karşın emme kenarı kısmi squealer tasarımıdır.

Kwak ve Han [19] düz ve squealer kanat ucu için 3 farklı kanat ucu boşluğu değerinde lineer kaskatta deneysel ölçümler yaptılar. Ameri ve diğ. [17] aksine squealer kanat ucunun düz kanat ucuna göre ısı geçiş katsayısını azalttığını buldular. Yapılan çalışmada squealer üst duvarının oyuk alt yüzeyine göre daha yüksek ısı geçiş katsayısına sahip olduğu bulundu. Tıpkı düz kanat ucunda olduğu gibi [12; 13], kanat ucu boşluğundaki artışın squealer kanat ucu ısı geçiş katsayısını artırdığını tespit ettiler.

Kwak ve diğ. [20] 6 farklı squealer geometrisi üzerinde 3 farklı kanat ucu boşluğu değerinde lineer kaskat kullanarak ısı geçişini incelemek üzere deneyler yaptılar. Isı geçiş katsayısı en düşük değerini Azad ve diğ. [18] ölçümlerindeki gibi squealer ve basınç kenarı kısmi squealer tasarımlarına karşın emme kenarı kısmi squealer tasarımında aldı. Kanat ucu boşluğundaki artış, Kwak ve Han'da [19] olduğu gibi squealer kanat ucu ısı geçiş katsayısını artırmıştır.

Nasir ve diğ. [21] düz ve farklı squealer kanat ucu tasarımları için lineer türbin kaskatında sıvı kristal yöntemi kullanarak deneysel çalışma yaptılar. İki farklı kanat ucu boşluğunda, hem düz hem de squealer kanat ucu için kanat ucu boşluğu arttıkça sızıntı debisi ve ısı geçiş katsayısı artmıştır. Minimum ısı geçiş katsayısı, squealer kanat ucunda elde edilmiştir. Bütün kısmi squealer uygulamaları içerisinde, düz kanat ucuyla kıyasla yalnızca emme kenarı kısmi squealeri uygulaması ısı geçiş katsayısını azaltabilmiştir.

Camci ve diğ. [22] squealer ve kısmi squealer kanat ucunu aerodinamik açıdan deneysel olarak incelediler. Kısmi squealerin akım doğrultusundaki uzunluğunun sızıntı akışına karşı direnci etkilediğini buldular. Emme kenarı kısmi squealerinin, hem squealer hem de basınç kenarı kısmi squealerına göre daha iyi bir aerodinamik performans sergilediğini belirlediler.

Key ve Arts [23] düz ve squealer kanat ucundaki aerodinamik karakteri lineer kaskat ile deneysel olarak incelediler. Hem düşük hem de yüksek Re için, kanat ucu boşluğundaki hızın ve dolayısıyla aerodinamik kaybın squealer kanat ucunda düz kanat ucuna oranla daha az olduğunu belirlediler.

Newton ve diğ. [24] düz, squealer ve emme kenarı kısmi squealer tasarımları üzerinde iki farklı kanat ucu boşluğu için lineer kaskatta deneysel ve HAD çalışma yaptılar. Kanat ucu boşluğunun artması sızıntı vorteksinin büyüklüğünü ve şiddetini, aynı zamanda kanat ucundaki ısı geçişini de artırmıştır. Squealer aerodinamik açıdan, emme kenarı kısmi squealer kanat ucu ise termal açıdan daha iyi sonuç vermiştir.

Kavurmacioglu ve diğ. [25] emme kenarı kısmi squealeri üzerinde iki farklı efektif kanat ucu boşluğu değeri için gövdenin bağlı hareketinin etkisini dahil ederek HAD analizleri yaptılar. Efektif kanat ucu boşluğunun azalması aerodinamik kaybı azaltmıştır. Ayrıca, emme kenarı kısmi squealeri düz kanat ucuna göre daha düşük aerodinamik kayba sahiptir.

Mischo ve diğ. [2] gövdenin hareketini dahil ederek HAD analizleri yaptılar. Squealer kanat ucu içerisindeki oyuğun emme kenarı tarafını oyuk yönünde genişleterek yeni bir squealer geliştirerek aero-termal performansını düz ve squealer kanat ucu ile

karşılaştırdılar. Geliştirilen tasarım hem düz hem de squealer kanat ucuna göre aerodinamik kaybı ve toplam ısı yükünü azaltmıştır.

Wei ve diğ. [26] 5 farklı pasif kontrol metodu üzerinde HAD analizleri yaparak aerodinamik açıdan düz kanat ucu ile karşılaştırdılar. Düz ve emme kenarı kısmi squealer kanat ucuna kıyasla, en düşük aerodinamik kayıp squealer kanat ucunda gözlenmiştir. Sızıntı vorteksinin şiddeti, pasaj vorteksi kaybı ve toplam kayıp en düşük değerini squealer kanat ucunda almıştır. Emme kenarı kısmi squealeri her iki uygulamaya göre sızıntı vorteksinin büyüklüğünü artırsa da, düz kanat ucuna göre sızıntı vorteksinin şiddetini, pasaj vorteksi kaybını ve toplam kaybı azaltmıştır.

Krishnababu ve diğ. [5] düz, squealer ve emme kenarı kısmi squealer kanat ucu geometrilerinin hem aerodinamik hem de ısı performans etkilerini HAD analizleri ile sayısal olarak incelediler. Sızıntı debisi en düşük değerini squealer kanat ucunda alırken, ortalama ısı geçiş katsayısının en düşük olduğu uygulama emme kenarı kısmi squealeridir.

Zhou ve Hodson [27] iki farklı squealer yüksekliği ve genişliği değeri için squealer kanat ucu aero-termal performansını düşük hızlı lineer kaskatta hem deneysel hem de HAD çözümleri ile sayısal olarak incelediler. Squealer genişliği azaldıkça sızıntı debisi, aerodinamik kayıp, ısı geçiş katsayısı ve ısı yükü azalmıştır. Squealer derinliği arttığında, ısı geçiş katsayısı azalırken ısı yükü artmıştır. Squealer derinliğinin artması sızıntı debisini azaltmıştır. Çalışmada squealer yüksekliğinin aerodinamik etkisinin karmaşık olduğunu ve squealer genişliğine bağlı olarak aerodinamik kaybı artırabileceğini veya azaltabileceğini buldular.

Liu ve diğ. [28] düz, squealer, emme ve basınç kenarı kısmi squealer kanat ucu tasarımlarını lineer kaskatta sıcak türbin koşullarında HAD çözümleri ile aero-termal olarak incelediler. En düşük aerodinamik kayıp squealer kanat ucunda elde edilirken, emme kenarı kısmi squealer kanat ucunda düz kanat ucuna kıyasla biraz daha fazladır. En düşük ısı geçiş katsayısı emme kenarı kısmi squealer kanat ucunda elde edilirken, squealer kanat ucu düz kanat ucuna göre daha düşük ısı geçişine sahiptir.

Schabowski ve Hodson [1] düz, squealer, emme kenarı kısmi squealer ve winglet kanat ucu geometrilerini düşük hızlı lineer kaskatta deneysel ve HAD analizleri ile aerodinamik açıdan incelediler. Squealer ve emme kenarı kısmi squealer kanat ucu düz kanat ucuna göre daha düşük aerodinamik kayba sahiptir. Squealer kanat ucu, emme kenarı kısmi squealerına göre küçük bir farkla daha düşük aerodinamik kayıp yaratmıştır.

Hongwei ve Lixiang [29] düşük hızlı lineer kaskatta düz, basınç kenarı kısmi squealer, emme kenarı kısmi squealer ve squealer kanat ucu üzerinde deneysel ölçümler yaptılar.

En küçük sızıntı vorteksi squealer kanat ucunda ve en küçük pasaj vorteksi ise emme kenarı kısmi squealerında elde edildi. Squealer ve emme kenarı kısmi squealer kanat ucu tasarımları, sızıntı vorteksinin şiddetini azaltmıştır. Toplam aerodinamik kayıp düz kanat ucuna göre, basınç kenarı kısmi squealerında daha fazla, emme kenarı kısmi squealerında ise daha azdır. Minimum aerodinamik kayıp squealer kanat ucunda elde edilmiştir. Basınç kenarı kısmi squealerında, emme kenarı çıkışındaki hız düz kanat ucuna göre düşük olduğu için sızıntı vorteksinin çekirdeği emme kenarına yaklaşmıştır. Emme kenarı kısmi squealerında ise emme kenarı çıkışındaki hız düz kanat ucuna göre daha yüksek olduğu için sızıntı vorteksinin çekirdeği emme kenarından daha da fazla uzaklaşmıştır.

Aerodinamik kayıp genel olarak hem squealer hem de emme kenarı kısmi squealer kanat ucunda düz kanat ucuna göre daha düşük değerlerde olduğu görülmektedir. Nasir ve diğ. [21], Wei ve diğ. [26], Newton ve diğ. [24], Krishnababu ve diğ. [5], Liu ve diğ. [28], Schabowski ve Hodson [1], Hongwei ve Lixiang [29] squealer kanat ucunun, Azad ve diğ. [18], Kwak ve diğ. [20], Camci ve diğ. [22] ise emme kenarı kısmi squealer kanat ucunun daha düşük aerodinamik kayıp yaratacağını göstermiştir. Isı geçiş katsayısı ise genel olarak, en düşük değerini emme kenarı kısmi squealer kanat ucunda almıştır.

Türbin kanat ucu pasif kontrol yöntemleri literatüründe, bazı açıklar tespit edilmiştir. Bunlardan birincisi, squealer ve emme kenarı kısmi squealer kanat ucunun yarattığı aerodinamik kayıpla ilgili üretilen farklı düşüncelerdir. Bu tasarımların ikincil akış yapıları üzerindeki etkileri ile ilgili de farklı değerlendirmeler söz konusudur. İkincisi, squealer yan duvarların ısı geçiş katsayısına etkisinin dahil edildiği çok az çalışma bulunmasıdır. Üçüncüsü ve tezin ana odağı ise, squealer yüksekliği ve genişliğinin aerodinamik ve termal performansa etkisi ile ilgilidir. Bu konuda Zhou ve Hodson [27] tarafından yapılan bir araştırma olsa da, bu çalışmada 2 farklı genişlik ve 3 farklı yükseklik değeri kullanılmıştır. Bu aralık aerodinamik ve termal açıdan kompleks etkileri daha iyi anlayabilmek için genişletilmelidir. Tez kapsamında bu 3 açık üzerine gidilecek ve HAD analizleri ile düz, squealer ve emme kenarı kısmi squealer kanat ucunun aerodinamik karakteri daha detaylı incelenecektir.



2. SAYISAL MODEL

2.1 Giriş

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), analitik yöntemlerle doğrudan elde edilemeyen veya deneysel yollarla ölçülmesi zor olan karmaşık problemlerin sayısal yöntem ve algoritma kullanımıyla çözümlenmesini sağlayan bir bilim dalıdır. Günümüzde karmaşık pek çok mühendislik probleminin çözümünde önemli avantajlar sağlamaktadır. Hem bilimsel ve akademik çalışmalarda hem de endüstride her geçen gün daha da yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Tez kapsamında eksenel gaz türbinlerinde düz, squealer ve kısmi squealer kanat ucu tasarımlarının akış fiziğine etkilerinin incelenmesinde HAD çözümlerinden yararlanılacaktır. HAD ile elde edilen bilgiler yardımıyla gaz türbini aerodinamik ve termal performansı detaylı olarak incelenecektir.

2.2 Yönetici Denklemler

Süreklilik, momentum ve enerji denklemleri sabit özellikli Newton tipi akışkan için sıkıştırılamaz, daimi, laminar akış koşullarında Kartezyen koordinatlarda elde edilecektir. Yer çekiminin etkisi ihmal edilmiştir.

Süreklilik

u hız olmak üzere, kütle korunumu bir kontrol hacmi için tensörel notasyon ile yazılacak olursa sıkıştırılamaz, daimi, laminar akış için,

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.1)$$

Momentum

Sıkıştırılamaz, daimi, laminar akış için Newton'un ikinci yasası bir kontrol hacmi için yazılırsa,

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (2.2)$$

Burada ρ akışkanın yoğunluğu, μ ise dinamik viskozitesi ve p ise basıncıdır.

Enerji

T sıcaklık olmak üzere, termodinamiğin 1. Yasası bir kontrol hacmi için yazıldığında,

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho C_p T u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \Phi \quad (2.3)$$

C_p ve k sırasıyla akışkanın sabit basınçta özgül ısı ve ısı iletim katsayısı değerleridir. Φ ise disipasyon terimidir.

2.3 RANS Denklemleri

Türbülanslı akışın HAD çözümleri, daimi akış durumunda bile laminar akış çözümlerinde daha zordur. Bunun nedeni, akışın türbülanslı olması durumunda daimi olmayan ve gelişigüzel üç boyutlu çevrintili yapılardan oluşan türbülans girdaplarının ortaya çıkmasıdır. Bazı HAD analizlerinde, Doğrudan Sayısal Simülasyon (Direct Numerical Simulation DNS) adı verilen akıştaki tüm türbülans girdaplarının çözüldüğü bir yöntem kullanılır. DNS yönteminde tüm türbülans girdapları çözüldüğü için büyük bilgisayarlar ve çok uzun CPU zamanları gerekir. DNS'in basitleştirilmiş hali Büyük Girdap Simülasyonu (Large Eddy Simulation LES) yöntemidir. LES yönteminde büyük türbülans girdaplarının çözülür, küçük türbülans girdapları ise modellenir. Küçük girdapları çözme ihtiyacını ortadan kaldırdığı için gelişmiş bilgisayarlara duyulan ihtiyacı önemli oranda azaltır. Bir diğer yöntem ise tüm türbülans girdaplarının modellendiği ve Reynolds ortalamalı akış özelliklerinin kullanıldığı Reynolds Ortalamalı Navier Stokes (Reynolds Averaged Navier Stokes RANS) yöntemidir. Bu yöntemde türbülans girdapları çözülmez, matematiksel olarak modellenir [30]. RANS yöntemi, Reynolds ortalaması prensibine dayanıyor olup ortalama akış özellikleri hakkında bilgi sağlar. Reynolds ortalaması akışa ait herhangi bir özelliğin (hız, sıcaklık, basınç) $\phi(x,t)$ ortalama ve çalkantı değeri cinsinden ayrıştırılmasıyla elde edilir [31].

$$\phi(x, y, z, t) = \bar{\phi}(x, y, z) + \phi'(x, y, z, t) \quad (2.4)$$

Burada ortalama değer daimi türbülans durumunda,

$$\bar{\phi}(x, y, z) = \lim_{\tau \rightarrow \infty} \frac{1}{\tau} \int_t^{t+\tau} \phi(x, y, z, t) dt \quad (2.5)$$

Çalkantı değerinin ortalaması ise,

$$\overline{\phi'} = 0 \quad (2.6)$$

Akışa ait u , T , p özelliklerinin ortalama ve çalkantı değerleri süreklilik, momentum ve enerji denklemlerine yerleştirilip ortalaması alınırsa RANS denklemleri elde edilir [31].

Reynolds Ortalamalı Süreklilik

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.7)$$

Reynolds Ortalamalı Momentum

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u'_i u'_j} \right) \quad (2.8)$$

Reynolds Ortalamalı Enerji

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho C_p \bar{T} \bar{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \rho C_p \overline{T' u'_j} \right) + \Phi \quad (2.9)$$

Momentum ve enerji denkleminde görülen $\overline{u'_i u'_j}$ ve $\overline{T' u'_j}$ terimleri, iki çalkantı değerinin çarpımının ortalaması olup sırasıyla Reynolds gerilmeleri ve Reynolds taşınım akılarıdır. Probleme momentumun denkleminde ilave 6 bilinmeyen ve enerji denkleminde ilave 3 bilinmeyen eklenmiştir. Bu ilave bilinmeyenler nedeniyle çok sayıda bilinmeyen ve az sayıda denklem bulunmaktadır. Bu farklılık nedeniyle sistemi kapatmak için ek bağıntılar gerekmektedir. Buna kapatma problemi denir.

Günümüzde cebirsel, tek-denklemlilik, iki-denklemlilik ve Reynolds gerilme modelleri olmak üzere pek çok türbülans modeli olup, bunlardan en yaygın kullanılanı k - ϵ ve k - ω gibi iki-denklemlilik türbülans modelleridir. Bu modeller süreklilik, momentum ve enerji denklemlerine ilave olarak aynı anda çözülmesi gereken iki transport denklemi getirir [30].

2.4 SST k - ω Türbülans Modeli

SST k - ω türbülans modeli, F.R. Menter tarafından geliştirilmiştir. Bu türbülans modeli, k - ϵ ile k - ω modellerinin bileşimi olarak geliştirilmiştir. Model, her iki modelin eksikliğini gidermek için cıdardan uzaklığa bağlı tanımlanan bir fonksiyon (blending function) kullanarak çepere yakın bölgede k - ω modelini kullanırken cıdardan uzakta k - ϵ modelini kullanmaktadır [32]. k türbülans kinetik enerjisi ve ω özgül disipasyona karşılık gelir. Sıkıştırılmaz daimi akışta k ve ω transport denklemleri sırasıyla,

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (2.10)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \omega u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (2.11)$$

Burada G_k türbülans kinetik enerjisi üretimine, G_ω ise spesifik disipasyon üretimine karşılık gelir. k ve ω 'nın efektif yayılım sırasıyla Γ_k ve Γ_ω , k ve ω 'nın türbülans disipasyonu ise sırasıyla Y_k ve Y_ω 'dir. D_ω çapraz-yayılım terimidir. S_k ve S_ω sırasıyla kullanıcı tanımlı kaynak terimleridir [32].

Türbomakina akışları karmaşık yapıları akışlardır. SST k - ω türbomakina gibi karmaşık akış yapılarına sahip akışlarda yaygın olarak kullanılmakta olup, pek çok uygulamada deneysel verilerle doğrulanmıştır.

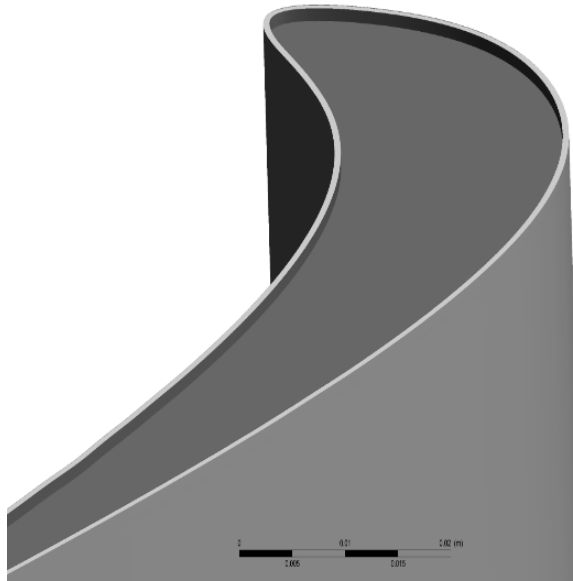


3. HAD ÇÖZÜMLERİ

3.1 Giriş

Squealer kanat ucu, sızıntı akışının olumsuz etkilerini azaltmak için gaz türbinlerinde yaygın olarak kullanılan bir pasif kontrol metodudur. Yapılan çalışmalarda squealer kanat ucu kullanımının aerodinamik ve termal performansı önemli ölçüde artırdığı hem deneysel hem de sayısal olarak gözlenmiştir.

Squealer kanat ucu, kanat ucunu mekanik hasarlardan korumak amacıyla geliştirilmiş bir tasarımıdır. Kanat ucunun gövde ile temasını engelleyerek olası bir mekanik problemde kanat yerine bu yapının zarar görmesi amaçlanmıştır. Bununla birlikte bu tasarımın aerodinamik ve termal performansa çeşitli etkileri gözlenmiştir. Squealer kanat ucu, Şekil 3.1’de olduğu gibi kanat ucu yüzeyinde boşluklu bir yapı oluşturarak elde edilmektedir. Oluşturulan boşluklu yapı sızıntı akışına karşı blokajı artırır ve sızıntı debisini azaltır. Sızıntı debisinin azalması kanat ucu emme kenarından ayrılarak emme kenarı çıkışında oluşan sızıntı vorteksini azaltır. Böylece kanattaki toplam basınç kaybı azalır ve aerodinamik performans artar.

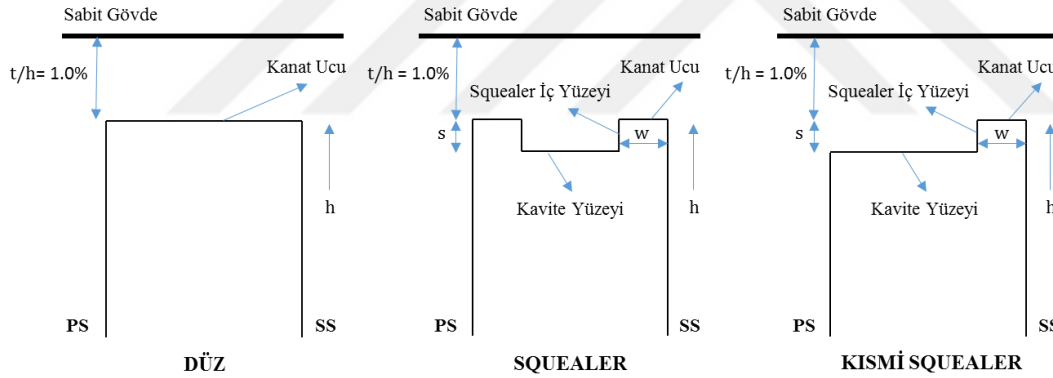


Şekil 3.1: Squealer kanat ucu.

Squealer kanat ucu, türbin kanadının termal performansını da artırır. Kanat ucundaki yüksek ısı geçiş bölgeleri ortadan kalktığı için squealer üst duvarındaki ısı geçişini azaltır. Oyuk içerisinde ise kavite yüzeyinin düşük ısı geçiş katsayılı olmasını sağlar. Yüksek sıcaklıktaki akışkandan kanat ucuna ısı geçişini azalttığı için hem kanat ucundaki ısı gerilmeler azalır hem de termal performans artar.

Tez kapsamında referans kanat ucu modeli düz kanat ucudur. Squealer kanat ucunun performansı düz kanat ucu ile kıyaslanacaktır. Squealer genişliğinin (w) ve squealer yüksekliğinin (s) akış fiziğine etkisi detaylı olarak incelenecektir. En yüksek aero-termal performansa sahip squealer genişliği ve squealer yüksekliği bulunacaktır. En iyi w - s değerinde, kısmi squealer kanat ucu tasarlanacaktır. Bu tasarımın akış fiziğine etkileri detaylıca incelenecek ve aero-termal performansı düz ve squealer kanat ucu ile karşılaştırılacaktır.

Düz, squealer ve kısmi squealer kanat ucu modellerine ait konsept görünüş Şekil 3.2’de verilmiştir. Tasarım parametreleri w ve s değerleri olup akış fiziğine etkileri incelenecektir. Kanat yüksekliği (h) tüm modeller için aynı olup 123 mm’dir. Kanat ucu ve gövde arasındaki kanat ucu boşluğu t/h tüm modeller için sabit olup %1.0 alınmıştır. Sayısal modelleme lineer kaskatta ve sabit gövde ile yapılmıştır.



Şekil 3.2: Konsept görünüş.

Tezin en önemli amacı, squealer yüksekliği ve squealer genişliğinin aerodinamik ve termal etkilerinin geniş bir aralıkta incelenmesidir. w ve s değişkenleri tasarım parametresi olarak tanımlanmış olup 7 genişlik x 4 yükseklik olmak üzere 28 farklı squealer tasarımı geliştirilmiştir. Genişlik ve yükseklik parametrelerine ait değerler Çizelge 3.1’de verilmiştir.

