



# Mikro Gaz Türbin Kanatlarında Efüzyon Soğutma için Analizler Yapılması ve İndirgenmiş Model Geliştirilmesi

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Süleyman Fatih Kırmızıgöl

ORCID 0000-0003-0986-0691

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Sercan Acarer

Temmuz 2021

İzmir Kâtip Çelebi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü öğrencisi **Süleyman Fatih Kırmızıgöl** tarafından hazırlanan **Mikro Gaz Türbin Kanatlarında Efüzyon Soğutma için Analizler Yapılması ve İndirgenmiş Model Geliştirilmesi** başlıklı bu çalışma tarafımızca okunmuş olup, yapılan savunma sınavı sonucunda kapsam ve nitelik açısından başarılı bulunarak jürimiz tarafından YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

**ONAYLAYANLAR:**

**Tez Danışmanı:** Doç. Dr. Sercan Acarer .....  
İzmir Kâtip Çelebi Üniversitesi

**Jüri Üyeleri:**

**Doç. Dr. Sercan Acarer** .....  
İzmir Kâtip Çelebi Üniversitesi

**Doç. Dr. Ziya Haktan Karadeniz** .....  
İzmir Kâtip Çelebi Üniversitesi

**Doç. Dr. Mehmet Akif Ezan** .....  
Dokuz Eylül Üniversitesi

**Savunma Tarihi: 13.07.2021**

# Yazarlık Beyanı

Ben, **Süleyman Fatih Kırmızıgöl**, başlığı **Mikro Gaz Türbin Kanatlarında Efüzyon Soğutma için Analizler Yapılması ve İndirgenmiş Model Geliştirilmesi** olan bu tezimin ve tezin içinde sunulan bilgilerin şahsıma ait olduğunu beyan ederim.

Ayrıca:

- Bu çalışmanın bütünü veya esası bu üniversitede Yüksek Lisans derecesi elde etmek üzere çalıştığım süre içinde gerçekleştirilmiştir.
- Daha önce bu tezin herhangi bir kısmı başka bir derece veya yeterlik almak üzere bu üniversiteye veya başka bir kuruma sunulduysa bu açık biçimde ifade edilmiştir.
- Başkalarının yayımlanmış çalışmalarına başvurduğum durumlarda bu çalışmalara açık biçimde atıfta bulundum.
- Başkalarının çalışmalarından alıntıladığımda kaynağı her zaman belirttim. Tezin bu alıntılar dışında Bölüm 5.3 kısmı Technion – Israel Institute of Technology'den Doç. Dr. Beni Cukurel ve Yair Lange ekibi ile ortak çalışma sonucunda oluşturulmuştur. Kalan kısmı tümüyle kendi çalışmamdır.
- Kayda değer yardım aldığım bütün kaynaklara teşekkür ettim.
- Tezde başkalarıyla birlikte gerçekleştirilen çalışmalar varsa onların katkısını ve kendi yaptıklarımı tam olarak açıkladım.

İmza:

---

Tarih: 29.06.2021

---

# Mikro Gaz Türbin Kanatlarında Efüzyon Soğutma için Analizler Yapılması ve İndirgenmiş Model Geliştirilmesi

## ÖZ

Gaz türbin motorlarında türbin giriş sıcaklığını arttırmak motorun termal verimini arttırmanın en temel yoludur. Bu sebeple türbin soğutma teknolojisi geçmiş yıllarda büyük gelişmeler kaydetmiştir. Karmaşık iç kanal geometrileri ve yüzeyi kaplayan koruyucu hava tabakası (film) sayesinde ana gaz sıcaklıkları, malzemenin dayanımının üzerine çıkabilmektedir. Günümüzdeki film soğutma teknolojisinde kanat yüzeyinde kabaca 1mm çap mertebelerinde delikler bulunmaktadır. Bu ise değişken kalınlıkta ve etkinlikte bir film yüzeyi oluşturmaktadır. Bu sebeple termal gerilmeler önemli seviyededir. Bu teknoloji, özellikle tipik olarak 2-3 cm uzunluğa sahip mikro gaz türbin kanatlarında uygulanamamaktadır. Efüzyon soğutma tekniği ise benzer olmakla birlikte çok daha küçük çapta (~0.1mm) ve çok sayıda delik kullanılmaktadır. Reynolds sayılarındaki farktan dolayı film soğutma teknolojisine ait korelasyonlar efüzyon soğutmada doğrudan uygulanamamaktadır. Bu çalışmanın ana hedefi, efüzyon soğutma sisteminde iç akış kanalı boyunca ve delik çıkışlarında oluşan akış özelliklerini, metal sıcaklık dağılımını, ısı transferi katsayısını ve soğutma verimini tahmin edebilen bir boyutlu indirgenmiş model (İM) oluşturulmasıdır. İndirgenmiş model, 0,1 mm efüzyon delik çapında ve  $P/D=5-10-20$  (P: Delikler arası mesafe, D: Delik çapı) referans tasarımları için geliştirilmiştir. Çalışmanın bir başka ana ayağı ise

ANSYS Fluent yazılımı kullanılarak gerçekleştirilen 3 boyutlu Eşlenik Isı Transferi (Conjugate Heat Transfer) Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) sayısal çalışmaları ile İM'yi doğrulamaktır. HAD sayısal çalışmalarında kullanılan Reynolds ortalananmış Navier Stokes (RANS) türbülans modeli, (film soğutma olmadan sadece iç kanallı soğutmaya sahip olan) C3X türbin kanadı için yayınlanmış statik basınç, ısı transferi katsayısı ve duvar sıcaklığı değerlerini gösteren deney verisi – 158 ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Doğrulama çalışmasında Reynolds Gerilme Modelleri (RSM) ve Menter-Lechner (k-ε Realizable) modeli deney verilerine en yakın tahmin edebilen model olarak tespit edilmiştir. Ele alınan problemde türbülansın izotropik olmaması ve akışın karmaşıklığı sebebiyle deneylerle benzer sonuç veren RSM ilk tercih olarak seçilmiştir. Ancak yakınsama problemleri sebebiyle bu modeller, özellikle iç akış kanalları ve soğutma delikleri eklenmiş durumda, pratik bulunmamıştır. Buna alternatif olan daha basit türbülans viskozitesi (Boussinesq) yaklaşımı tabanlı RANS türbülans modelleri ise kanat üzeri basınç alanını tahmin etmede başarılı olsa da, ısı transferindeki ana karakteristikleri yakalamada büyük ölçüde başarısız kalmışlardır. Sadece Menter-Lechner (k-ε Realizable) modeli, RSM ile benzer sonuçlar vermiştir. Yakınsamanın kolaylığı ve çözüm hızı sebebiyle bu model seçilmiştir. Sonuç olarak, MATLAB 2019b versiyonu kullanılarak geliştirilen İM, HAD açısından en avantajlı durumda dahi (eşit delik aralıkları sayesinde simetri sınır şartı) HAD çözümlerine göre  $\approx 4320$  kat daha hızlı sonucu benzer doğrulukta verebilmektedir. Gelişmiş efüzyon soğutma teknolojisi ve bunu modellemeye yönelik geliştirilen yöntemler, temsili bir mikro gaz türbini kanadı üzerinde gösterilse bile, sonuçlar daha büyük türbinler için de geçerlidir.