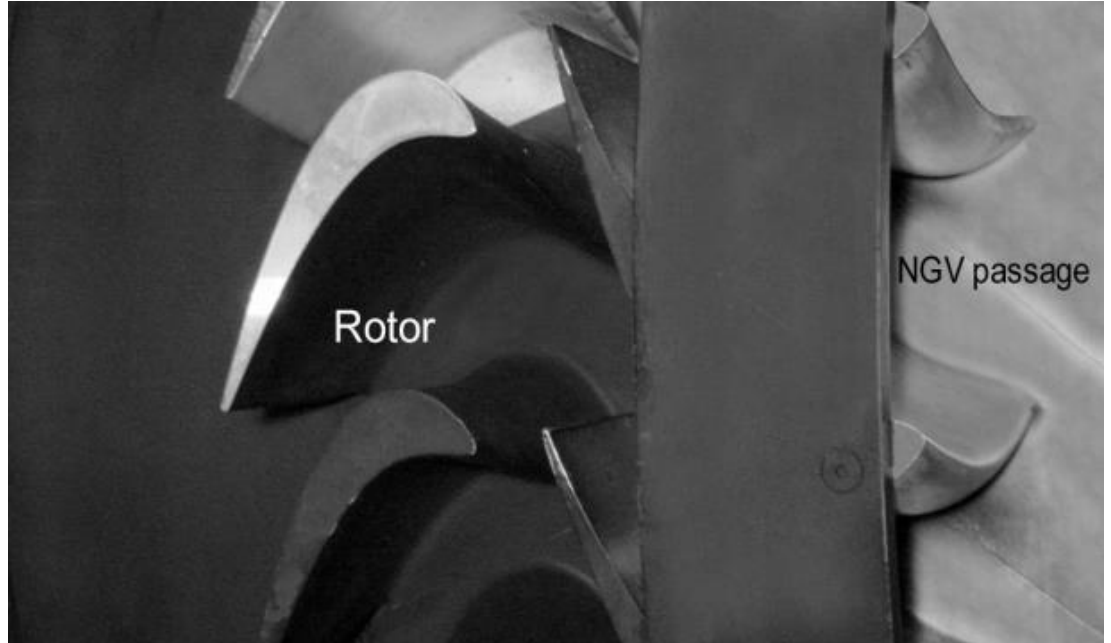
Çizelge 3.1 : Squealer kanat ucu tasarım parametreleri.

Tasarım Parametresi	Değer [mm]						
w	0.6	0.9	1.2	1.5	1.8	2.1	2.4
s	1.2	1.8	2.4	3.0			

Geliştirilen bu tasarımlar, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) uygulanarak incelenecektir. HAD analizlerinden alınan aerodinamik kayıp ve ısı geçiş katsayıları ile en iyi squealer yüksekliği ve genişliği belirlenecektir. 28 squealer tasarımı için 28 çözüme ihtiyaç duyulmaktadır. Her modele ait akış hacminin elde edilmesi, çözüm ağının üretilmesi ve analiz süresi göz önünde bulundurulduğunda, performans tahminlerinin hızlı bir şekilde yapılması gerekmektedir. Bu nedenle, tez kapsamında parametrik bir çalışma yürütülmüştür. Parametrik HAD analizleri ile akış hacmi ve çözüm ağı üretiminde zaman kaybı en aza indirilmiştir. Parametrik çalışma, aynı zamanda modeller arasında daha etkin bir karşılaştırma yapılmasına olanak vermiştir. Benzer topolojilerin hızlı bir şekilde kullanılmasını ve çözüm ağını oluşturan kenarlardaki eleman sayılarının sistematik bir şekilde tanımlanmasını sağlamıştır. Bu sayede, çözüm ağındaki tanımlamalardan kaynaklanabilecek farklılıkları ortadan kaldırmaktadır.

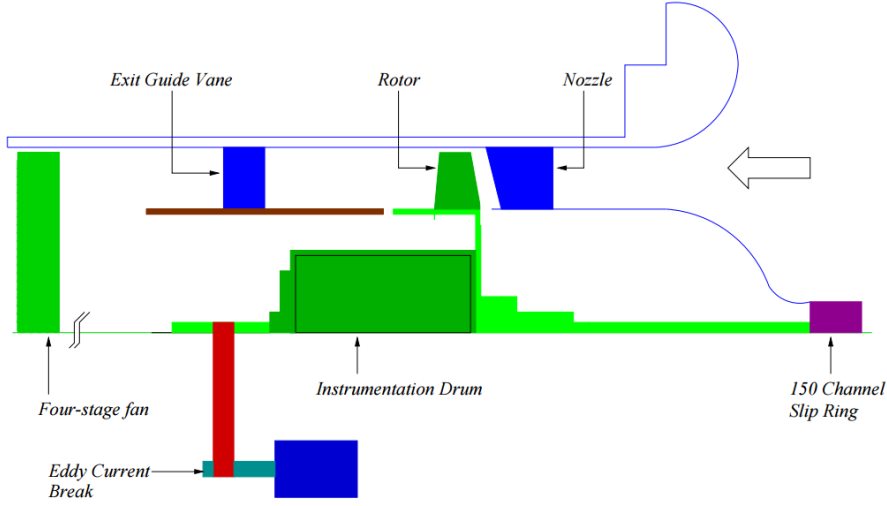
3.2 Eksenel Türbin Deney Düzeneği AFTRF

Kanat ucu profili, Prof. Dr. Cengiz Camcı'nın Pennsylvania Eyalet Üniversitesi Türbomakina Laboratuvarı'nda bulunan Eksenel Türbin Deney Düzeneği AFTRF rotorunun kanat ucu kesitinden alınmıştır. AFTRF deney düzeneği tek kademeli, soğuk akışlı bir türbindir. Şekil 3.3'te AFTRF rotoruna ait görünüş verilmiştir. Şekil 3.4'te ise AFTRF deney düzeneği verilmiştir.



Şekil 3.3: AFTRF rotoru.

AFTRF'ye ait performans parametreleri Çizelge 3.2'de ve tasarım özellikleri Çizelge 3.3'de detaylı olarak verilmiştir [33].



Şekil 3.4: AFTRF deney düzeneği.

Çizelge 3.2 : AFTRF performans parametreleri.

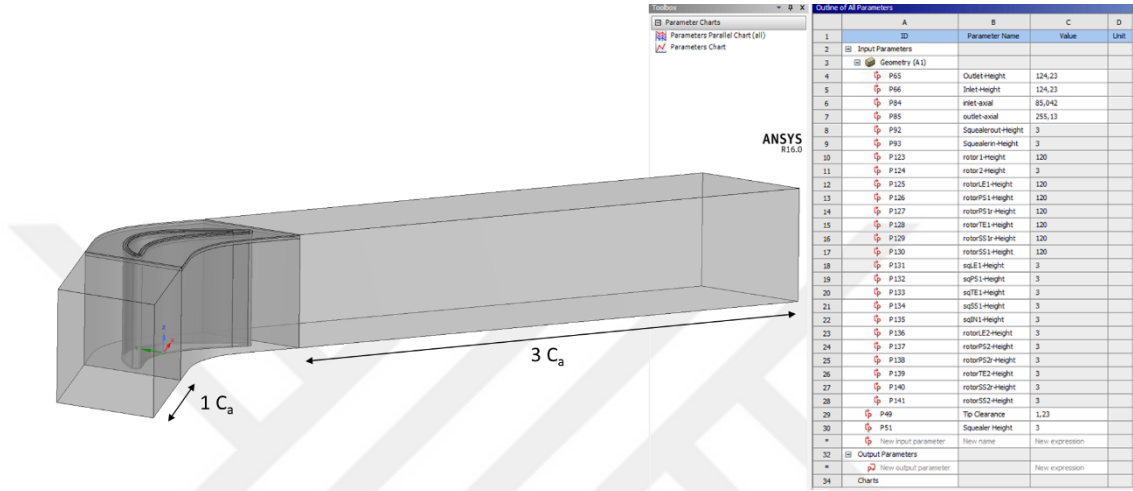
Parametre	Değer
Girişte Toplam Sıcaklık [K] : T_{01}	289
Girişte Toplam Basınç [kPa] : P_{01}	101.36
Kütleli Debi : Q [kg/s]	11.05
Dönel Hız : N [rpm]	1300
Toplam Basınç Oranı : P_{03} / P_{01}	1.0778
Toplam Sıcaklık Oranı : T_{03} / T_{01}	0.981
Basınç Düşümü [mmHg] : $P_{01} - P_{03}$	56.04
Güç [kW] : P	60.6

Çizelge 3.3 : AFTRF tasarım özellikleri.

Özellik	Değer
Rotor Göbek-Uç Oranı	0.7269
Kanat Ucu Yarıçapı [m] : R_{tip}	0.4582
Kanat Yüksekliği [m] : h	0.123
Kanat Ucu Bağlı Mach Sayısı	0.24 (maks.)
Rotor Kanadı (Kanat Ucu)	
Kanat	29
Veter [m]	0.1287
Dönme Açısı	95.42°
Maksimum Kalınlık [mm]	38.81
Kanat Ucu Boşluğu [mm]	1.27
$Re_{giriş}$	$2.5-4.5 \times 10^5$
$Re_{çıkış}$	$5-7 \times 10^5$

3.3 Akış Hacmi

Akış hacmi, tek kanat için lineer kaskat şeklinde ve AFTRF rotorunun kanat ucu profili kanat yüksekliği kadar uzatılarak elde edilmiştir. Akış hacmi parametrik olarak tanımlanmış olup, ANSYS SPACECLAIM kullanılarak tasarlanmıştır. Akış hacmi ve parametrik tanımlama Şekil 3.5'te verilmiştir. Akış hacmi giriş, rotor ve çıkış olmak üzere 3 ana parçaya ve 37 bloğa ayrılmıştır. Şekil 3.5'te parametrik blok yükseklikleri de verilmiştir. Giriş ve çıkış blokları sırasıyla $1C_a$ ve $3C_a$ uzunluğunda alınmıştır.



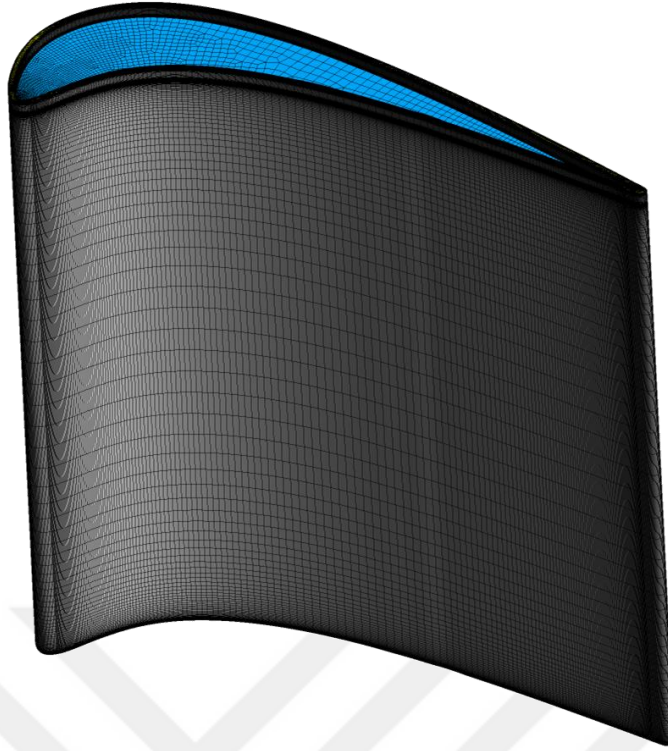
Şekil 3.5: Parametrik akış hacmi.

3.4 Çözüm Ağı

Akış hacminin bloklar şeklinde oluşturulması kontrollü bir çözüm ağı oluşturulmasına olanak sağlamaktadır. Yapılandırılmış hegzagonal çözüm ağı, ANSYS MESHING kullanılarak parametrik olarak üretilmiştir (Şekil 3.6).

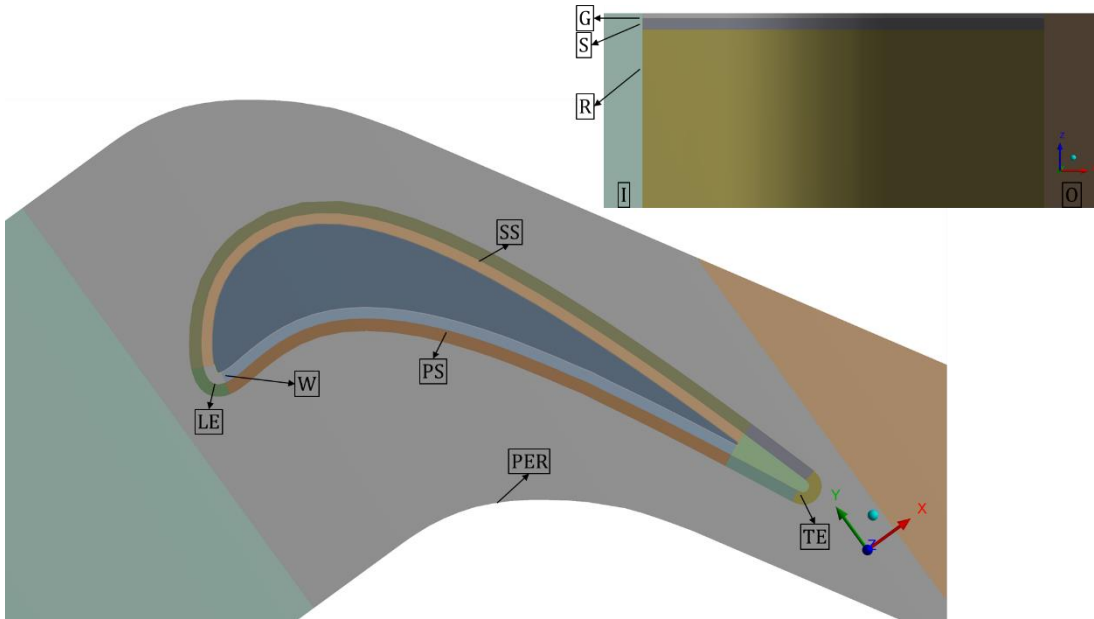
Çözüm ağı ICEM CFD alt yapısını kullanan, bloklama tabanlı Multizone yöntemi ile üretilmiştir. Çözüm ağındaki eleman sayısını önemli oranda azaltmak, çözümün doğruluğunu artırmak ve olası yakınsama problemlerinin önüne geçebilmek için hegzagonal elemanlar kullanılmıştır. Böylelikle yakınsama için gereken süre de kısaltılmıştır. Çözüm ağı 5-7 milyon hegzagonal elemandan oluşmaktadır.

Kanat ucu boşluğu oldukça dar bir kanaldır. Kanat ucu boşluğundaki akış fiziğinin anlaşılabilir olması için bu bölgede sık bir çözüm ağı oluşturulmalıdır. Sınır tabaka etkilerini gözlemleyebilmek ve ikincil akış yapılarını doğru bir şekilde elde edebilmek için kanat ucu boşluğunda, kavite içerisinde, gövde ve göbek yüzeylerine doğru sıklaştırma (clustering) yapmak gerekmektedir. Kanat ve squealer yan duvarlarına doğru sıklaştırma yapılırken O-Grid topolojisi kullanılmıştır.



Şekil 3.6: Parametrik hegzonal çözüm ağı.

Şekil 3.6'dan görülebileceği gibi, bloklu çözüm ağında cidar bölgelerine doğru kenar sıklaştırmaları yapılmıştır. Kenar sıklaştırması squealer yüksekliği ve squealer genişliğine göre parametrik tanımlanmış olup, sıklaştırma yapılan kenarlar Şekil 3.7'de verilmiştir. Bu kenarlara ait büyüme faktörleri ve bölme sayıları Çizelge 3.4'te verilmiştir.

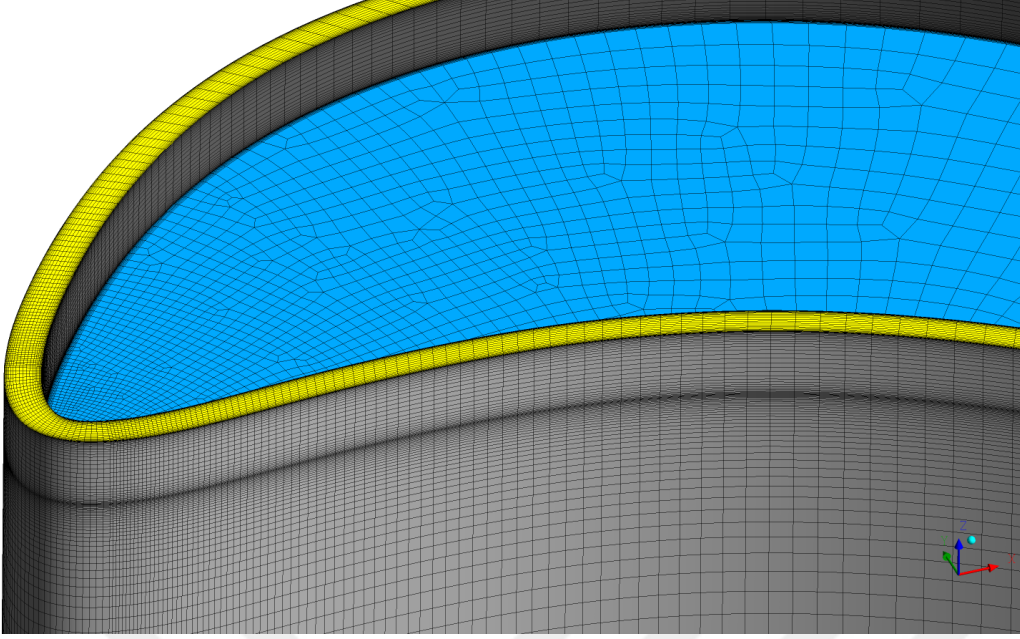


Şekil 3.7: Sıklaştırma yapılan kenarlar.

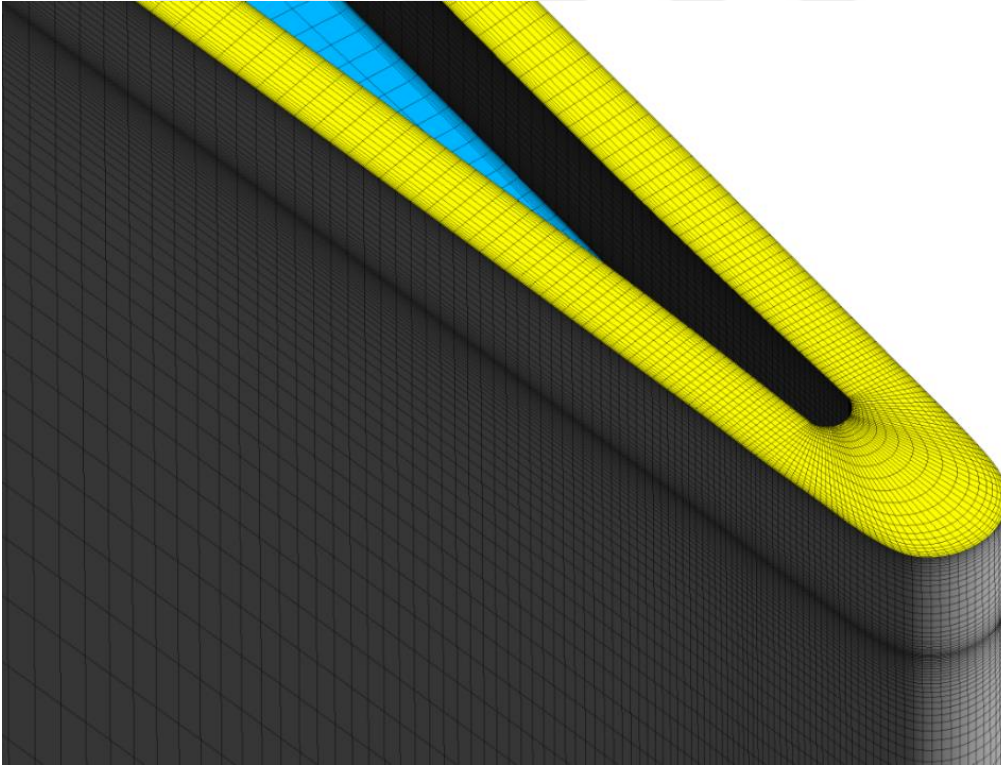
Çizelge 3.4: Kenar sıkılaştırma değerleri.

Sembol	Değer	Büyüme Faktörü	Bölme Sayısı
R	rotor-z yönünde	1.110	110
G	uç boşluğu-z yönünde	1.070	30
S	yükseklik-z yönünde (s12)	1.140	24
	yükseklik-z yönünde (s18)	1.180	26
	yükseklik-z yönünde (s24)	1.195	28
	yükseklik-z yönünde (s30)	1.190	30
W	genişlik-z yönünde (w06)	1.250	18
	genişlik-z yönünde (w09)	1.280	20
	genişlik-z yönünde (w12)	1.280	22
	genişlik-z yönünde (w15)	1.280	24
	genişlik-z yönünde (w18)	1.280	26
	genişlik-z yönünde (w21)	1.270	27
	genişlik-z yönünde (w24)	1.270	28
PS	basınç-kenarı	1.030	200
SS	emme-kenarı	1.030	218
LE	hücum-kenarı	0.000	30
TE	fırar-kenarı	0.000	30
I	giriş	1.122	15
O	çıkış	1.027	60
P	adım	1.010	100
PER	rotor-periyodik	1.010	150

Şekil 3.8’de hücum kenarı etrafında ve Şekil 3.9’da fırar kenarı etrafında hegzagonal çözüm ağı dağılımları verilmiştir. Sızıntı vorteksi, pasaj vorteksi, göbek ve uç at-nalı vorteksleri, emme ve basma kenarında oluşan köşe vorteksleri ve tüm bu vortekslerin ana akım ve sınır tabaka ile etkileşimleri karmaşık ikincil akış yapıları meydana getirmektedir. Bu karmaşık etkilerin doğru yakanabilmesi için kenar sıkılaştırmalarının düzgün bir şekilde yapılması gerekmektedir. Bu sıkılaştırmalar y^+ şartının sağlanabilmesi için de gereklidir.



Şekil 3.8: Hücüm kenarı etrafında hegzagonal çözüm ağı.



Şekil 3.9: Firar kenarı etrafında hegzagonal çözüm ağı.

3.5 Sayısal Modelleme

Çözüm ağı üretildikten sonra sayısal çözümler, ANSYS FLUENT 16.0 sonlu hacimler çözücüsünde yapılmıştır. Denklem (2.7), (2.8) ve (2.9)'da verilen sıkıştırılamaz, daimi RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes) denklemleri çözdürülmüştür.

Türbülanslı bir akışın doğru modellenebilmesinde temel unsurlardan biri, kullanılan türbülans modelinin seçimidir. Türbülans modeli olarak türbomakina gibi karmaşık akış yapılarına sahip akışlarda yaygın olarak kullanılan ve literatürdeki pek çok çalışmada deneysel çalışmalarla doğrulanan SST k- ω kullanılmıştır. Denklem (2.10) ve (2.11)'de k türbülans kinetik enerjisi ve ω özgül disipasyon transport denklemleri verilmiştir.

Çizelge 3.5: %97 kanat yüksekliğinde y^+ dağılımı.

Model	$y^+_{\text{profile,ort}}$	$y^+_{\text{profile,maks}}$
FL	0.82	1.51
CSQ (en yüksek)	0.81	1.49
CSQ (en düşük)	0.82	1.48
PSQ	0.82	1.49

SST k- ω türbülans modelini kullanabilmek için y^+ değerinin 2'den düşük olması gerekmektedir. Yapılan çalışmada düz (FL), en yüksek ve en düşük aero-termal performansa sahip squealer (CSQ) ve kısmi squealer (PSQ) kanat ucu modellerinde %97 kanat yüksekliğinde profil etrafında ortalama $y^+ \approx 0.80$ ve maksimum $y^+ \approx 1.50$ olup SST k- ω türbülans modelini kullanabilmek için gerekli y^+ şartı sağlanmıştır (Çizelge 3.5).

Sayısal modellemede basınç tabanlı akuple çözücü (Pressure Based Coupled Solver) kullanılmıştır. Basınç ayırıştırması için PRESTO (PREssure STaggering Option) ve momentum ayırıştırması için QUICK (Quadratic Upstream Interpolation for Convective Kinematics) şemaları kullanılmıştır. k, ω ve enerji denklemlerinin ayırıştırılmasında ise ikinci mertebe ileri fark kullanılmıştır.

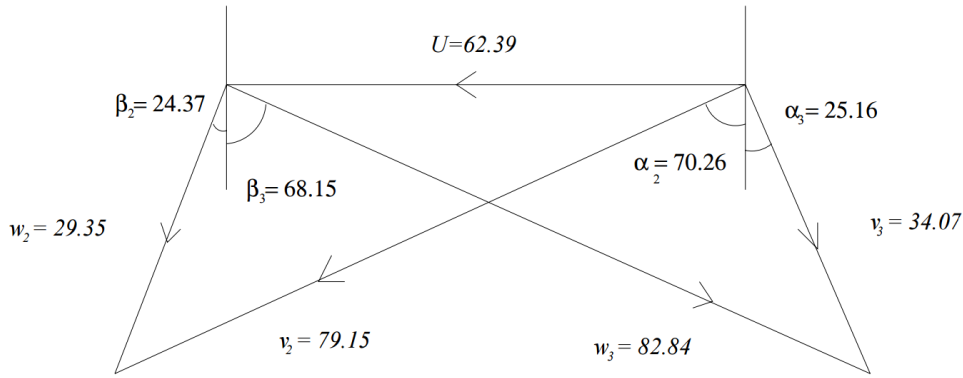
3.6 Sınır Şartları

Sayısal modelde kullanılan sınır şartları AFTRF deney düzeneğinde yapılan deneylerde kullanılan değerlerdir. Giriş, çıkış ve duvarlarda uygulanan sınır şartları Çizelge 3.6'da verilmiştir.

Kaskat girişinde akış türbine dik olarak girmemektedir. Akışa nozul ayar kanatlarında (Nozzle Guide Vanes) belli bir doğrultu kazandırılmaktadır. Akışın kaskat girişindeki doğrultusu, AFTRF kanat ucu giriş hız üçgeninden alınmıştır [34]. AFTRF kanat ucu giriş hız üçgeni Şekil 3.10'da verilmiştir.

Çizelge 3.6: Sınır şartları.

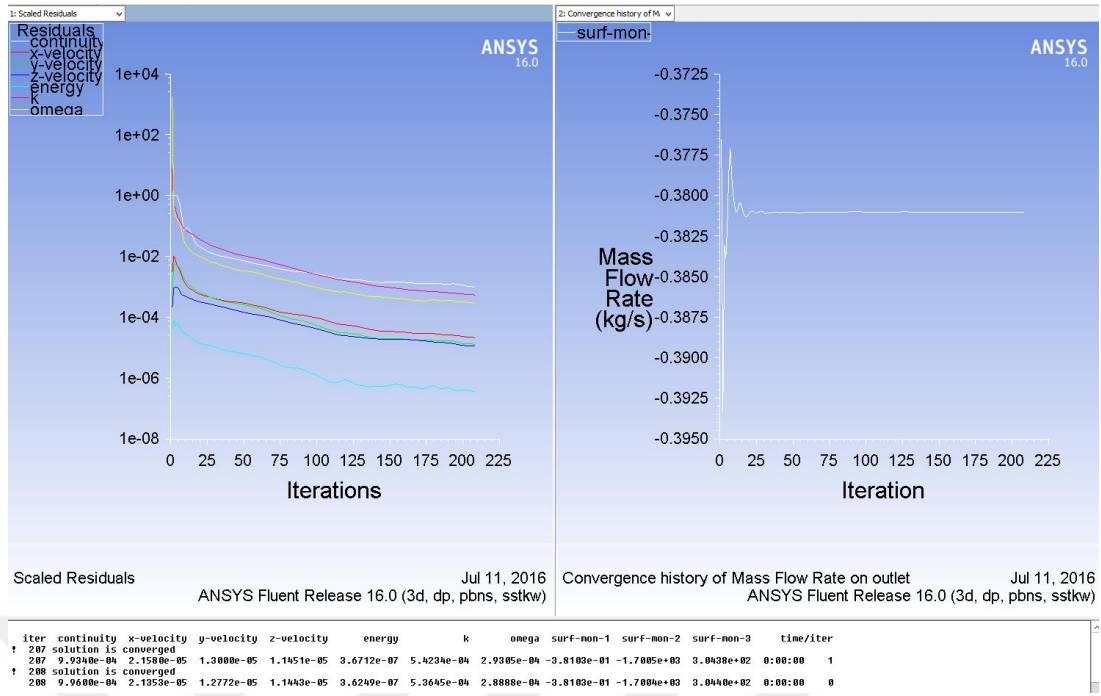
Sınır	Değer
Giriş	Kütlesel Debi : 0.38103 kg/s Sıcaklık : 50°C Türbülans Şiddeti : 0.5% Hidrolik Çap : 110.36 mm
Çıkış	Basınç : -3595 Pa Sıcaklık : 25°C Türbülans Şiddeti : 0.5% Hidrolik Çap : 110.36 mm
Duvarlar	Kaymama Şartı Sıcaklık : 25°C



Şekil 3.10: AFTRF kanat ucu giriş hız üçgeni.

3.7 Yakınsama Testi

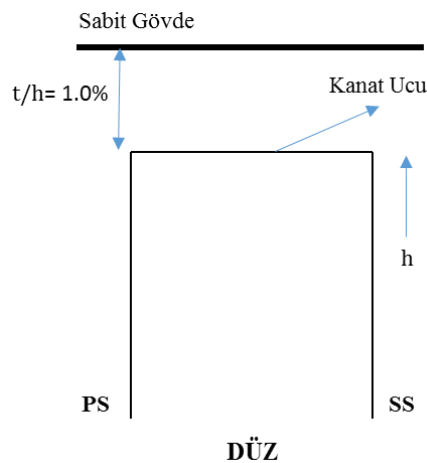
Yakınsama kriteri artıklar (residuals) süreklilik, momentum, k , ω denklemlerinde 1×10^{-3} 'den ve enerji denkleminde 1×10^{-6} 'dan düşük olacak şekilde belirlenmiştir. Ancak yakınsama için bu kontrol yeterli değildir. Yakınsama monitörleri oluşturmak gerekmektedir. Yakınsama monitörü olarak giriş ve çıkış düzlemleri arasında kütleli debi farkı tanımlanmıştır. Fark %0.003'ten küçük olup oldukça düşük bir değerdir. Ayrıca yakınsama sağlandığında çözüm 400 iterasyon kadar devam ettirilip kanat ucu boşluğu orta noktasında basınç tekrar hesaplandığında değişimin 0.3%'den düşük olduğu gözlenmiştir. Dolayısıyla çözümlerde iyi bir yakınsama elde edilmiştir (Şekil 3.11).



Şekil 3.11: Yakınsama monitörleri.

3.8 Ağdan Bağımsızlık Testi

Ağdan bağımsızlık çalışması düz kanat ucunda yapılmıştır. Kanat ucu boşluğunun %1 alındığı bu çalışmaya ait konsept görünüş Şekil 3.12’de verilmiştir. Karmaşık ikincil akış yapılarının etkin olduğu bölge kanat ucu boşluğudur. Bu nedenle sadece kanat ucu boşluğundaki eleman sayısı değiştirilmiştir. Kanat ucu boşluğu kanat doğrultusunda sırasıyla KABA, ORTA, SIK olmak üzere 30, 35, 40 elemana bölünmüştür. Eleman sayıları verilmiştir Çizelge 3.7’de verilmiştir. Yalnızca kanat ucu boşluğu sıklaştırıldığı için KABA-ORTA ve ORTA-SIK ağırları arasında yaklaşık 400 bin eleman fark etmiştir.



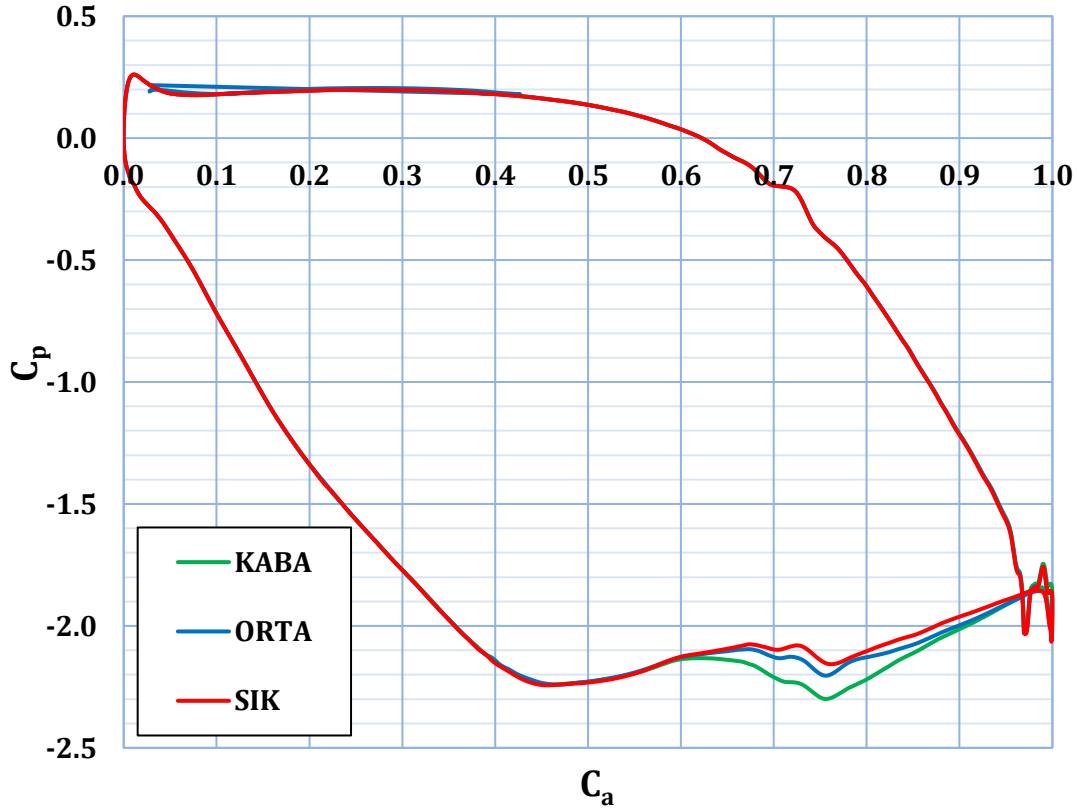
Şekil 3.12: Düz kanat ucu için konsept görünüş.

Çizelge 3.7: Kaba, ortak, sık çözüm ağlarına ait eleman sayıları.

Model	Eleman Sayısı	Bölme Sayısı
KABA	13,208,854	30
ORTA	13,593,447	35
SIK	14,002,526	40

Ağdan bağımsızlık testi çalışmalarında kullanılan eleman sayısı 13-14 milyon civarındadır. Düz, squealer, kısmi squealer karşılaştırmasında kullanılan çözüm ağlarının ise 5-7 milyon arasında olduğu belirtilmişti. Ağdan bağımsızlık testi, tez kapsamında yapılan ilk çalışmalardan olduğu için eleman sayısı ana çalışmadaki eleman sayısının 2 katıdır. Ayrıca çözücü olarak da ANSYS CFX 16.0 kullanılmıştır. Bu testte kullanılan çözüm ağı 21 bloktan oluşmaktadır. Ayrıca giriş ve çıkış domainleri sırasıyla $3C_a$ ve $6C_a$ 'dır. Giriş ve çıkış domaini $1C_a$ ve $3C_a$ olacak şekilde kısaltılıp, blok sayısı 37'ye çıkartılarak daha az elemandan oluşan ancak daha kontrollü ve daha iyi bir ağ yapısı elde edildi.

Şekil 3.13'de kaba, orta, sık çözüm ağları için %97 kanat yüksekliğinde basınç katsayısı, C_p dağılımı verilmiştir. C_p dağılımı her üç ağ için de genel olarak aynıdır.



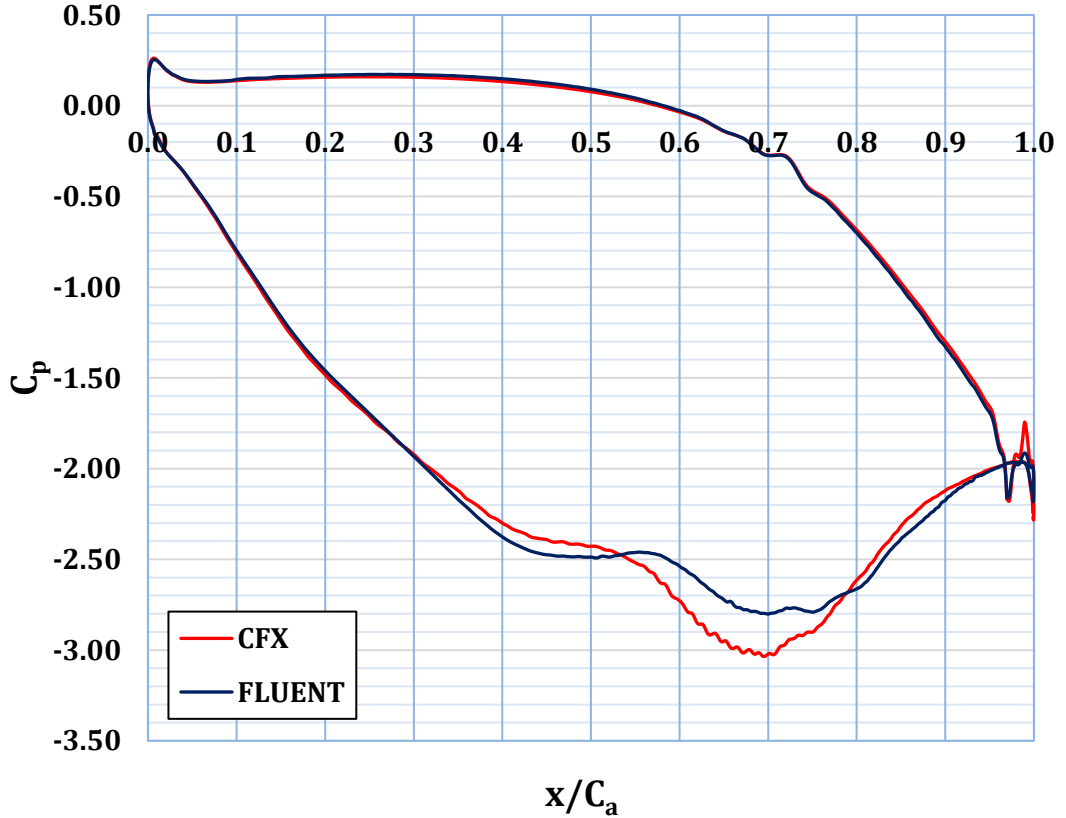
Şekil 3.13: %97 kanat yüksekliğinde C_p dağılımı.

Farklılık yalnızca emme kenarında $0.6-0.9C_a$ 'da ortaya çıkmıştır. Bu bölge sızıntı akışının maksimum olduğu bölgeye karşılık gelmektedir. Bu bölgede çözüm ağı sıklaştıkça C_p değerindeki farkın giderek azaldığı açıkça görülmektedir. Dolayısıyla ağdan bağımsızlığın elde edildiği söylenebilir.

3.9 Sayısal Doğrulama

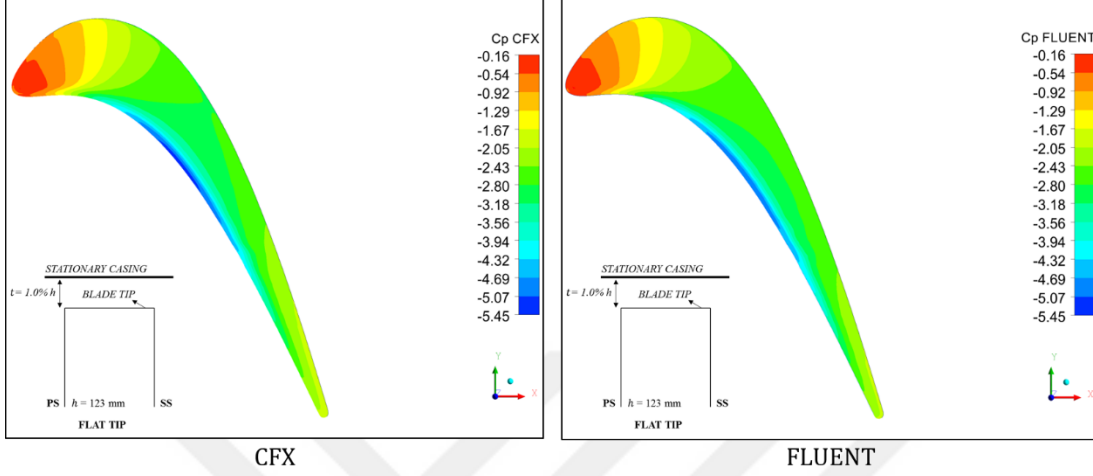
Sayısal doğrulama için düz kanat ucu aynı sınır şartları ve aynı türbülans modeli (SST $k-\omega$) ile ANSYS FLUENT 16.0 ve ANSYS CFX 16.0 çözücülerinde çözdürülerek aero-termal açıdan karşılaştırılmıştır. Kanat ucu boşluğu her iki modelde de %1 olup konsept görünüş Şekil 3.12'de verilmiştir.

Düz kanat ucu için, %97 kanat yüksekliğinde profil etrafında C_p dağılımı Şekil 3.14'te ve kanat ucunda C_p dağılımı Şekil 3.15'te verilmiştir. Şekil 3.14 ve Şekil 3.15'te görülebileceği gibi, CFX ve FLUENT çözücülerini için C_p dağılımları birbirine çok yakın çıkmıştır. Basma kenarında C_p dağılımı tamamen aynıken, emme kenarında sızıntı akışının maksimum olduğu $0.5-0.9C_a$ 'da CFX FLUENT'e göre C_p dağılımını biraz daha fazla tahmin etmiştir. Ancak çözücü farklılığından kaynaklanan bu fark olağan bir farktır.

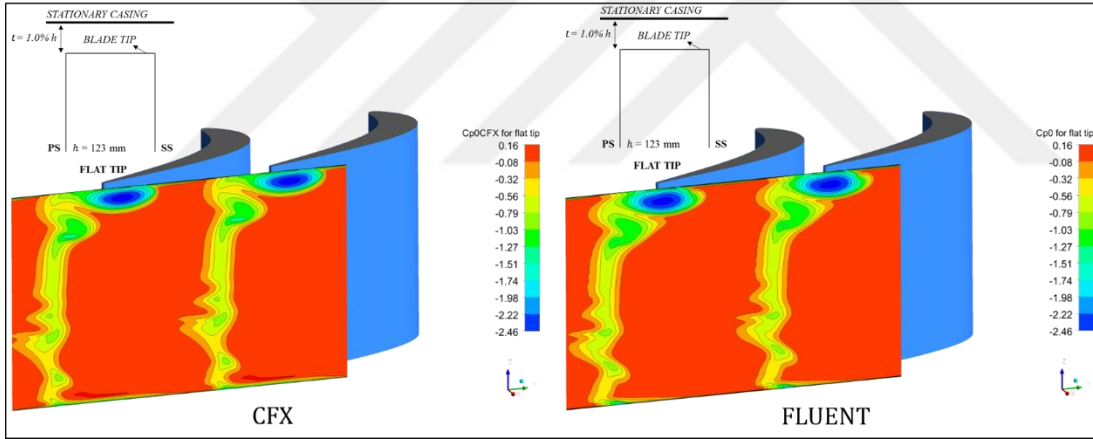


Şekil 3.14: %97 kanat yüksekliğinde CFX ve FLUENT ile elde edilen C_p dağılımı.

Şekil 3.16’da CFX ve FLUENT çözümleri için çıkış düzleminde toplam basınç kayıp katsayısı, C_{p0} dağılımları verilmiştir. Her iki çözücü de benzer C_{p0} dağılımı gösteriyor olup, sızıntı ve pasaj vortekslerini benzer şiddet ve büyüklükte yakalayabilmiştir. Art izi ve göbek vorteksleri de benzer şiddet ve büyüklüktedir. Bu sonuçlardan hareketle HAD çözümlerinin aerodinamik açıdan doğrulandığı söylenebilir.



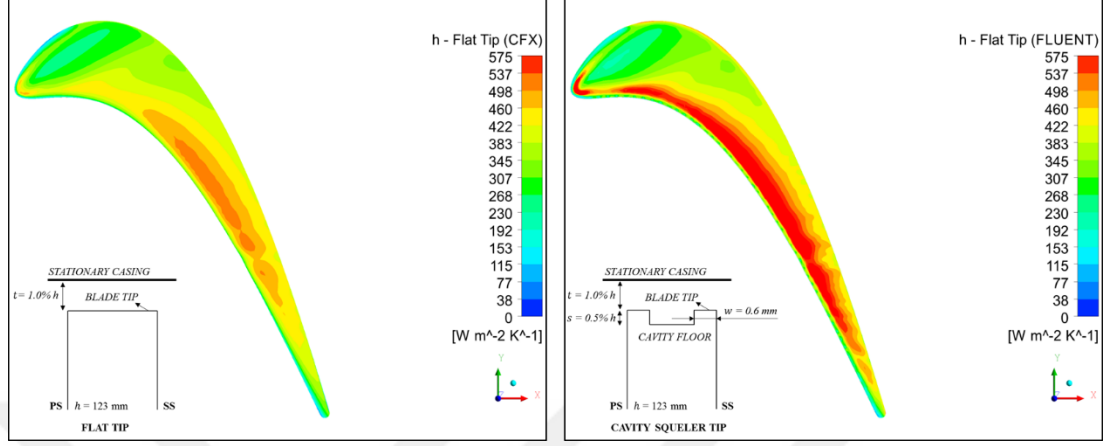
Şekil 3.15: Kanat ucunda C_p dağılımı.



Şekil 3.16: Çıkış düzleminde C_{p0} dağılımı.

Şekil 3.17’de, CFX ve FLUENT çözümlerinden elde edilen kanat ucu ısı geçiş katsayısı h dağılımı verilmiştir. Bu dağılım Newton ve diğ. [24] deneysel ve HAD çözümleri ile karşılaştırılacaktır. Newton ve diğ. [24] düz kanat ucu üzerinde lineer kaskatta deneyler yaparak, CFX ve FLUENT çözümlerinden elde ettiği HAD sonuçları ile kıyaslamıştır. Sonuçlar incelendiğinde basma kenarındaki yüksek ısı geçiş bölgesi CFX’te biraz daha az ve FLUENT’te biraz daha fazla tahmin edilmiştir. Ancak her iki çözücü de deneysel sonuçla oldukça uygun sonuçlar vermiş olup, tüm akış yapılarını doğru bir şekilde yakalayabilmiştir. Şekil 3.17’te, her iki çözücü için de elde edilen h dağılımı Newton ve diğ. [24] sonuçları ile uyum içindedir. Basma kenarındaki yüksek ısı geçiş bölgesi CFX’te biraz daha düşük, FLUENT’te ise biraz daha yüksek tahmin

edilmiştir. Her iki çözücünde de hücum kenarı yakınındaki ve basınç kenarı boyunca uzanan yüksek ısı geçiş bölgesi gibi ısı geçişiyle ilgili tüm önemli akış yapıları iyi bir şekilde yakalanmıştır. Bu sonuçlardan hareketle HAD çözümlerinin termal açıdan da doğrulandığı söylenebilir.