**Anahtar Sözcükler:** HAD, Efüzyon Soğutma, İndirgenmiş Model, Türbin Kanadı, Mikro Turbojet, Gaz Türbinleri

# Development of Reduced Order Model and Simulations for Effusion Cooling of Micro Gas Turbine Blades

## Abstract

Rising the turbine inlet temperature in gas turbine engines is the principal way to increase the thermal efficiency of the engine. Accordingly, turbine cooling technology has made great progress in the past years. Thanks to the complex inner channel geometries and the protective air layer (film) covering the surface, the main gas temperatures can exceed the strength of the material. In state-of-the-art film cooling technology, there are holes in the turbine surface of roughly 1mm order in diameter. This creates a film surface of variable thickness and effectiveness. For this reason, thermal stresses are at a significant level. This technology is not particularly applicable to micro gas turbine blades typically 2-3 cm long. Effusion cooling technique is similar but much smaller diameter (~0.1mm) and much greater number of holes are used. Due to the difference in Reynolds numbers, the developed correlations for film cooling technology cannot be applied directly to effusion cooling. The main goal of this study is to create a one-dimensional reduced model (ROM) that can predict the flow properties, metal temperature distribution, heat transfer coefficient and cooling efficiency along the inner flow channel and hole outlets in the effusion cooling system. The reduced model was developed for reference designs with an effusion hole diameter of 0.1 mm and  $P/D=5-10-20$  (P: Distance between the holes, D: Hole diameter).

Another main pillar of the study is to verify the ROM with 3D Conjugate Heat Transfer Computational Fluid Dynamics (CFD) numerical studies done by ANSYS Fluent software. The Reynolds averaged Navier Stokes (RANS) turbulence model used in the CFD numerical studies has been validated by comparing it with the C3X experimental data – 158, which reports static pressure, heat transfer coefficient and wall temperature values for the C3X turbine blade (having only inner channel cooling without film cooling). In the validation study, Reynolds Stress Models (RSM) and Menter-Lechner ( $k$ - $\epsilon$  Realizable) model were determined as the model that could predict the experiment data most closely. RSM was chosen as the first choice due to the turbulence not being isotropic and the complexity of the flow. However, due to convergence problems, these models were found impractical, especially with the addition of internal flow channels and cooling holes. The alternative, simpler turbulent viscosity (Boussinesq) based RANS turbulence models, although successful in estimating the pressure field on the blade, largely failed to capture the main characteristics of heat transfer. Only the Menter-Lechner ( $k$ - $\epsilon$  Realizable) model gave similar results with the RSM. This model was chosen because of the ease of convergence and speed of solution. As a result, the ROM, developed using MATLAB 2019b version, computes around 4320 times faster than CFD solutions, even in the most advantageous case for the CFD (symmetry boundary condition due to equal hole spacing). Even if the advanced effusion cooling technology and the developed methods to model it are demonstrated on a representative micro gas turbine blade, the results are valid for larger turbines as well.

**Keywords:** CFD, Effusion Cooling, Reduced Order Model, Turbine Blade, Micro Turbojet, Gas Turbines

*Sevdiklerime,*



# Teşekkür

Tez çalışmam da ve bugüne kadar değerli desteği için danışmanım Doç. Dr. Sercan Acarer'e, tez kapsamında ortak yapılan çalışmalarda verdikleri değerli destekleri için Doç. Dr. Beni Cukurel ve Yair Lange sonsuz teşekkürlerimi sunarım. Desteklerini esirgemeyen ve takıldığım noktalarda soru sorma imkânı sağlayan başta Doç. Dr. Ziya Haktan Karadeniz'in ve laboratuvar arkadaşlarımın verdiği öneri, görüş ve bilgilerin değerini hiçbir zaman unutmayacağım.

Ayrıca, bu önemli süreçte desteklerini esirgemeyen, hep yanımda duran anneme, babama, kardeşlerime ve eşime teşekkür ederim.

Her zaman yanımda olan tüm sevdiklerime...