Şekil 3.17: Kanat ucunda h dağılımı.

Çizelge 3.8’de CFX ve FLUENT çözücülerinden elde edilen toplam basınç kayıp katsayısı ΔC_{p0} ve ortalama ısı geçiş katsayısı $\bar{h}$ dağılımı verilmiştir.

Çizelge 3.8: FLUENT ve CFX için ΔC_{p0} ve $\bar{h}$ dağılımı.

Çözücü	ΔC_{p0}	$\bar{h}$ [W/m²K]
FLUENT	0.16120	428
CFX	0.15600	392
%Fark	3.2%	8.3%

ΔC_{p0} ve $\bar{h}$ sonuçların birbirine yakın olduğu söylenebilir. SST k- ω türbülans modeli kullanılarak çözülen sıkıştırılamaz, daimi RANS denklemleri hem CFX hem de FLUENT çözücülerini için aerotermal açıdan oldukça yakın sonuçlar vermiştir. Bu sonuçlardan hareketle, sayısal doğrulama sağlanmıştır. Ancak FLUENT’te yakınsama süresi CFX’e kıyasla 4 kat daha kısa olduğu için çalışmanın ilerleyen bölümlerinde tümüyle FLUENT çözücüsü kullanılmıştır.



4. AERO-TERMAL İNCELEME

4.1 Parametrik HAD Sonuçları

Parametrik HAD analizleri uygulanan 28 farklı squealer kanat ucuna ait sonuçlar aero-termal açıdan kapsamlı olarak incelenecektir. Bu incelemede aerodinamik ve ısı performans sırasıyla toplam basınç kayıp katsayısı ΔC_{p0} ve ortalama ısı geçiş katsayısı h ile ölçülecektir.

Toplam basınç katsayısı,

$$C_{p0} = \frac{P_0 - P_{ref}}{\frac{1}{2} \rho U_m^2} \quad (4.1)$$

P_0 toplam basınç, P_{ref} referans basınç olup giriş kesitinde alan ortalamalı basınç ve U_m ise referans hız olup kanat orta düzleminde ortalama hıza karşılık gelmektedir.

Toplam basınç kayıp katsayısı,

$$\Delta C_{p0} = \frac{\iint \rho u C_{p0} dydz}{\iint \rho u dydz} \quad (4.2)$$

ΔC_{p0} çıkış düzleminde kütleli ortalamalı toplam basınç katsayısına karşılık gelmektedir. Çıkış düzlemi, firar kenarından $0.1C_a$ uzaklığında, kamburluk çizgisine dik olacak şekilde yerleştirilmiştir. Firar kenarı aşağı akımında kalan çıkış düzlemi çeşitli akış yapılarını değerlendirme açısından oldukça yararlıdır. Toplam basınç katsayısını hesaplamak için kullanılan referans hız değeri U_m Pennsylvania Eyalet Üniversitesi Türbomakina Laboratuvarı'nda bulunan eksenel akışlı gaz türbini düzeneği AFTRF'ye ait kanat orta yüksekliğindeki sürüklenme hızıdır. Kanat ucu geometrisinin ısı geçişine etkisini belirleyebilmek için kullanılan referans büyüklük ise ortalama ısı geçiş katsayısıdır.

Isı geçiş katsayısı,

$$h = \frac{q''_w}{T_w - T_g} \quad (4.3)$$

q''_w kanat ucu ısı akısına karşılık gelmektedir. T_w duvar sıcaklığı ve T_g referans sıcaklık olup girişteki alan ortalama sıcaklık değeridir.

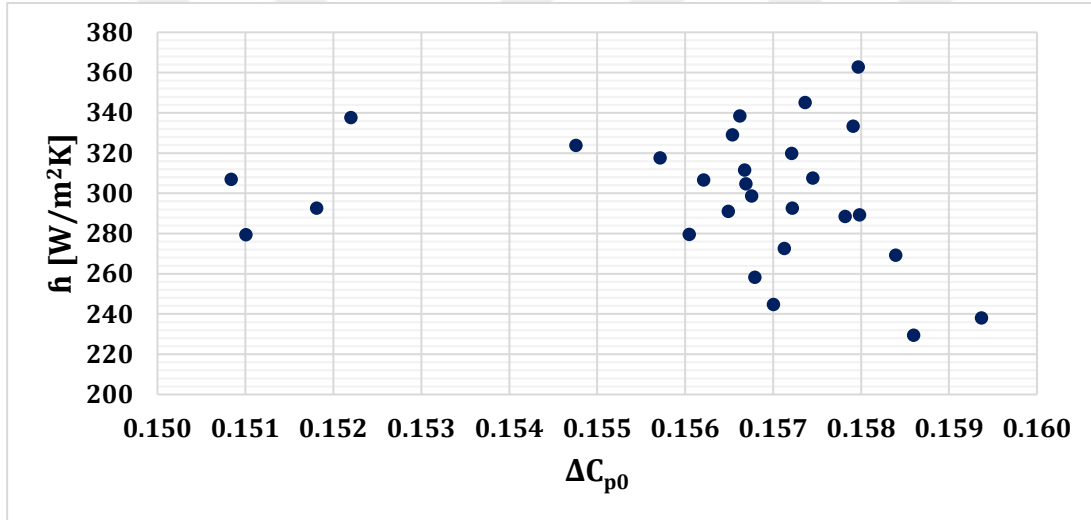
Ortalama ısı geçiş katsayısı,

$$\bar{h} = \frac{1}{A} \int h dA \quad (4.4)$$

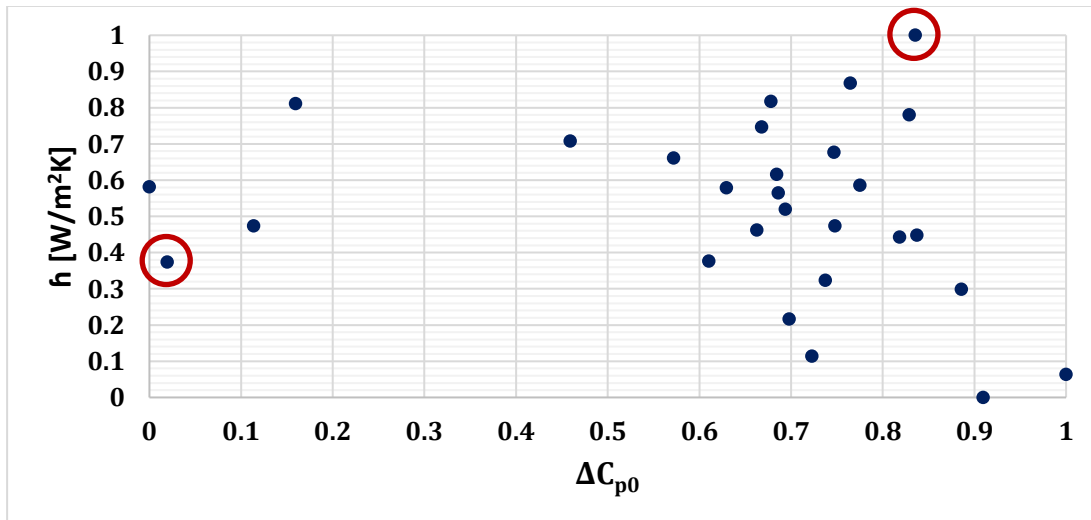
ifadesinden hesaplanmıştır. Zhou ve Hodson [27] ve Krishnababu ve diğ. [5] referans sıcaklık değeri olarak giriş kesitindeki sıcaklık değerini kullanmışlardır.

4.2 Performans Matrisinin Elde Edilmesi

Düz kanat ucu ile farklı yükseklik ve genişlikteki squealer kanat ucu tasarımlarına ait performans matrisi Çizelge 4.1’de verilmiştir.



Şekil 4.1: Squealer kanat ucu modelleri için ΔC_{p0} ve $\bar{h}$ değerleri.



Şekil 4.2: Tam squealer kanat ucu modelleri için normalize ΔC_{p0} ve $\bar{h}$ değerleri.

Performans matrisinde toplam basınç kaybı katsayısı ΔC_{P0} , toplam ısı yükü Q , ortalama ısı geçiş katsayısı $\bar{h}$, sızıntı debisinin giriş debisine oranı $\dot{m}_l/\dot{m}$ değerleri verilmiştir. 28 farklı squealer modeli için alınan ΔC_{P0} ve $\bar{h}$ değerleri, Şekil 4.1’de verilen grafiğe aktarılmıştır. Bu değerler normalize edilerek Şekil 4.2’deki grafik elde edilmiştir.

Çizelge 4.1: Performans matrisi.

	ΔC_{P0}	Q_{kavite}	$Q_{üst}$	Q_{yan}	Q	$\bar{h}_{kavite}$	$\bar{h}_{üst}$	$\bar{h}_{yan}$	$\bar{h}$	$\dot{m}_l/\dot{m}$
		[W]	[W]	[W]	[W]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	
FL	0.1639				-18.94				422.8	2.673%
CSQw06s12	0.1567	-11.54	-1.81	-3.31	-16.66	285.7	413.9	379.9	311.5	2.229%
CSQw06s18	0.1560	-10.07	-1.79	-4.31	-16.17	249.3	408.7	330.0	279.6	2.146%
CSQw06s24	0.1568	-9.23	-1.71	-5.13	-16.06	228.4	389.3	294.5	258.2	2.069%
CSQw06s30	0.1570	-8.84	-1.56	-5.88	-16.28	218.7	357.1	270.2	244.6	2.004%
CSQw09s12	0.1562	-10.35	-2.71	-3.32	-16.38	270.7	414.0	384.1	306.6	2.280%
CSQw09s18	0.1565	-9.72	-2.69	-4.40	-16.81	254.2	410.3	339.5	291.0	2.186%
CSQw09s24	0.1584	-8.88	-2.61	-5.22	-16.71	232.3	397.8	302.0	269.2	2.105%
CSQw09s30	0.1586	-7.54	-2.25	-5.45	-15.24	197.2	342.8	252.2	229.4	2.040%
CSQw12s12	0.1566	-10.95	-3.67	-3.40	-18.02	303.6	420.5	401.7	338.3	2.301%
CSQw12s18	0.1508	-9.67	-3.57	-4.40	-17.65	268.2	409.2	346.5	306.9	2.192%
CSQw12s24	0.1578	-9.14	-3.45	-5.22	-17.81	253.4	395.4	307.9	288.4	2.118%
CSQw12s30	0.1571	-8.72	-3.24	-6.02	-17.98	241.8	371.8	284.0	272.6	2.061%
CSQw15s12	0.1574	-10.32	-4.64	-3.30	-18.25	304.4	426.1	406.1	345.0	2.324%
CSQw15s18	0.1580	-7.70	-4.59	-4.18	-16.47	227.0	422.1	343.6	289.2	2.214%
CSQw15s24	0.1568	-8.65	-4.41	-5.17	-18.22	255.1	404.9	318.4	298.6	2.143%
CSQw15s30	0.1594	-6.75	-4.08	-4.66	-15.49	199.1	375.1	229.4	237.9	2.065%
CSQw18s12	0.1579	-8.89	-5.54	-3.11	-17.55	279.2	428.4	396.2	333.4	2.337%
CSQw18s18	0.1548	-8.66	-5.52	-4.14	-18.32	271.8	426.2	351.6	323.8	2.242%
CSQw18s24	0.1575	-8.19	-5.36	-5.05	-18.60	257.1	414.3	321.6	307.5	2.155%
CSQw18s30	0.1572	-7.80	-5.18	-5.87	-18.85	245.0	400.0	298.8	292.5	2.094%
CSQw21s12	0.1522	-8.25	-6.44	-2.99	-17.68	276.6	430.6	394.2	337.6	2.339%
CSQw21s18	0.1565	-8.08	-6.39	-4.01	-18.48	270.8	427.9	351.7	329.0	2.247%
CSQw21s24	0.1518	-6.83	-6.06	-4.66	-17.55	228.7	405.7	306.7	292.6	2.157%
CSQw21s30	0.1513	-6.67	-5.76	-5.38	-17.81	223.4	385.7	283.4	279.3	2.088%
CSQw24s12	0.1580	-8.43	-7.53	-2.94	-18.90	302.0	446.1	401.8	362.7	2.385%
CSQw24s18	0.1572	-6.90	-7.18	-3.75	-17.83	247.1	425.5	341.6	319.7	2.270%
CSQw24s24	0.1557	-7.03	-7.15	-4.70	-18.87	251.7	423.6	320.8	317.6	2.211%
CSQw24s30	0.1567	-6.89	-6.90	-5.43	-19.22	246.8	409.0	296.6	304.6	2.147%

Normalize edilmiş ortalama ısı geçiş katsayısı $\bar{h}_{norm}$,

$$\bar{h}_{norm} = \frac{\bar{h} - \bar{h}_{min}}{\bar{h}_{maks} - \bar{h}_{min}} \quad (4.5)$$

Normalize edilmiş toplam basınç kayıp katsayısı $\Delta C_{p0,norm}$,

$$\Delta C_{p0,norm} = \frac{\Delta C_{p0} - \Delta C_{p0,min}}{\Delta C_{p0,maks} - \Delta C_{p0,min}} \quad (4.6)$$

ifadelerinden elde edilmiştir.

Normalize $\Delta C_{p0,norm}$ ve $\bar{h}_{norm}$ değerklerinden hareketle, en yüksek ve en düşük aero-termal performansa sahip squealer tasarımları sırasıyla CSQw21s30 ve CSQw24s12 olarak belirlenmiştir.

Çizelge 4.2’de düz kanat ucu FL, en yüksek performanslı CSQw21s30 ve en düşük performanslı CSQw24s12 squealer kanat ucu modellerine ait ΔC_{p0} , Q , $\bar{h}$, $\dot{m}_l/\dot{m}$ değerkleri verilmiştir.

Çizelge 4.2: FL, CSQw21s30, CSQw24s12 karşılaştırması.

	ΔC_{p0}	Q [W]	$\bar{h}$ [W/m ² K]	$\dot{m}_l/\dot{m}$
FL	0.1640	-18.94	422.8	2.673%
CSQw21s30	0.1510	-17.81	279.3	2.088%
CSQw24s12	0.1580	-18.90	362.7	2.385%

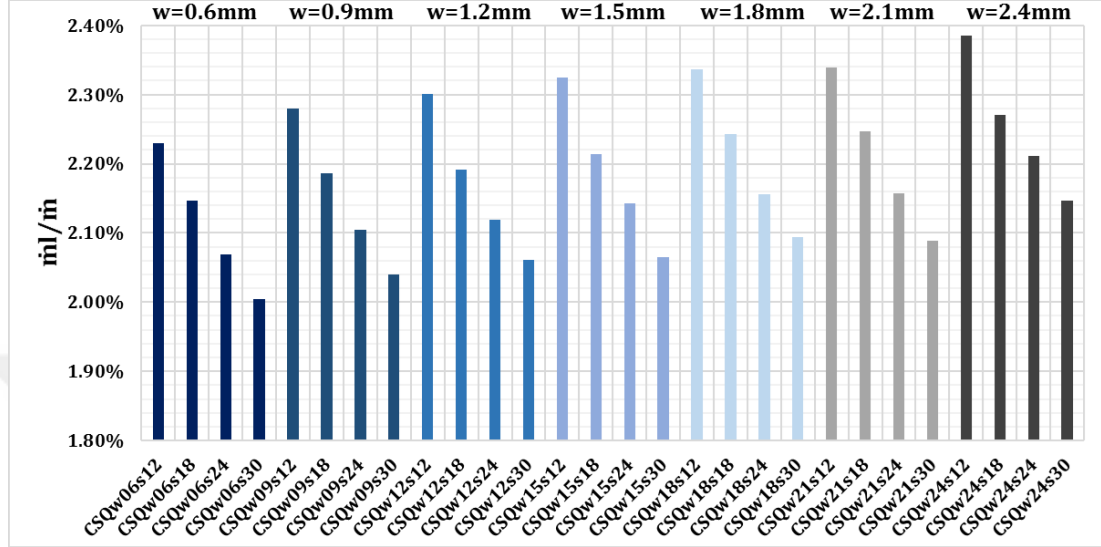
Aerodinamik performansa incelenecek olursa, CSQw21s30 kanat ucu FL kanat ucuna göre %7.9 daha az toplam basınç kayıp katsayısına ve %21.9 daha az sızıntı debisine sahiptir. CSQw24s12 kanat ucu modeli ise, FL kanat ucuna göre %3.7 daha az toplam basınç kayıp katsayısına ve %10.8 daha az sızıntı debisine sahiptir.

Termal performans incelenecek olursa, CSQw21s30 kanat ucu FL kanat ucuna göre %33.9 daha az ortalama ısı geçiş katsayısına ve %6.0 daha az ısı yüküne sahiptir. CSQw24s12 kanat ucu ise FL düz kanat ucuna göre %14.2 daha az ortalama ısı geçiş katsayısına ve %0.2 daha az ısı yüküne sahiptir.

Bu sonuçlardan hareketle, squealer kanat ucu modelinin düz kanat ucu modeline göre hem aerodinamik açıdan hem de termal açıdan oldukça üstün olduğu rahatlıkla söylenebilir.

4.3 Squealer Kanat Ucunun (CSQ) İncelenmesi

Tezin ana amacının, geniş bir aralıkta squealer yüksekliği ve genişliğinin aero-termal performansa etkilerinin incelenmesi olduğu belirtilmişti. Şekil 4.3’de squealer modelleri için sızıntı debisinin, toplam debiye oranları $\dot{m}_l/\dot{m}$ verilmiştir.



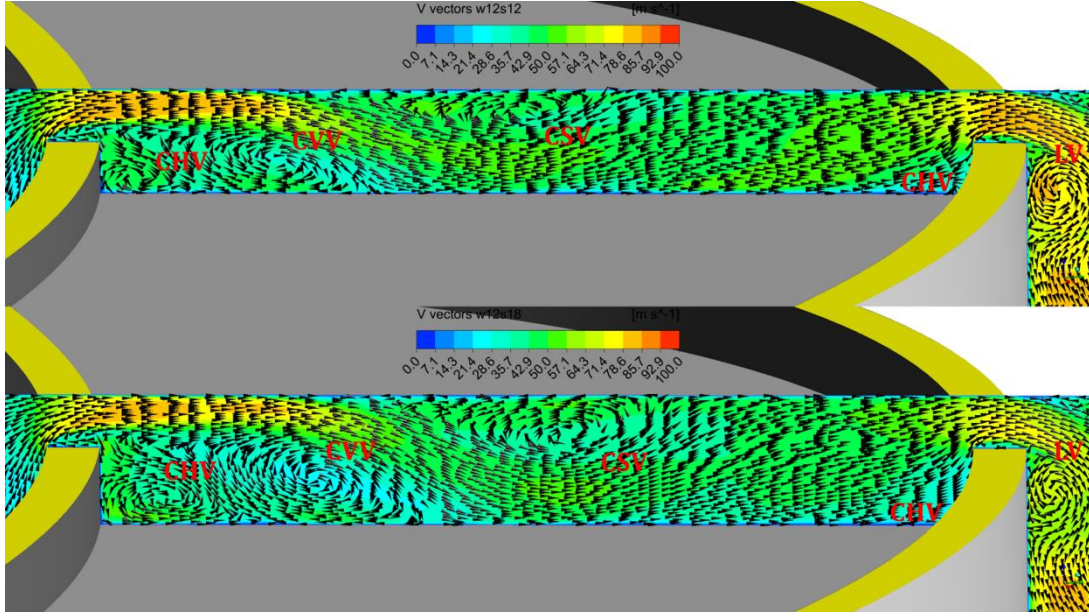
Şekil 4.3: Squealer modelleri için $\dot{m}_l/\dot{m}$ dağılımı.

Tüm genişlik değerleri için aynı squealer genişliğinde squealer yüksekliği arttıkça $\dot{m}_l/\dot{m}$ sürekli azalmıştır. Başka bir deyişle, squealer genişliği sabitken squealer yüksekliğinin artması sızıntı debisini ciddi oranda azaltmıştır. Şekil 4.3’ün bir diğer önemli sonucu ise tüm genişlik değerlerinde squealer yüksekliği arttıkça sızıntı debisi yaklaşık olarak aynı eğim ile azalmıştır. Yani,

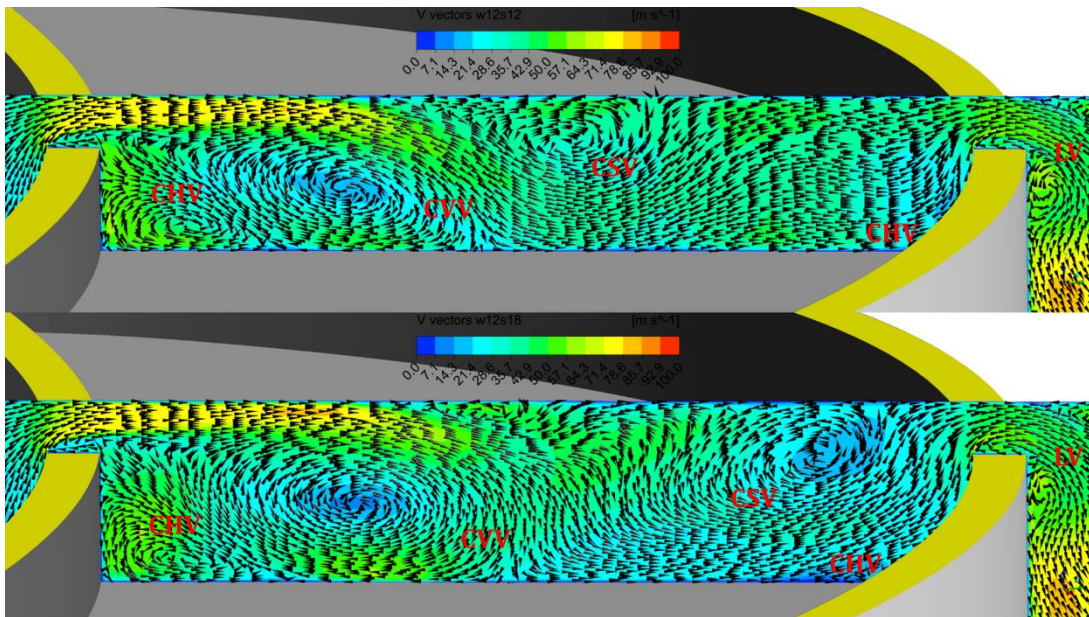
$$\partial(\dot{m}_l/\dot{m})/\partial s \approx \text{sabit} \quad (4.7)$$

Kanat ucu boşluğunda kavite içerisinde önemli ikincil akış yapıları oluşur (Şekil 4.4). Kanat ucu boşluğuna giren sızıntı akışı oyuk içerisinde saatin dönme yönünde bir vorteks oluşturur. Bu vorteks kavite vorteksidir (CVV). Sızıntı akışı basınç kenarı üzerinde ayrılarak yüzeye yeniden yapışmadan kaviteye doğru yönelir. Kavite vorteksi bu akışa direnç uygulayarak gövde yüzeyine doğru iter ve sızıntı debisini azaltır. Kavite içerisinde oluşan bir diğer vorteks yapısı kavite at-nalı vorteksidir (CHV). Hücüm kenarı yakınından kanat ucu boşluğuna giren akış kavite yüzeyine çarparak birbirine göre ters yönlü dönen iki ayrı vorteks halinde emme ve basma kenarına doğru yönelir. Yönlenirken kavite yüzeyi sınır tabakası ile etkileşime girerek gittikçe genişler ve etkisini artırır. Bu vorteksin basınç kenarı bacağı kavite içine yönelen akışa ilave bir blokaj uygulayarak sızıntı vorteksini azaltır. Bir diğer yapı da gövde üzerinde oluşan ve saatin tersi yönde dönen gövde vorteksidir (CSV). Gövde vorteksi, kavite vorteksini geçerek oyuk içine yönelen akışı aşağı yönde

bastırarak ilave bir direnç uygular. Sızıntı akışı kanat ucunu terkederken emme kenarı squealeri üzerinde ikinci defa ayrılır. Hem kanat ucu girişinde basınç kenarı üzerinde oluşan ayrılma kabarcığı hem de kanat ucu çıkışında emme kenarı üzerinde oluşan emme kenarı ayrılma kabarcığı sızıntı akışına blokaj uygular. Düz kanat ucunda sadece basınç kenarı üzerinde ayrılma kabarcığı olduğu için, squealer geometrisinin çift blokajlı yapısı sızıntı debisini azaltan bir diğer önemli etkidir. Kanat ucu boşluğunu emme kenarı üzerinden terkeden akış kendi etrafında döner ve sızıntı vorteksi (LV) halini alır. Şekil 4.4 ve Şekil 4.5'te $w=1.2\text{mm}$ için sırasıyla $s=1.2\text{mm}$, $s=1.8\text{mm}$, $s=2.4\text{mm}$, $s=3.0\text{mm}$ yüksekliklerinde $0.27C_a$ 'da hız vektörleri ve hız konturu verilmiştir.

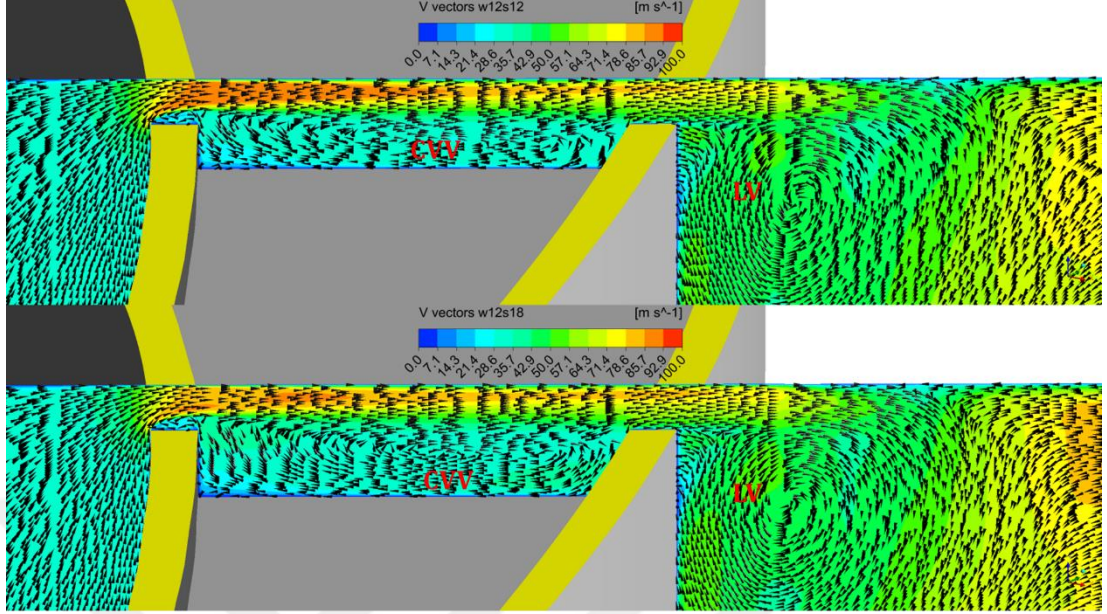


Şekil 4.4: Squealer kanat ucunda $0.27C_a$ 'da hız vektörleri ($s=1.2\text{mm}$, $s=1.8\text{mm}$).

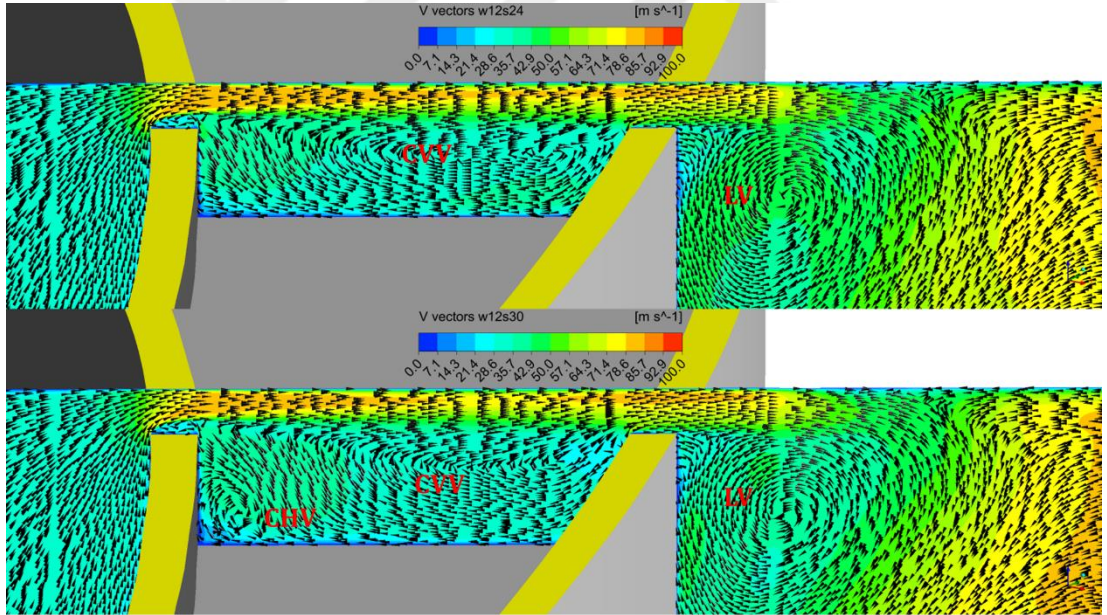


Şekil 4.5: Squealer kanat ucunda $0.27C_a$ 'da hız vektörleri ($s=2.4\text{mm}$, $s=3.0\text{mm}$).

Şekil 4.6ve Şekil 4.7’de ise $w=1.2\text{mm}$ için sırasıyla $s=1.2\text{mm}$, $s=1.8\text{mm}$, $s=2.4\text{mm}$, $s=3.0\text{mm}$ yüksekliklerinde $0.59C_a$ ’da hız vektörleri ve hız konturu verilmiştir.



Şekil 4.6: Squealer kanat ucunda $0.59C_a$ ’da hız vektörleri ($s=1.2\text{mm}$, $s=1.8\text{mm}$).



Şekil 4.7: Squealer kanat ucunda $0.59C_a$ ’da hız vektörleri ($s=2.4\text{mm}$, $s=3.0\text{mm}$).

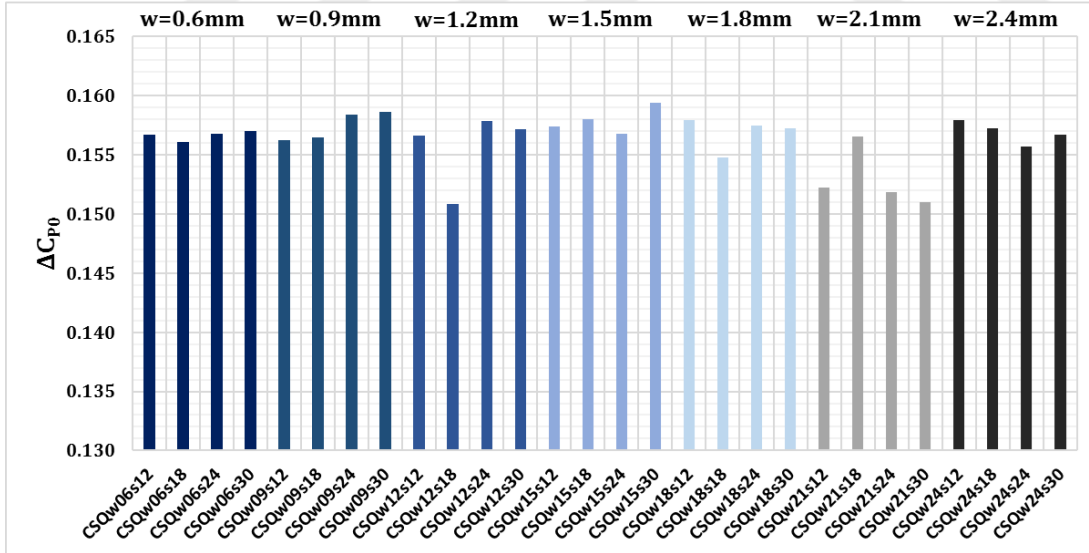
Squealer genişliği sabitken squealer yüksekliğinin artmasının sızıntı debisini önemli oranda azalttığı belirtilmişti. Şekil 4.4 ve Şekil 4.5 incelenecek olursa, $0.27C_a$ konumunda squealer derinliği arttıkça kavite vorteksi, gövde vorteksi ve kavite at-nalı vorteksleri daha fazla genişlemiştir. Bu vortekslerin genişlemesi sızıntı akışına uygulanacak blokajı artıracak için sızıntı debisi önemli oranda azalacaktır. Şekil 4.6 Şekil 4.7’de incelendiğinde ise, $0.59C_a$ konumunda kavite içerisinde sadece kavite vorteksi etkindir. CHV ve CSV vorteksleri sızıntı akışına karışarak kaybolmuştur.

CHV vorteksinin $0.27C_a$ 'ya kadar gözlenirken $0.59C_a$ 'da ortadan kalkmasının sebebi sızıntı debisinin $0.55C_a$ 'dan itibaren hızla gücünü artmasıdır. Yalnızca $s=3.00\text{mm}$ yüksekliğinde CHV'nin basınç kenarı bacağı etkindir. Bunun nedeni düşük squealer yüksekliklerinde oluşan kavite at-nalı vortekslerinin zayıf vorteksler olmasıdır. Ancak derin squealer tasarımlarında sızıntı akışının gücü CHV'nin basınç kenarı bacağına sürüklemeye yetmez. Bu sonuçlardan hareketle squealer yüksekliğinin artmasının sızıntı debisini azaltacağı açıkça görülebilmektedir.

Aynı squealer yüksekliğinde squealer genişliğinin etkisi incelenecek olursa, squealer genişliği azaldıkça sızıntı debisi yavaşça azalmaktadır. Squealer genişliği azaldıkça kavite içerisinde oluşan kavite vorteksinin genişliği artacaktır. Daha geniş kavite vorteksi sızıntı akışına daha fazla blokaj uygulayacak ve sızıntı debisi azalacaktır. Sızıntı debisiyle ilgili bu sonuç Zhou ve Hodson'un [27] çalışmasıyla uyum içindedir. Böylece tüm yükseklik değerlerinde squealer genişliği azaldıkça sızıntı debisi yaklaşık olarak aynı eğim ile azalmıştır. Başka bir deyişle,

$$\partial(\dot{m}_l/\dot{m})/\partial w \approx \text{sabit} \quad (4.8)$$

Şekil 4.8'de squealer modelleri için ΔC_{p0} dağılımı verilmiştir. Squealer yüksekliği ve squealer genişliğinin toplam aerodinamik kayıp üzerindeki etkisi oldukça karmaşık görülmektedir.

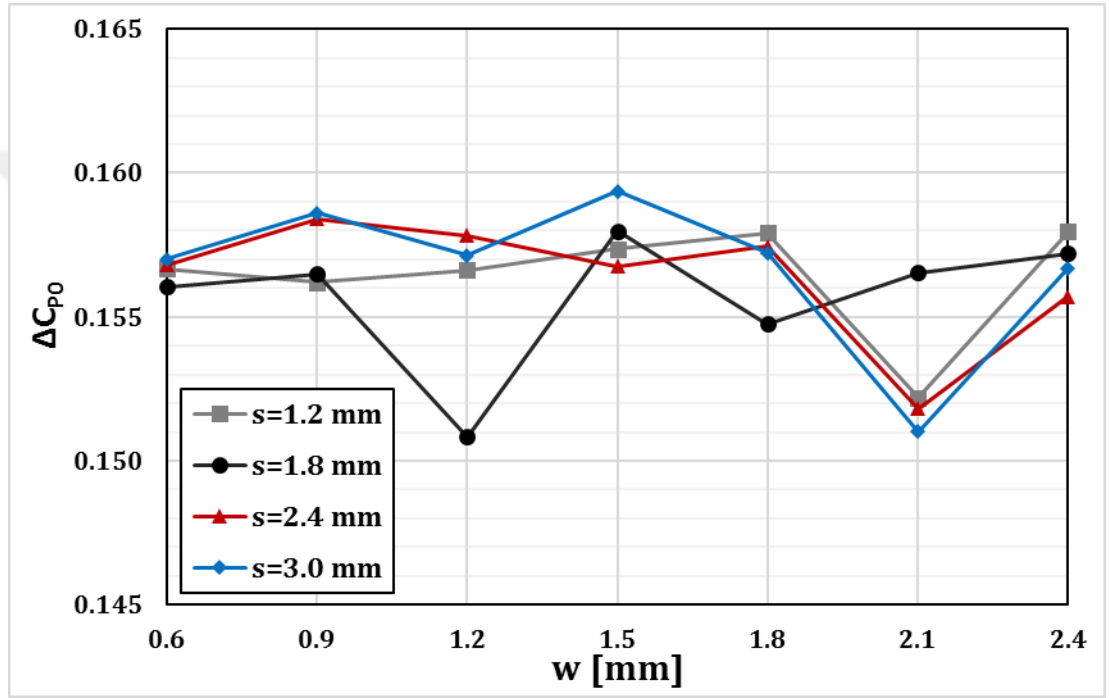


Şekil 4.8: Squealer modelleri için ΔC_{p0} dağılımı.

Yükseklik ve genişliğin sızıntı debisi üzerinde belirgin bir etkisi olduğu belirlenmişti. Sızıntı debisinden kaynaklı kayıp toplam aerodinamik kaybın %48'ini oluşturmakta olup kalan %39'luk kısım kanat ucu boşluğundaki kayma ve %13'lük kısım ise gövde yüzeyi ve ikincil akışlar nedeniyle oluşmaktadır [7]. Kanat ucu akışında gözlemlenen ikincil akış yapıları ve bu akış yapılarının birbirleriyle etkileşimleri düşünüldüğünde

squealer yüksekliği ve squealer genişliğinin toplam basınç kayıp katsayısı, ΔC_{p0} üzerindeki etkisini ayırt etmek zor bir hal almaktadır.

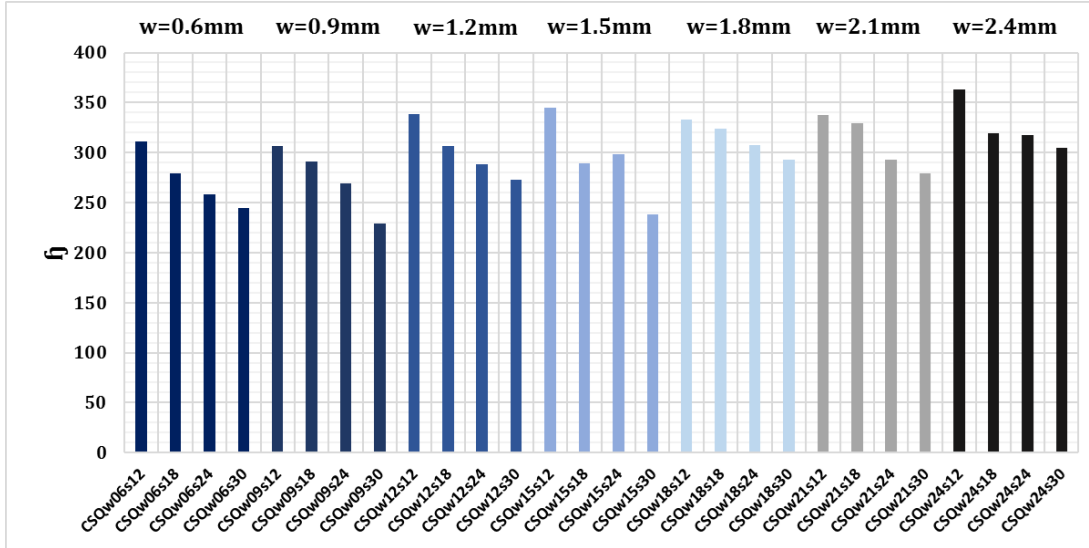
Şekil 4.9'te w ve s 'in toplam basınç kayıp katsayısı, ΔC_{p0} üzerindeki etkisi çizdirilmiştir. Squealerın $w=1.2$, $w=1.8$ mm gibi dar değerlerinde düşük squealer yüksekliği daha az aerodinamik kayıp yaratmıştır. Ancak tam tersine, $w=2.1$, $w=2.4$ mm gibi geniş değerlerde derin squealer yüksekliği daha az kayba neden olmuştur. Bu sonuç Zhou ve Hodson'un sonucuyla uyum içindedir [27]. Yani, düşük aerodinamik kayıp elde edilmek istendiğinde düşük w -düşük s veya yüksek w -yüksek s çifti daha iyi aerodinamik performans sağlayacaktır.



Şekil 4.9: w ve s 'in ΔC_{p0} üzerindeki etkisi.

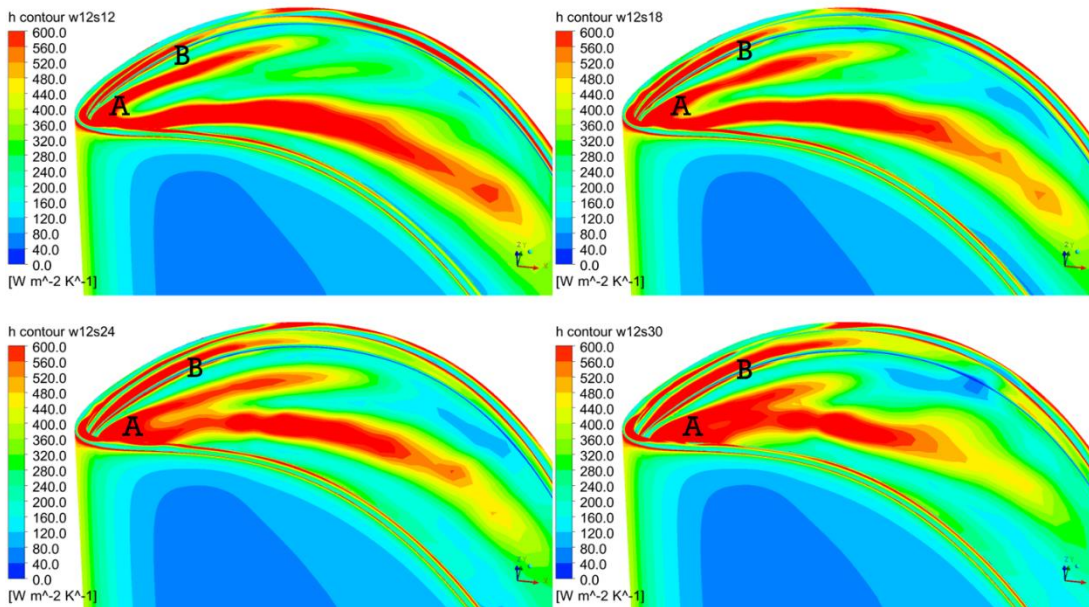
Şekil 4.10'da tam squealer kanat ucu modellerine ait f_h dağılımı verilmiştir. Sızıntı debisinin yükseklik ve genişlik üzerindeki etkisine benzer şekilde, tüm genişlik değerleri için aynı squealer genişliğinde squealer yüksekliği arttıkça f_h sürekli azalmıştır. Squealer genişliği w sabitken squealer yüksekliği s 'in artması ortalama ısı geçiş katsayısını önemli oranda azaltmıştır. Bunun sebebi oyuk içerisinde oluşan sıcak cavity vorteksinin artan derinlik ile cavity yüzeyiyle olan etkileşiminin azalmasıdır. Bu nedenle kavite yüzeyindeki yüksek f_h değerleri squealer derinleştikçe azalmaktadır.

Şekil 4.11'de $w=1.2$ mm için sırasıyla dört farklı squealer yüksekliğinde, hücum kenarı civarında ortalama f_h dağılımı verilmiştir. Kanat ucu boşluğuna giren sızıntı akışı kavite yüzeyi hücum kenarı yakınına çarparak (A) iki ayrı vorteks halinde emme ve basma kenarına doğru yönelir. Bu vorteks kavite at-nalı vorteksidir.

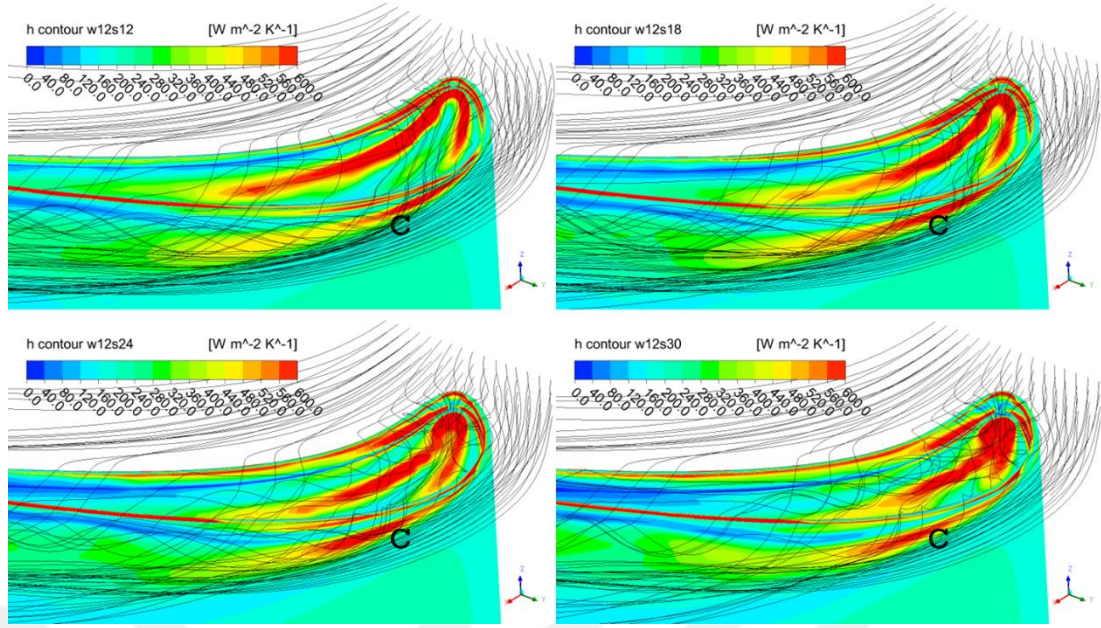


Şekil 4.10: Tam squealer modelleri için f_j dağılımı.

Sıcak sızıntı akışının soğuk kavite yüzeyine çarptığı bu bölgede ısı geçişinin yüksek olduğu çatal şeklinde bir bölge oluşur. Bu yüksek ısı geçiş bölgesi s arttıkça küçülüp merkezde toplanmıştır (Şekil 4.11). Hücüm kenarı yakınında squealer yan yüzeyinde oluşan yüksek ısı geçiş bölgesinin s 'in artışıyla daha kalın ve daha geniş bir hal aldığı da görülmektedir. Daha düşük s değerlerinde emme ve basma kenarına doğru yönelen kavite at-nalı vorteksinin emme kenarı bacağı, emme kenarını aşıp kanat ucunu terk edebilirken, daha yüksek s değerlerinde squealer yan duvarına çarparak (B) yüksek ısı geçişli bir bölge oluşturmaktadır. s arttıkça, squealer yan yüzeyine çarpıp emme kenarını aşamayan akış kavite yüzeyi üzerinde hareket ederek fırrar kenarına doğru yönelir (Şekil 4.12). Emme kenarını aşıp sızıntı vorteksi haline dönüşen sızıntı akışının emme kenarına çarptığı bölgede (C) yüksek ısı geçiş bölgesi oluşur.

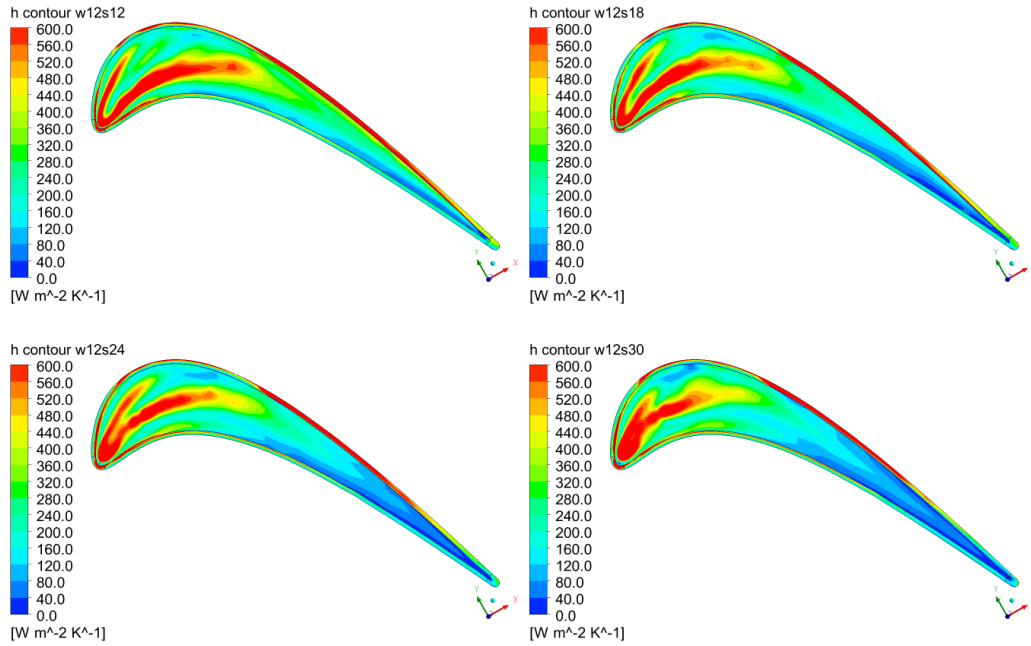


Şekil 4.11: Hücüm kenarı yakınında f_j dağılımı.



Şekil 4.12: Kanat ucunda akım iplikleri.

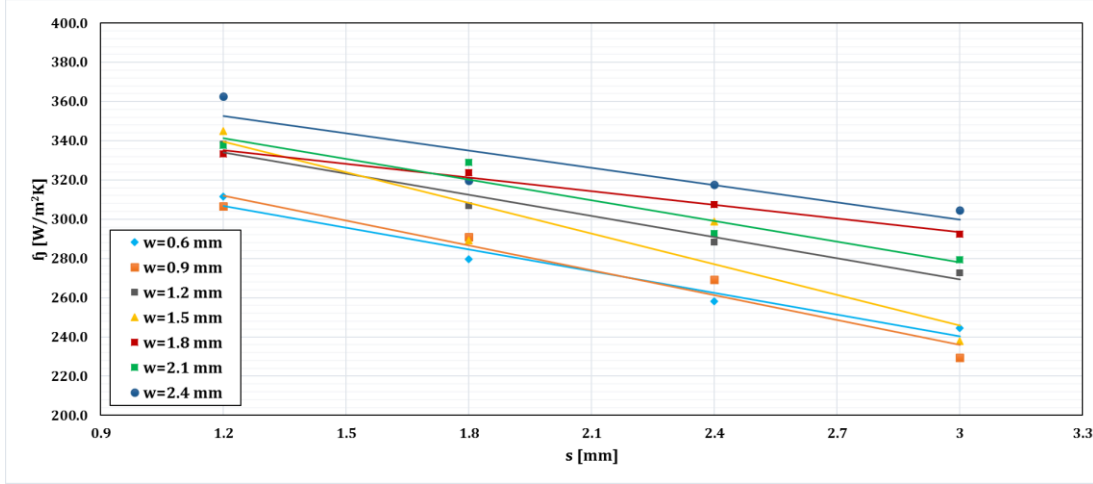
Şekil 4.13'te kavite ve squealer üst yüzeyinde h dağılımı verilmiştir. Squealer derinliği arttıkça kavite yüzeyi üzerinde ortalama ısı geçiş katsayısı önemli oranda azalmıştır. Kavite yüzeyi üzerinde firar kenarı etrafında giderek azalan bir h dağılımı elde edilmiştir. Squealer üst yüzeyi incelendiğinde ise, basınç kenarı tarafında önemli bir etki gözlenmezken, emme kenarı tarafında $0.4-0.8C_a$ arasında yüksek ısı geçiş bölgesi, artan derinlikle giderek daralmıştır.



Şekil 4.13: Cavity ve squealer üst yüzeyinde h dağılımı.

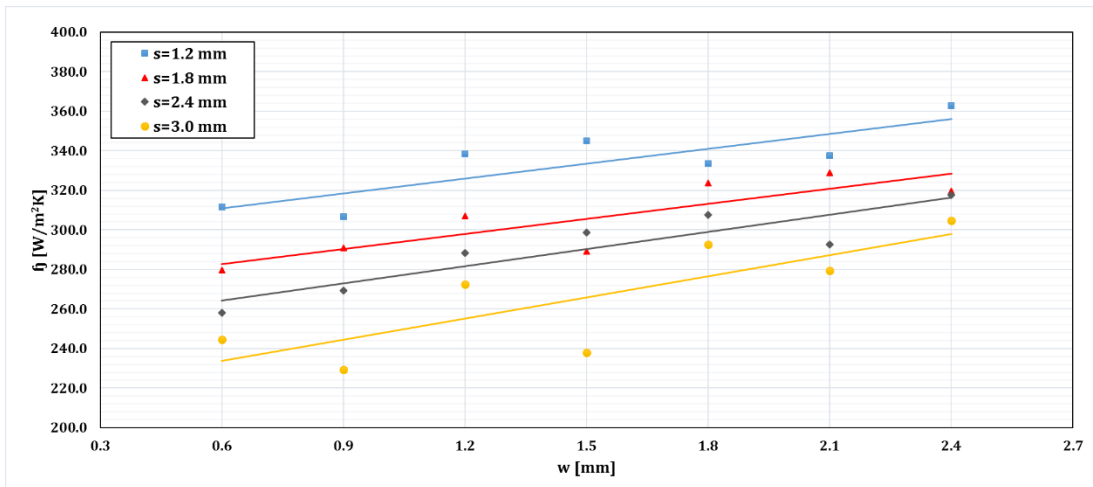
Şekil 4.14’de squealer genişliğinin ortalama ısı geçiş katsayısı üzerindeki etkisi verilmiştir. Tüm genişlik değerlerinde, squealer yüksekliği arttıkça ortalama ısı geçiş katsayısı h_f yakın bir eğim değeri ile azalmıştır.

$$\partial h_f / \partial s \approx \text{sabit} \quad (4.9)$$



Şekil 4.14: Squealer genişliğinin h_f üzerindeki etkisi.

Aynı squealer yüksekliğinde squealer genişliğinin etkisi incelenecek olursa, bazı değerlerde ufak sapmalar olsa da genel olarak squealer genişliği azaldıkça h_f yavaşça azalmaktadır (Şekil 4.15). Çünkü squealer genişliği azaldıkça basınç kenarı üzerinden ayrılan akış, geniş squealerların aksine yüzeyin üzerinde yeniden yapışmadan kavite içine yönelir. Böylece dar squealerlarda bu bölgede daha düşük ısı geçiş katsayıları elde edilir. Ayrıca sıcak gaz akımına maruz kalan squealer üst yüzeyi daraldıkça yüksek ısı geçiş katsayısının etkin olduğu bu bölgede h_f önemli derecede azalacaktır. Üst yüzey daralınca düşük h_f değerlerinin daha etkin olduğu kavite yüzeyi genişleyeceği için tüm kanat ucunda ortalama ısı geçiş katsayısı azalış gösterecektir.



Şekil 4.15: Squealer yüksekliğinin h_f üzerindeki etkisi.

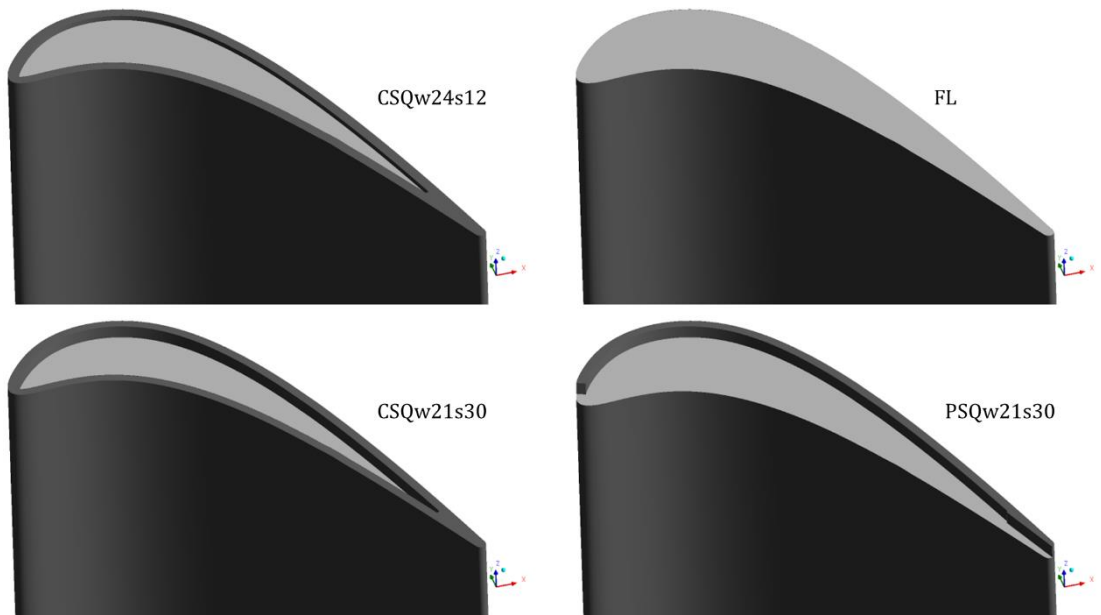
Şekil 4.15’te tüm yükseklik değerlerinde, squealer genişliği arttıkça ortalama ısı geçiş katsayısı yakın bir eğim değeri ile artmıştır.

$$\partial \dot{h} / \partial w \approx \text{sabit} \quad (4.10)$$

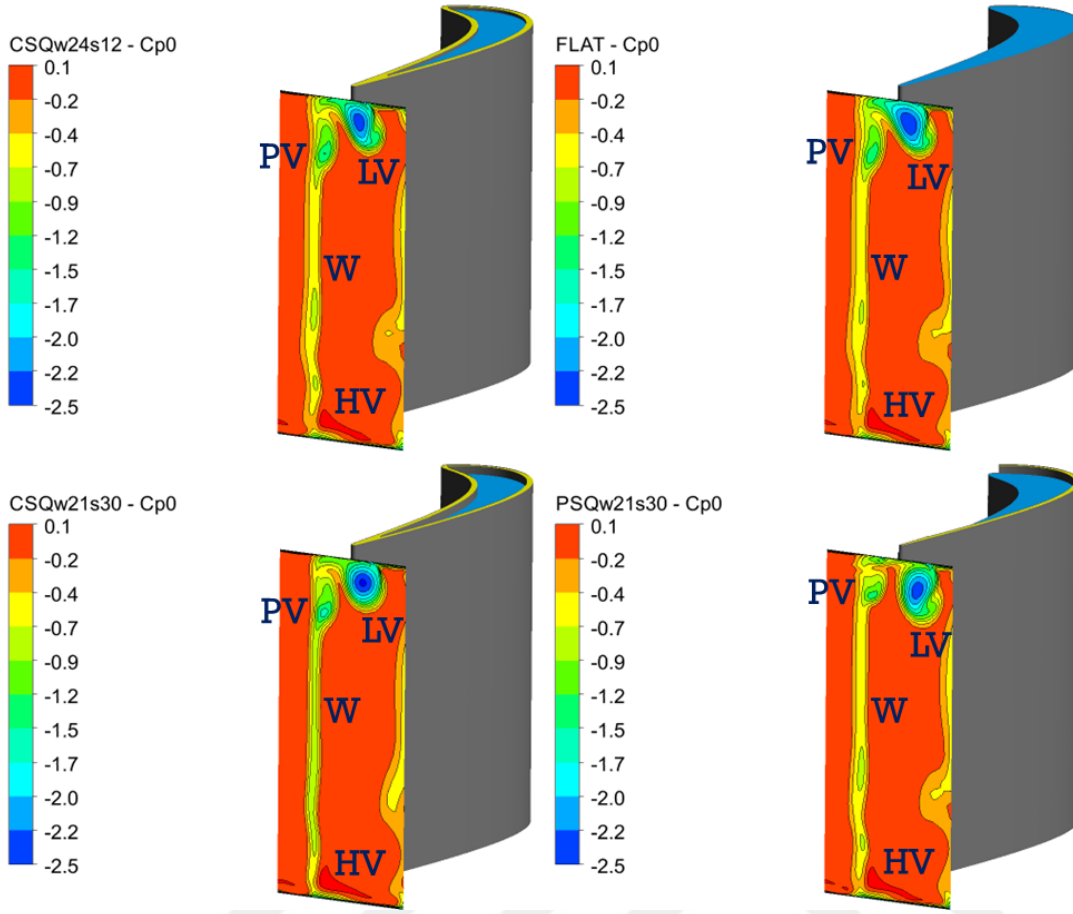
4.4 Emme Kenarı Kısmi Squealer Kanat Ucunun (PSQ) İncelenmesi

En yüksek performansa sahip squealer modeli CSQw21s30 için, squealer genişliği $w=2,1$ mm ve squealer yüksekliği $s=3.0$ mm’dir. Kısmi squealer geometrisi, aynı squealer genişliği ve squealer yüksekliğine sahip olacak şekilde oluşturulmuştur.

Şekil 4.16’da düz (FL), en yüksek ve en düşük aero-termal performansa sahip tam squealer (CSQw21s30 ve CSQw24s12) ve kısmi squealer (PSQw21s30) kanat ucu modelleri verilmiştir. Şekil 4.17’de düz, squealer ve kısmi squealer kanat ucu modelleri için çıkış düzleminde oluşan ikincil akış yapıları ve ΔC_{p0} dağılımı verilmiştir. Bu akış yapılarından ilki saatin dönme yönünde dönen sızıntı vorteksidir (LV). Sızıntı vorteksi pasajdaki en dominant vorteks olup aerodinamik kaybın en yüksek olduğu bölgedir. Basınç kenarı basıncın yüksek olduğu bir bölge olup bitişiğindeki kanadın emme kenarından daha yüksek basınca sahiptir. Oluşan basınç farkı nedeniyle pasaj içerisinde basınç kenarından emme kenarına doğru pasaj vorteksi (PV) oluşur. Sızıntı vorteksi pasaj vorteksini aşağı doğru iterek kanat emme kenarına yönlendirir. Bir diğer yapı sınır tabaka nedeniyle kanadın ardında oluşan art izidir (W). Göbek üzerinde ise göbekteki sınır tabaka etkisiyle göbek vorteksi (HV) oluşur. Bu ikincil akış yapıları aerodinamik kaybın kaynağı olup, birbirleri ile etkileşimleri rotor üzerinde karmaşık bir akış alanı ve yüksek kayıp değerleri yaratır.



Şekil 4.16: Düz, squealer ve kısmi squealer kanat ucu modelleri.



Şekil 4.17: Çıkış düzleminde ΔC_{p0} dağılımı.

Şekil 4.17 detaylıca incelenecek olursa, hem en yüksek hem de en düşük performanslı squealer tasarımları (sırasıyla CSQw21s30, CSQw24s12) düz ve kısmi squealer modellerine göre daha küçük sızıntı vorteksine sahiptir. Sızıntı vorteksinin en geniş olduğu model kısmi squealer (PSQw21s30) modeli olmuştur. Ancak hem squealer hem de kısmi squealer, düz kanat ucuna göre sızıntı vorteksinin şiddetini ve çekirdeğini önemli oranda azaltmıştır. Kısmi squealerde, sızıntı vorteksinin konumu kanat emme yüzeyinden uzaklaşacak şekilde diğer kanatın basınç yüzeyine doğru kaymıştır. Emme kenarındaki sınır tabakadan uzaklaşması burdaki etkileşimi azaltacağı için aerodinamik açıdan avantaj sağlayabilir. Bu sonuçlar Liu ve diğ. [28] tarafından yapılan sayısal ve Hongwei ve Lixiang [29] tarafından yapılan deneysel çalışmalarla uyum içindedir. Pasaj vorteksinin genişliğiyle ilgili bir farklılık söz konusudur. Liu ve diğ. [28] pasaj vorteksinin en küçük değerini squealer kanat ucunda bulurken, Hongwei ve Lixiang [29] kısmi squealer kanat ucunda almıştır. Şekil 4.17’de görülebileceği gibi pasaj vorteksinin en küçük değeri kısmi squealer uygulamasında elde edilmiştir.

Çizelge 4.3’te düz squealer ve kısmi squealer modelleri için ΔC_{p0} değerleri verilmiştir.

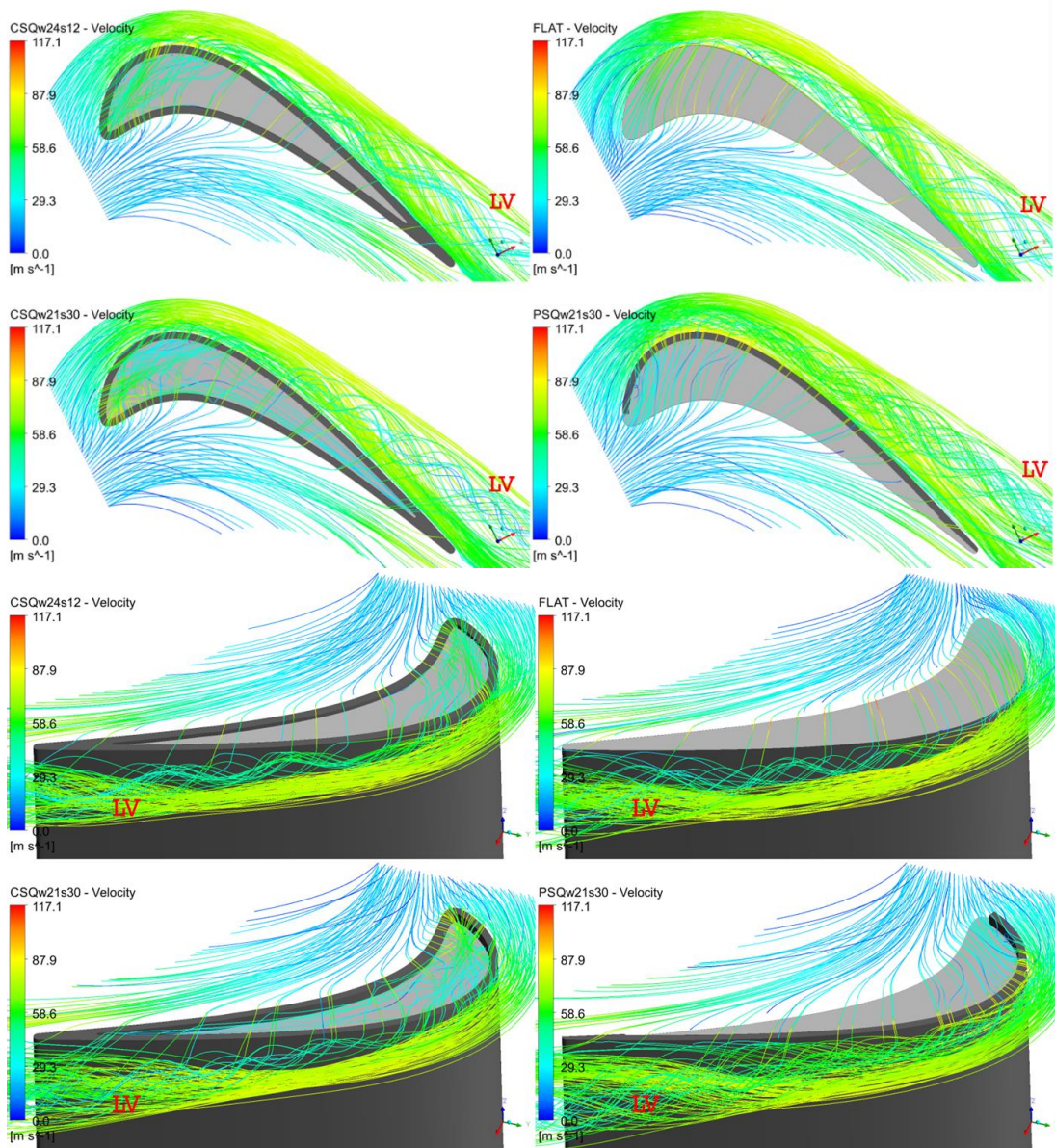
PSQw21s30 toplam basınç kayıp katsayısını düz kanat ucuna göre -%1.0 azaltırken, CSQw21s30 -7.7% azaltmıştır. Literatürde squealer ve kısmi squealer uygulamalarının aerodinamik kayıpları hakkında farklı düşünceler mevcuttur. Nasir ve diğ. [21], Wei ve diğ. [26], Newton ve diğ. [24], Krishnababu ve diğ. [5], Liu ve diğ. [28], Schabowski ve Hodson [1], Hongwei ve Lixiang [29] squealer kanat ucunun, Azad ve diğ. [18], Kwak ve diğ. [20], Camci ve diğ. [22] ise emme kenarı kısmi squealer kanat ucunun daha düşük aerodinamik kayıp yaratacağını göstermiştir. Şekil 4.17 ve Çizelge 4.3'ten hareketle hem en yüksek hem de en düşük performanslı squealer modelleri, kısmi squealer kanat ucuna göre aerodinamik açıdan daha üstün olduğu rahatlıkla söylenebilir.

Çizelge 4.3: ΔC_{p0} karşılaştırması.

Model	ΔC_{p0}	$(\Delta C_{p0}) / (\Delta C_{p0,FL})$
FL	0.1639	
CSQw24s12	0.1580	%96.4
CSQw21s30	0.1513	%92.3
PSQw21s30	0.1623	%99.0

Şekil 4.18'de düz, squealer ve kısmi squealer kanat ucu modelleri için kanat ucu boşluğunda akım iplikleri verilmiştir. Şekil 4.19 ve Şekil 4.20'de sırasıyla $0.27C_a$ ve $0.59C_a$ konumlarında hız akım iplikleri çizdirilmiştir. Düz kanat ucu için Şekil 4.18, Şekil 4.19 ve Şekil 4.20 beraber incelendiğinde, kanat ucu boşluğuna giren akışın basınç kenarı yakınında katı çeperden ayrılıp bu bölgede ayrılma kabarcığı oluşturduğu görülebilmektedir. Bu kabarcığın üzerinden geçen jet akışı önce daralıp hızlanmakta, vena contractayı geçtikten sonra ise genişleyerek yavaşlamaktadır. Genişleyen jet tekrar katı çepere çarpıp yeniden yapışmaktadır. Ayrılma kabarcığının ardında oluşan girdaplar yeniden yapışıp yansıyan akım ile birleşerek kanat ucunu terketmektedir. Sızıntı akışının kanat ucunu emme kenarından terkettiği bölgede, düz kanat ucunda squealera göre daha şiddetli kısmi squealera göre ise daha zayıf bir sızıntı vorteksi oluşmuştur (Şekil 4.18).

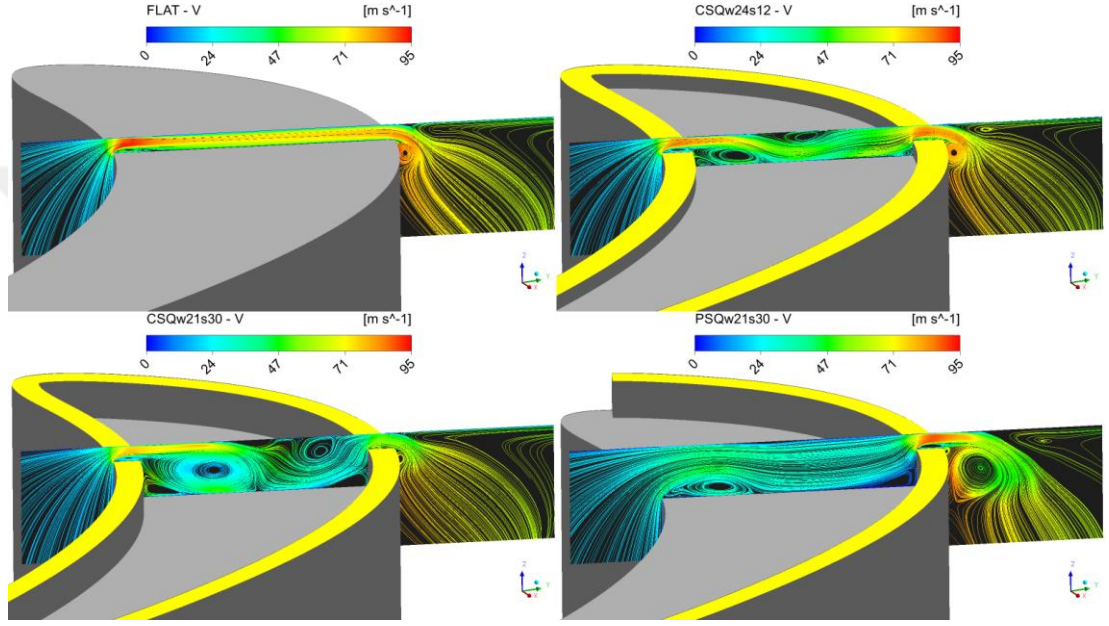
Squealer modelleri incelendiğinde, basınç kenarı squealeri üzerinde daha büyük bir ayrılma kabarcığı ve daha dar bir vena contracta olduğu görülebilir. Daha büyük ayrılma kabarcığı sızıntı akışına daha fazla blokaj uygulamaktadır. Kavite üzerinden geçen sızıntı akışı emme tarafı squealeri üzerinden geçerken, emme tarafı squealeri üzerinde oluşan ayrılma kabarcığına kıyasla daha küçük başka bir ayrılma kabarcığı ile tekrar blokaja uğrar (Şekil 4.19 ve Şekil 4.20). Çift blokaj etkisi, squealer kanat ucunun üstün aerodinamik performansının altında yatan sebeplerden bir tanesidir.



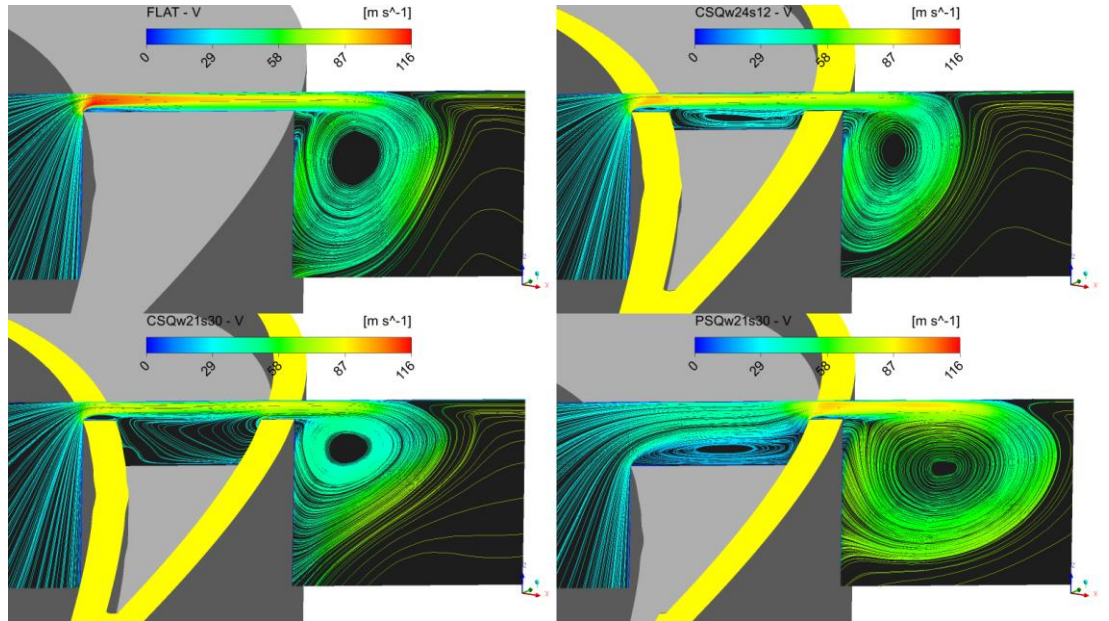
Şekil 4.18: Kanat ucu boşluğunda akım iplikleri.

CSQw21s30 ve CSQw24s12 squealer modellerinde akışın aerodinamik karakteristiği incelenirse, CSQw21s30 CSQw24s12'ye göre hem daha dar hem de daha derin olduğu için oyuk içerisinde daha büyük kavite vorteksi, gövde vorteksi ve kavite at-nalı vorteksi oluşmuştur. Bu durum izantropik sızıntı jetine uygulanan blokajı artırırken ve sızıntı debisini önemli derecede azaltır. CSQw21s30, CSQw24s12 modeline kıyasla jet kalınlığını yaklaşık %5 azaltmıştır. Şekil 4.18 incelendiğinde, hücum kenarından kavite içerisine giren sızıntı akışı kavite yüzeyine çarptıktan sonra ikiye ayrılıp at-nalı vorteksi formunu alarak emme ve basınç kenarlarına yönlendirilmektedir. Kavite at-nalı vorteksinin hem basınç kenarı hem de emme kenar bacağı derin squealer kanat ucunda (CSQw21s30) daha belirgin olup sızıntı akışına uygulanan blokaja katkıda bulunmaktadır. CSQw24s12 modelinde ise düşük squealer yüksekliği nedeniyle zayıf bir kavite at-nalı vorteksi oluşmuştur. CHV'nin her iki bacağı da zayıf olduğu için

Şekil 4.18’de görülebileceği gibi yaklaşık $0.3C_a$ ’ya kadar etkisini sürdürebilmiş ancak bu bölgeden itibaren kavite boşluğunun da azalmasıyla sızıntı akışına katılmaktadır. CSQw24s12’de emme kenarı squealerına çarpan sızıntı akışı squaler yüksekliği kısa olduğu için squealer üzerinden atlayıp sızıntı vorteksine karışırken CSQw21s30’da emme kenarı squealerına çarpan sızıntı akışı squealer yüksekliği fazla olduğu için squealer üzerinden atlayamadan kavite içerisine yönlenebilmektedir (Şekil 4.18). Bu etkilerden hareketle CSQw21s30 kanat ucu boşluğunda daha yüksek bir blokaj uyguladığı için CSQw24s12’ye göre daha düşük sızıntı debisine ve daha düşük aerodinamik kayba sahiptir.



Şekil 4.19: $0.27C_a$ konumunda hız dağılımı.



Şekil 4.20: $0.59C_a$ konumunda hız dağılımı.

Şekil 4.18 - Şekil 4.20 kısmi squealer için incelendiğinde basınç kenarında squealer bulunmadığı için blokaj yalnızca emme kenarı squealeri üzerinde oluşmaktadır. Düz ve squealer kanat ucuna kıyasla emme kenarı squealeri üzerinde daha küçük bir ayrılma kabacağı oluşmuştur. Blokaj emme tarafında olduğu için, sızıntı jeti düz ve squealer kanat ucuna kıyasla daha ileri bir mesafeye uzanır. Bu nedenle sızıntı vorteksi diğer modellere göre kıyasla emme kenarından daha uzak bir mesafeye kadar etkinlik göstermektedir. Bu nedenle düz ve squealer kanat ucuna göre sızıntı vorteksi daha geniştir. Ancak vorteksin şiddeti incelendiğinde squealer kanat ucuna göre biraz daha yüksek olsa da düz kanat ucuna göre düşüktür.

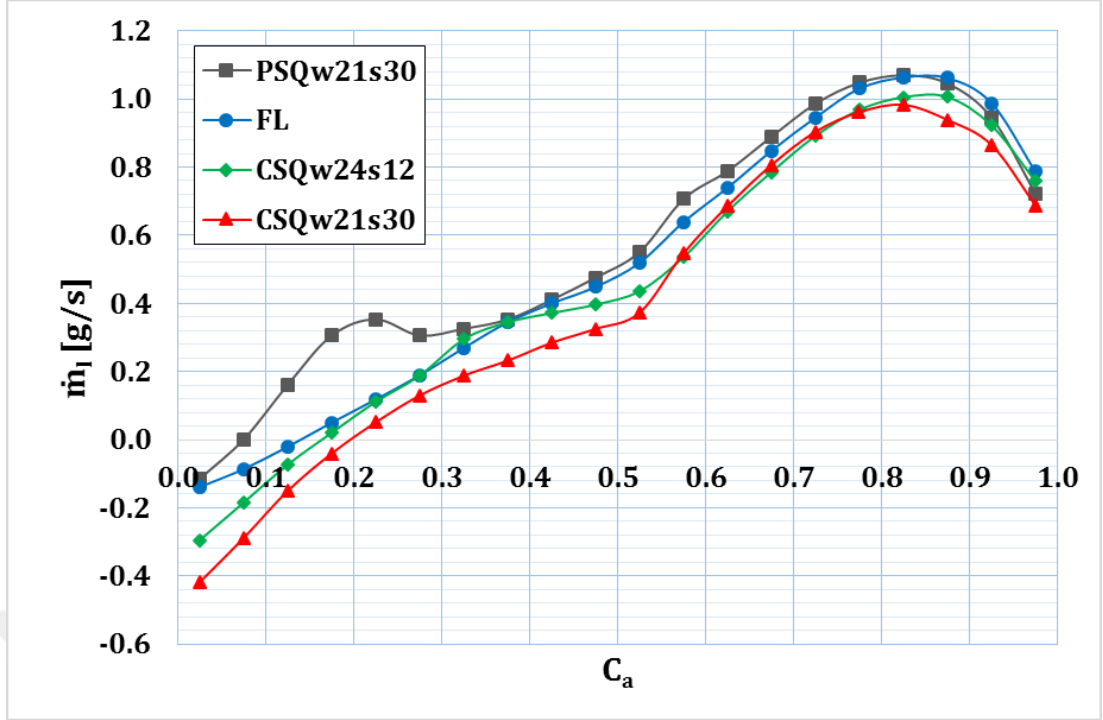
Çizelge 4.4'te FL, CSQ ve PSQ için $\dot{m}_i/\dot{m}$ karşılaştırması verilmiştir. Sızıntı debisi en düşük değerini CSQw21s30 squealer kanat ucunda almıştır. CSQw21s30 sızıntı debisini düz kanat ucuna göre -%20.9 kısmi squealera göre -%32.0 azaltmıştır. Çizelge 4.4'ün bir diğer önemli sonucu ise, en düşük performanslı squealer kanat ucu CSQw24s12 modelinin sızıntı debisini düz kanat ucuna göre -%10.2 kısmi squealera göre -%21.3 azaltmıştır. Yani en düşük performanslı squealer kanat ucu dahi hem düz kanat ucuna hem de kısmi squealera göre sızıntı debisini ciddi oranda azaltmaktadır. Kısmi squealer kanat ucu düz kanat ucuna göre sızıntı debisini %11.1 artırırken, toplam aerodinamik kaybı -%1.0 azaltmıştır. Şekil 4.21'de ise $\dot{m}_i$ dağılımı verilmiştir. CSQw21s30 hem düz hem de kısmi squealera göre bütün C_a konumlarında daha düşük sızıntı debisine sahiptir. Emme kenarı kısmi squealeri hemen hemen tüm C_a konumlarında maksimum sızıntı debisine neden olmaktadır.

Çizelge 4.4: $\dot{m}_i/\dot{m}$ karşılaştırması.

Model	$\dot{m}_i/\dot{m}$	$(\dot{m}_i/\dot{m}) / (\dot{m}_i/\dot{m}_{FL})$
FL	0.0268	
CSQw24s12	0.0240	%89.8
CSQw21s30	0.0212	%79.1
PSQw21s30	0.0297	%111.1

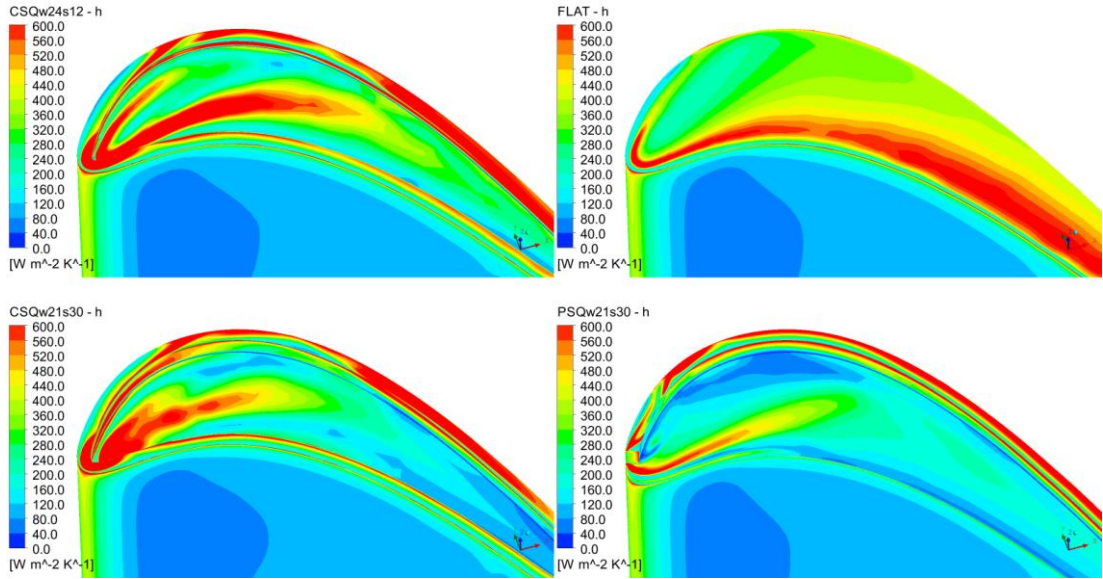
Bütün bu sonuçlardan hareketle, squealer kanat ucu hem düz hem de kısmi squealer kanat ucu modellerine göre daha düşük sızıntı debisi ve daha düşük aerodinamik kayıp yaratmaktadır. Dolayısıyla, aerodinamik açıdan squealer pasif kontrol yöntemi açıkça daha üstündür.

Şekil 4.22'de düz, squealer ve kısmi squealer kanat ucu tasarımları için hücum kenarı yakınında $\dot{h}$ dağılımı verilmiştir. Squealer ve kısmi squealer kanat ucunun, düz kanat ucuna göre üstün bir termal performansa sahip olduğu açıkça görülmektedir.



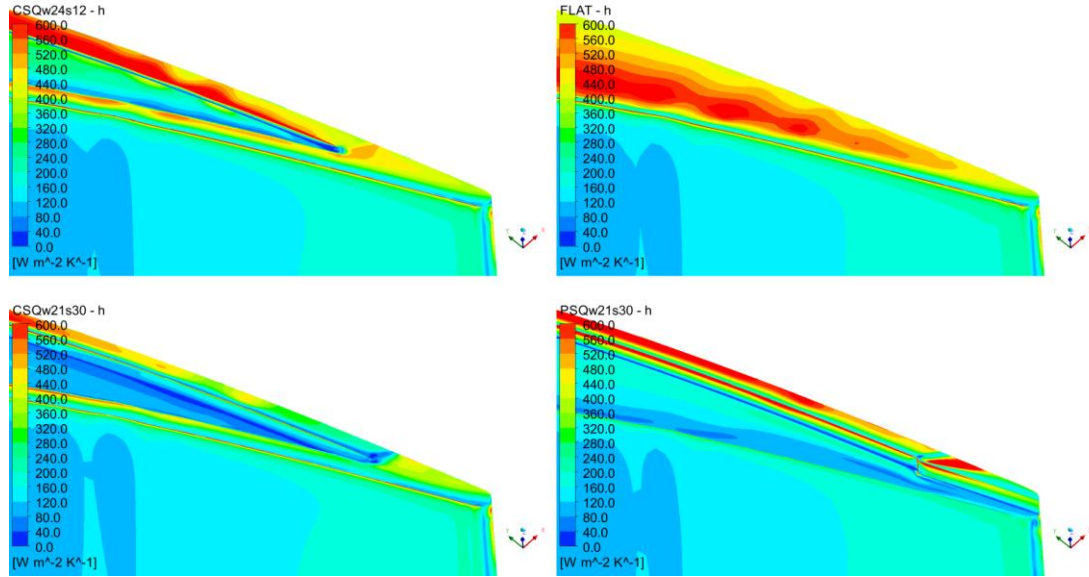
Şekil 4.21: FL, CSQ ve PSQ için $\dot{m}_1$ dağılımı.

Düz kanat ucu üzerinde, hücum kenarı yakınında çatal şeklinde geniş bir yüksek ısı geçiş bölgesi oluşmuştur. Bu bölge, hücum kenarından kanat ucu boşluğuna giren sızıntı akışının katı çeperden ayrılıp tekrar yapışması nedeniyle oluşmaktadır. Bir diğer yüksek ısı geçiş bölgesi ise, basınç kenarı boyunca yaklaşık $0.5C_t$ 'ye kadar oluşmaktadır. Bu bölge de benzer şekilde basınç kenarından kanat ucuna giren sızıntı akışının katı çeperden ayrılıp tekrar yapışması nedeniyle oluşmaktadır (Şekil 4.22).



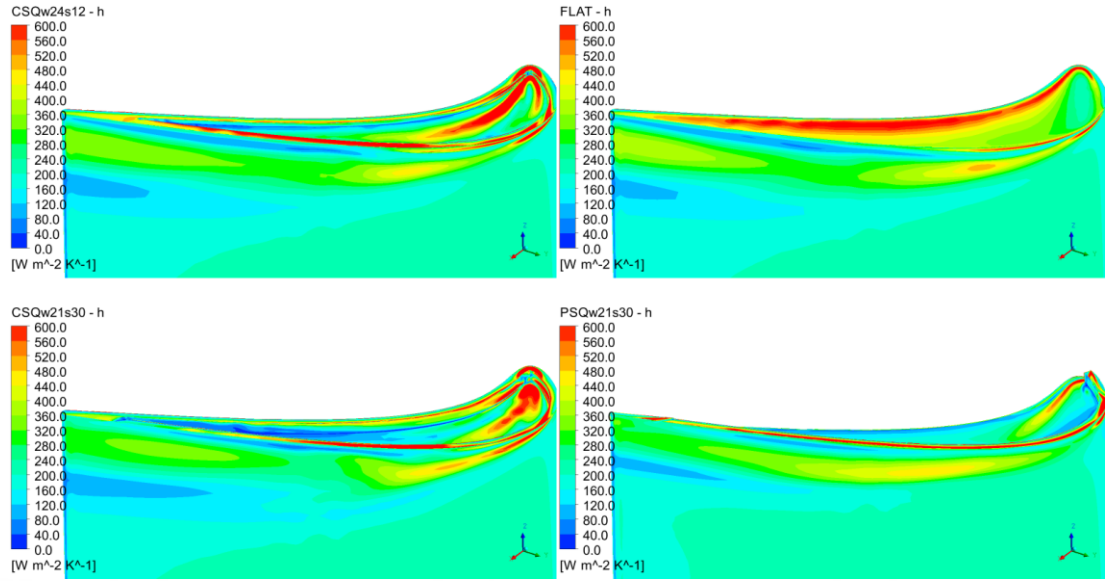
Şekil 4.22: Hücum kenarı yakınında h dağılımı.

Squealer modelleri ısı geçişi açısından incelendiğinde, düz kanadı ucu basınç kenarı yakınında oluşan yüksek ısı geçişi bölgesinin ortadan kalktığı görülebilir. Bunun sebebi basınç kenarı yakınında katı çeperden ayrılan akışın yeniden yapışamayıp kavite içerisine yönlenmesi ve yönlenen bu akışın at-nalı vorteksi basınç kenarı bacağı ile engellenmesidir. Basınç kenarı squealer üst yüzeyinde yüksek ısı geçişli bölge ortadan kalkmış olsa da bu yüzeyin kaviteye bakan köşesinde ince bir şerit şeklinde yüksek ısı geçişi bölgesi bulunmaktadır. Squealer genişliği azaltıldığında bu ince şerit de ortadan kalktığı için ısı geçişi katsayısı h_f daha da azalmaktadır. Bu yapıya ilave olarak kavite yüzeyinde hücum kenarı yakınında oluşan atal şekilli yüksek ısı geçişi bölgesi biraz daha genişlemiştir. Bu bölgenin kavite at-nalı vorteksinin yüzeye çarpıp iki bacak halinde ayrılması nedeniyle oluştuğu açıklanmıştı. Genişliğin azalması ve derinliğin artmasının squealer kanat ucunda h_f değerini azalttığı da detaylıca anlatılmıştı. Bu bilgilerden hareketle şekil 4.22’de görülebileceği gibi CSQw21s30 squealer modelinde, kavite yüzeyi hücum kenarı yakınındaki yüksek ısı geçişi bölgesi daha dar bir alan kaplamaktadır. şekil 4.22’de CSQw21s30 modelinde emme kenarı squealer üst duvarında oluşan yüksek ısı geçişi bölgesi de daralmıştir. şekil 4.23’te firar kenarı yakınında h_f dağılımı verilmiştir. CSQw21s30 modeli, CSQw24s12’ye göre firar kenarı yakınında da daha düşük ısı geçişi katsayısına sahiptir.

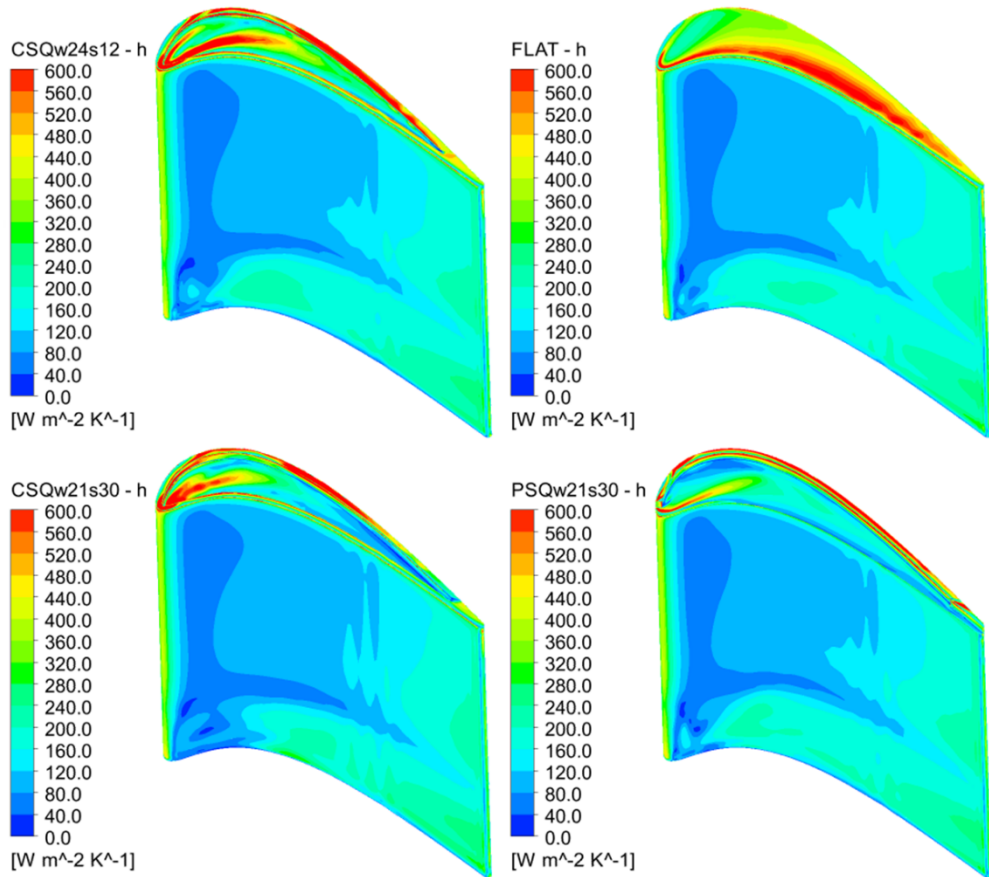


şekil 4.23: Firar kenarı yakınında h_f dağılımı.

şekil 4.24’te ise kanat emme kenarında h_f dağılımı verilmiştir. CSQw21s30’da sızıntı vorteksinin emme kenarına arpdığı bölgede oluşan yüksek ısı geçişi katsayılı bölge azalarak hücum kenarına doğru çekilmiştir. şekil 4.25’te kanat basınç kenarında h_f dağılımı verilmiştir. Kanat ucundaki h_f dağılımlarından hareketle CSQw21s30, düz ve CSQw24s12 modellerine göre h_f değerini önemli ölçüde azaltmıştır.



Şekil 4.24: Kanat emme kenarında q dağılımı.



Şekil 4.25: Kanat basınç kenarında q dağılımı.

Şekil 4.22 - Şekil 4.25'den, emme kenarı kısmi squealer kanat ucunun düz ve squealer kanat ucuna göre ısı geçişini ciddi oranda azalttığı görülebilir. Squealer kanat ucunda hücum kenarı yakınında oluşan çatal şekilli yüksek ısı geçiş bölgesi, kısmi squealer

kanat ucunda şerit şekilli bir yapıya dönüşerek önemli ölçüde küçülmüştür. Bu şerit squealerda, kavite yüzeyine çarpan sızıntı akışının ikiye ayrılmasıyla oluşan çatalın sağ bacağı olarak düşünülebilir. Sol bacağın oluşumu kısmi squealer nedeniyle engellenmektedir (Şekil 4.22). Squealer kanat ucunda, basınç kenarı squealer üst yüzeyinde kaviteye doğru ince bir yüksek ısı geçiş bölgesi oluşmaktaydı. Emme kenarı kısmi squealerında basınç kenarı squealerı bulunmadığı için bu bölge ortadan kalkmakta ve η daha da fazla azalmaktadır. Kısmi squealer kanat ucunun ısı performans açısından bir diğer avantajı ise, basınç kenarından giren sızıntı akışının ayrılarak geniş bir ayrılma kabarcığı oluşturmastır (Şekil 4.19 ve Şekil 4.20). Geniş ayrılma kabarcığı nedeniyle ısı geçiş katsayısı h ciddi oranda azalmaktadır.

Bu nedenle, firar kenarı yakınında oluşan şerit şekilli yüksek ısı geçiş bölgesi dışında kısmi squealer tamamen düşük ısı geçişli bir yapıya sahiptir.

Çizelge 4.5'te ortalama ısı geçiş katsayısı h dağılımı verilmiştir. Emme kenarı kısmi squealer kanat ucu (PSQw21s30) h değerini düz kanat ucuna göre (FL) -%40.6 azaltırken, en yüksek performanslı squealer kanat ucuna göre (CSQw21s30) -%33.9 azaltmıştır.

Çizelge 4.5: h karşılaştırması.

Model	h	(h/h_{FL})
FL	422.8	
CSQw24s12	362.7	%85.8
CSQw21s30	279.3	%66.1
PSQw21s30	251.1	%59.4

Bu sonuçlardan hareketle squealer kanat ucunun aerodinamik açıdan, emme kenarı kısmi squealer kanat ucunun ise termal açıdan daha üstün olduğu rahatlıkla söylenebilir.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Kanat ucu boşluğunda, basınç ve emme kenarı arasındaki yüksek basınç farkı nedeniyle sızıntı akışı oluşur. Bu akış üç boyutlu ve karmaşık bir yapıya sahiptir. Sızıntı akışının türbin kanadında oluşan diğer ikincil akış yapılarıyla etkileşimi ve oluşan karmaşık akış yapıları hem rotordaki aerodinamik kaybın hem de kanat ucuna ısı geçişinin ciddi oranda artmasına neden olur. Tez kapsamında eksenel gaz türbinlerinde düz, squealer ve emme kenarı kısmi squealer kanat ucu modellerinin akış fiziğine etkileri Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) çözümleri ile sayısal olarak incelenmiştir. Sıkıştırılamaz, daimi RANS denklemleri parametrik HAD analizleri ile çözülmüştür. Türbülans modeli olarak türbomakina gibi karmaşık akış yapılarına sahip akışlarda yaygın olarak kullanılan ve pek çok çalışmada deneysel verilerle doğrulanan SST k- ω kullanılmıştır. Kanat ucu ve gövde arasındaki kanat ucu boşluğu t/h tüm modeller için sabit olup %1.0 alınmıştır. Sayısal modelleme lineer kaskatta ve sabit gövde ile yapılmıştır. Tüm modeller için toplam basınç kayıp katsayısı, sızıntı debisi, toplam ısı yükü ve ortalama ısı geçiş katsayısı hesaplanmıştır. Çalışmada referans geometri düz kanat ucudur. Sızıntı akışının olumsuz etkilerini azaltmak için squealer ve emme kenarı kısmi squealer uygulamaları aero-termal açıdan incelenmiş ve düz kanat ucu ile karşılaştırılmıştır. Literatürde squealer yüksekliği ve squealer genişliğinin aerodinamik ve termal performansa etkisiyle ilgili geniş bir aralıkta incelenmiş sistematik bir çalışma bulunmamaktadır. Squealer yüksekliği ve squealer genişliğinin aerodinamik ve termal etkileri geniş bir aralıkta incelenmiştir.

Yapılan tez çalışması kapsamında şu sonuç ve önerilere ulaşılmıştır:

1. 7 farklı squealer genişliği ve 4 farklı squealer yüksekliği olmak üzere 28 farklı squealer tasarımı arasından en yüksek aero-termal performans CSQw21s30 (w=2.1 mm, s=3.0 mm) modelinde elde edilmiştir. En düşük aero-termal performans ise CSQw24s12 (w=2.4 mm, s=1.2 mm) modelinde elde edilmiştir.
2. Hem en yüksek hem de en düşük performanslı squealer modelleri (sırasıyla CSQw21s30, CSQw24s12) düz (FL) ve emme kenarı kısmi squealer (PSQw21s30) modellerine göre daha küçük sızıntı vorteksine sahiptir. Sızıntı vorteksinin en geniş olduğu model emme kenarı kısmi squealeri olmuştur.

3. Hem squealer hem de emme kenarı kısmi squealer uygulamaları, düz kanat ucuna göre sızıntı vorteksinin şiddetini ve çekirdeğini önemli oranda azaltmıştır.
4. Kısmi squealerda, sızıntı vorteksinin konumu kanat emme yüzeyinden uzaklaşacak şekilde diğer kanatın basınç yüzeyine doğru kaymıştır. Emme kenarındaki sınır tabakadan uzaklaşması burdaki etkileşimi azaltacağı için aerodinamik açıdan avantaj sağlayabilir. Kısmi squealerın bir diğer aerodinamik avantajı ise pasaj vorteksinin en küçük pasaj vorteksi kısmi squealer uygulamasında elde edilmiştir.
5. CSQw21s30 toplam basınç kayıp katsayısını düz kanat ucuna göre -%7.7 azaltırken, PSQw21s30 -%1.0 azaltmıştır.
6. Sızıntı debisi en düşük değerini squealer kanat ucunda ve en yüksek değerini kısmi squealer kanat ucunda almıştır. CSQw21s30 sızıntı debisini düz kanat ucuna göre %20.9 azaltırken, PSQw21s30 %11.1 artırmıştır. CSQw21s30 hem düz hem de kısmi squealera göre bütün C_a konumlarında daha düşük sızıntı debisine sahiptir. Emme kenarı kısmi squealerı ise hemen hemen tüm C_a konumlarında maksimum sızıntı debisine neden olmaktadır.
7. Squealer kanat ucu hem düz hem de kısmi squealer kanat ucu modellerine göre daha düşük sızıntı debisi ve daha düşük aerodinamik kayıp yaratmaktadır. Bu nedenle, aerodinamik açıdan açıkça daha üstündür.
8. Termal açıdan en üstün tasarım emme kenarı kısmi squealer kanat ucudur. Emme kenarı kısmi squealerı ortalama ısı geçiş katsayısı, h_f değerini düz kanat ucuna göre -%40.6 azaltırken en yüksek performanslı squealer kanat ucuna göre -%33.9 azaltmıştır.
9. Düz kanat ucu üzerinde, hücum kenarı yakınında çatal şeklinde geniş bir yüksek ısı geçiş bölgesi oluşmuştur. Bir diğer yüksek ısı geçiş bölgesi ise, basınç kenarı boyunca yaklaşık $0.5C_t$ 'ye kadar oluşmaktadır. Squealer kanat ucunda, düz kanat ucu basınç kenarı yakınında oluşan yüksek ısı geçiş bölgesi ortadan kalkmıştır. Basınç kenarı squealer üst yüzeyinin kaviteye bakan köşesinde ince bir şerit şeklinde yüksek ısı geçiş bölgesi bulunmaktadır. Kavite yüzeyinde hücum kenarı yakınında oluşan çatal şekilli yüksek ısı geçiş bölgesi ise düz kanat ucuna göre biraz daha genişlemiştir. Bu yüksek ısı geçiş bölgesi, kısmi squealer kanat ucunda şerit şekilli bir yapıya dönüşerek önemli ölçüde küçülmüştür. Squealer kanat ucunda, basınç kenarı squealer üst yüzeyinde kaviteye doğru oluşan yüksek ısı geçiş bölgesi emme kenarı kısmi squealerında basınç kenarı squealerı bulunmadığı için tamamen ortadan kalkmış ve h_f daha da fazla azalmıştır.

10. Squealer kanat ucunun aerodinamik açıdan, emme kenarı kısmi squealer kanat ucunun ise termal açıdan daha üstün olduğu görülmüştür.
11. Squealer yüksekliği ve squealer genişliğinin sızıntı debisi, $\dot{m}_1$ üzerindeki etkisi incelenmiştir. Tüm genişlik değerlerinde squealer yüksekliği arttıkça sızıntı debisi yaklaşık olarak aynı eğim ile azalmıştır. Tüm yükseklik değerlerinde squealer genişliği azaldıkça sızıntı debisi yaklaşık olarak aynı eğim ile azalmıştır.
12. Squealer yüksekliği ve squealer genişliğinin toplam aerodinamik kayıp, ΔC_{p0} üzerindeki etkisi incelendiğinde düşük w-düşük s veya yüksek w-yüksek s çiftinin daha düşük kayıp yaratacağı gözlenmiştir.
13. Squealer yüksekliği ve squealer genişliğinin ortalama ısı geçiş katsayısı, h_f üzerindeki etkisi de incelenmiştir. Tüm genişlik değerlerinde squealer yüksekliği arttıkça ortalama ısı geçiş katsayısı hemen hemen aynı eğim değeri ile azalmıştır. Tüm yükseklik değerlerinde squealer genişliği arttıkça ortalama ısı geçiş katsayısı hemen hemen aynı bir eğim değeri ile artmıştır.



KAYNAKLAR

- [1] Schabowski, Z., ve Hodson, H. (2014). The Reduction of Over Tip Leakage Loss in Unshrouded Axial Turbines Using Winglets and Squealers. *ASME Journal of Turbomachinery*, 136, 041001-041001-041011.
- [2] Mischo, B., Behr, T., ve Abhari, R. S. (2008). Flow Physics and Profiling of Recessed Blade Tips: Impact on Performance and Heat Load. *ASME Journal of Turbomachinery*, 130, 021008-021001-021008.
- [3] Denton, J. D. (1993). Loss Mechanisms in Turbomachines. *ASME Journal of Turbomachinery*, 115, 621-656.
- [4] Key, N. L., Arts, T. (2004). Comparison of Turbine Tip Leakage Flow for Flat Tip and Squealer Tip Geometries at High-Speed Conditions. *ASME Journal of Turbomachinery*, 128, 213-220.
- [5] Krishnababu, S. K., Newton, P. J., Dawes, W. N., Lock, G. D., Hodson, H. P., Hannis, J., ve Whitney, C. (2009). Aerothermal Investigations of Tip Leakage Flow in Axial Flow Turbines Part I: Effect of Tip Geometry and Tip Clearance Gap. *ASME Journal of Turbomachinery*, 131, 011006-011001-011014.
- [6] Moore, J., ve Tilton, J. S. (1988). Tip Leakage Flow in a Linear Turbine Cascade. *ASME Journal of Turbomachinery*, 110, 18-26.
- [7] Bindon, J. P. (1989). The Measurement and Formation of Tip Clearance Loss. *ASME Journal of Turbomachinery*, 111, 257-263.
- [8] Bindon, J. P., ve Morphis, G. (1992). The Development of Axial Turbine Leakage Loss for Two Profiled Tip Geometries Using Linear Cascade Data. *ASME Journal of Turbomachinery*, 114, 198-203.
- [9] Yaras, M. I., ve Sjolander, S. A. (1992). Prediction of Tip-Leakage Losses in Axial Turbines. *ASME Journal of Turbomachinery*, 114, 204-210.
- [10] Sjolander, S. A., ve Cao, D. (1995). Measurements of the Flow in an Idealized Turbine Tip Gap. *ASME Journal of Turbomachinery*, 117, 578-584.
- [11] Wang, H. P., Olson, S. J., Goldstein, R. J., ve Eckert, E. R. G. (1997). Flow Visualization in a Linear Turbine Cascade of High Performance Turbine Blades. *ASME Journal of Turbomachinery*, 119, 1-8.
- [12] Azad, G. S., Han, J., Teng, S., ve Boyle, R. J. (2000). Heat Transfer and Pressure Distributions on a Gas Turbine Blade Tip. *ASME Journal of Turbomachinery*, 122, 717-724.
- [13] Tallman, J., ve Lakshminarayana, B. (2000). Numerical Simulation of Tip Leakage Flows in Axial Flow Turbines, With Emphasis on Flow Physics: Part I - Effect of Tip Clearance Height. *ASME Journal of Turbomachinery*, 123, 314-323.

- [14] Kavurmacioglu, L., Dey, D., ve Camci, C. (2007). Aerodynamic Character of Partial Squealer Tip Arrangements In An Axial Flow Turbine, Part I : Detailed Aerodynamic Field Modifications via Three Dimensional Viscous Flow Simulations Around Baseline Tip. *Progress in Computational Fluid Dynamics*, 7, 363-373.
- [15] Metzger, D. E., Bunker, R. S., ve Chyu, M. K. (1989). Cavity Heat Transfer on a Traverse Grooved Wall in a Narrow Channel. *ASME Journal of Heat Transfer*, 111, 73-79.
- [16] Heyes, F. J. G., Hodson, H. P., ve Dailey, G. M. (1992). The Effect of Blade Tip Geometry on the Tip Leakage Flow in Axial Turbine Cascades. *ASME Journal of Turbomachinery*, 114, 643-651.
- [17] Ameri, A. A., Steinthorsson, E., ve Rigby, D. L. (1998). Effect of Squealer Tip on Rotor Heat Transfer and Efficiency. *ASME Journal of Turbomachinery*, 120, 753-759.
- [18] Azad, G. S., Han, J., Bunker, R. S., ve Lee, C. P. (2002). Effect of Squealer Geometry Arrangement on a Gas Turbine Blade Tip Heat Transfer. *ASME Journal of Heat Transfer*, 124, 452-459.
- [19] Kwak, J. S., ve Han, J. C. (2003). Heat Transfer Coefficient on the Squealer Tip and Near Squealer Tip Regions of a Gas Turbine Blade. *ASME Journal of Heat Transfer*, 125, 669-677.
- [20] Kwak, J. S., Ahn, H., Han, J.-C., Lee, C. P., Bunker, R. S., Boyle R., ve Gaugler, R. (2003). Heat Transfer Coefficients on the Squealer Tip and Near-Tip Regions of a Gas Turbine Blade with Single or Double Squealer. *ASME Journal of Turbomachinery*, 125, 778-787.
- [21] Nasir, H., Ekkad, S. V., Kontrovitz, D. M., Bunker, R. S., ve Prakash, C. (2004). Effect of Tip Gap and Squealer on Detailed Heat Transfer Measurements Over a High Pressure Turbine Rotor Blade Tip. *ASME Journal of Turbomachinery*, 126, 221-228.
- [22] Camci, C., Dey, D., ve Kavurmacioglu, L. (2005). Aerodynamics of Tip Leakage Flows Near Partial Squealer Rims in an Axial Flow Turbine Stage. *ASME Journal of Turbomachinery*, 127, 14-24.
- [23] Key, N. L., ve Arts, T. (2006). Comparison of Turbine Tip Leakage Flow for Flat Tip and Squealer Tip Geometries at High-Speed Conditions. *ASME Journal of Turbomachinery*, 128, 213-220.
- [24] Newton, P. J., Lock, G. D., Krishnababu, S. K., Hodson, H., Dawes, W. N., Hannis, J., ve Whitney, C. (2006). Heat Transfer and Aerodynamics of Turbine Blade Tips in a Linear Cascade. *ASME Journal of Turbomachinery*, 128, 300-309.
- [25] Kavurmacioglu, L., Dey, D., ve Camci, C. (2007). Aerodynamic Character of Partial Squealer Tip Arrangements In An Axial Flow Turbine, Part II : Detailed Numerical Aerodynamic Field Visualizations via Three Dimensional Viscous Flow Simulations Around a Partial Squealer Tip. *Progress in Computational Fluid Dynamics*, 7, 374-386.

- [26] Wei, L., Wei-yang, Q., Kai-fu, X., ve Hua-ling, L. (2008). Numerical Simulation of Tip Clearance Flow Passive Control in Axial Turbine. *Journal of Thermal Science*, 17, 147-155.
- [27] Zhou, C., ve Hodson, H. (2012). Squealer Geometry Effects on Aerothermal Performance of Tip-Leakage Flow of Cavity Tips. *AIAA Journal of Propulsion and Power*, 28, 556-567.
- [28] Liu, J., Li, P., Zhang, C., ve An, B. (2013). Flowfield and Heat Transfer past an Unshrouded Gas Turbine Blade Tip with Different Shapes. *Journal of Thermal Science*, 22, 128-134.
- [29] Hongwei, M., ve Lixiang, W. (2015). Experimental Study of Effects of Tip Geometry on the Flow Field in a Turbine Cascade Passage. *Journal of Thermal Science*, 24, 1-9.
- [30] Cengel, Y. A., ve Cimbala, J. M. (2006) *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications* (1. ed., pp. 840-842). New York: McGraw-Hill.
- [31] Celik, İ. B. (1999). *Introductory Turbulence Modeling*. West Virginia University. Retrieved from <http://www.ewp.rpi.edu/hartford/~ernesto/F2013/ET/MaterialsforStudents/SIayden/Celik-Intro-to-TurbulenceModeling.pdf>
- [32] ANSYS Fluent 16.0 Theory Guide. (2015). Canonsburg, PA: ANSYS, Inc.
- [33] Camci, C. (2004). A Turbine Research Facility to Study Tip Desensitization Including Cooling Flows. *von Karman Institute Lecture Series, VKI-LS 2004-02*, 1-26.
- [34] Dey, D., ve Camci, C. (2004). Tip Desensitization of an Axial Turbine Rotor Using Tip Platform Extensions. *von Karman Institute Lecture Series, VKI-LS 2004-02*, 42-62.



ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad : Cem Berk ŞENEL

Doğum Tarihi ve Yeri : 18.08.1991

E-posta : senelce@itu.edu.tr

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2014, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi
Makina Mühendisliği
- **Yükseklisans** : 2016, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi
Makina Mühendisliği, Isı – Akışkan Programı

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2012 yılında, TEI-TUSAŞ Motor Sanayii A.Ş.'de Motor Bakım, Onarım, Revizyon bölümünde 3 ay kadar proje stajyeri olarak çalıştı.
- 2012-2013 yılında, Robert Bosch Mühendislik bursu aldı.
- 2013-2014 yılında, Mercedes-Benz Türk A.Ş.'de Otobüs Geliştirme bölümünde 1 yıl kadar ArGe stajyeri olarak çalıştı.
- 2014 yılında, Aray Vakfı başarı ödülü kazandı.
- 2014 yılında, Makina Müh. bölümünden lisans 5.'si olarak mezun oldu.
- 2015 yılından beri, TAI DKTM ile yürütülen DKTM/2014/05 no'lu Gaz Türbini Kanat Ucunun Aerodinamik ve Termal Optimizasyonu projesinde çalışmaktadır.
- 2016 yılından beri, İstanbul Teknik Üniversitesi Hidromekanik Laboratuvarı'nda Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır.

YÜKSEK LİSANS TEZİNDEN TÜRETİLEN BİLDİRİLER:

Uluslararası Bildiriler:

- Kavurmacioglu L., Maral, H., Senel C. B., 2016. A Parametric Approach to Turbine Tip Leakage Aerodynamic Investigation for Axial Flow Turbine. *Proceedings of ISROMAC-16: The 16th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, April 10-15, 2016 Honolulu, HI, USA.
- Maral, H., Senel C. B., Kavurmacioglu L., 2016. Aerothermal Performance of Partial and Cavity Squealer Tip in a Linear Turbine Cascade. *Proceedings of ICAME-16: The 2nd International Conference on Advances in Mechanical Engineering*, May 10-13, 2016 Istanbul, Turkey.
- Maral, H., Senel C. B., Kavurmacioglu L., 2016. A Parametric and Computational Aerothermal Investigation of Squealer Tip Geometry in an Axial Turbine: A Parametric Approach Suitable for Future Advanced Tip Carving Optimizations. *ASME Paper No. GT2016-58107: The 61th ASME Turbo Expo*, June 12-17, 2016 Seoul, South Korea.