# İçindekiler

Yazarlık Beyanı .....	ii
Öz .....	iii
Abstract .....	v
Teşekkür .....	viii
Şekiller Listesi.....	xi
Tablolar Listesi.....	xiii
Kısaltmalar Listesi .....	xiv
Semboller Listesi.....	xv
<b>1 Giriş .....</b>	<b>1</b>
1.1 Gaz Türbini Motorunun Tarihi ve Çalışma Prensibi .....	1
1.2 Türbin Kanadı Soğutma Teknikleri .....	4
<b>2 Efüzyon Soğutma ve Motivasyon .....</b>	<b>8</b>
<b>3 Çalışmalara Yönelik Sayısal Modelin Oluşturulması ve Doğrulanması .....</b>	<b>15</b>
3.1 C3X Türbin Kanadı Geometrisi.....	15
3.2 Ağ Yapısının Oluşturulması .....	17
3.3 Sınır Şartlarının Belirlenmesi .....	18
3.4 Türbülans Modeli Seçilmesi ve Doğrulama Çalışması.....	19
<b>4 Mikro Türbin Kanadı Efüzyon Soğutma Modeli .....</b>	<b>22</b>
4.1 Referans Türbin Kanadı Eşlenik Isı Transferi (Efüzyon Soğutma Modeli) Sayısal Çalışması .....	23
4.1.1 Referans Efüzyon Soğutma Geometrisi .....	23
4.1.2 Ağ Yapısı.....	25
4.1.3 Sınır Şartları.....	27

4.2 Referans Türbin Kanadı Eşlenik Isı Transferi (İç ve Dış Akış) Sayısal Çalışması.....	29
4.2.1 İç ve Dış Akış Kontrol Hacmi Tanımlaması .....	29
4.2.2 Ağ Yapısı.....	30
4.2.3 Sınır Şartları.....	31
<b>5 Bir Boyutlu İndirgenmiş Model Geliştirilmesi .....</b>	<b>34</b>
5.1 İç Akış İndirgenmiş Modelinin Oluşturulması .....	34
5.2 İç Akış İndirgenmiş Modelinin Doğrulanması .....	43
5.3 Dış Akış İndirgenmiş Modelinin Oluşturulması.....	45
5.4 Geliştirilen Modelin Referans Tasarım üzerinde Doğrulanması .....	49
<b>6 Sonuçlar .....</b>	<b>52</b>
<b>Kaynaklar .....</b>	<b>53</b>
<b>Özgeçmiş .....</b>	<b>60</b>

# Şekiller Listesi

Şekil 1.1 Gaz türbini motoru ve temel elemanları, [2]'den tekrar çizilmiştir.....	2
Şekil 1.2 Gerçek zamanlı Brayton çevrimi, [3]'ten tekrar çizilmiştir.....	4
Şekil 1.3 Zorlanmış taşınım soğutma (A), çarptırmalı soğutma (B) [6].....	6
Şekil 1.4 Zorlanmış taşınım ve film soğutma [4].....	6
Şekil 2.1 İyi bilinen film soğutma şemaları: a) film Soğutma, b) efüzyon soğutma, c) terleme soğutma. Terleme soğutma tekniğini taklit eden duvar yapıları: d) Lamilloy, e) Transply. [23]'den tekrar çizilmiştir.....	10
Şekil 3.1 C3X türbin kanadı, soğutma delikleri ve koordinatı [48].....	15
Şekil 3.2 C3X türbin kanadı dış akış kontrol hacmi .....	16
Şekil 3.3 Ağ yapısı, a) bütün yapı, b) hücum kenarı, c) soğutma deliği, d) kanat dış ve iç yüzeyi detaylı ağ yapısı .....	17
Şekil 3.4 C3X türbin kanadı eşlenik ısı transferi sınır şartları .....	18
Şekil 3.5 C3X türbin kanadı doğrulama çalışması: a) statik basınç, b) ısı transferi katsayısı, c) duvar sıcaklığı .....	20
Şekil 4.1 C3X türbin kanadı ve Referans türbin kanadı .....	22
Şekil 4.2 Tasarım A1 – A2 – A3.....	24
Şekil 4.3 Mikro türbin kanadı (A), Tasarım B1 (B), Tasarım B2 (C) .....	25
Şekil 4.4 Ağdan bağımsızlık çalışması: a) kaba, b) seçilen, c) ince ağ yapısı .....	26
Şekil 4.5 Ağdan bağımsızlık çalışması: Sırasıyla kütleli debi, hız, sıcaklık ve basınç değerlerinin karşılaştırılması .....	27
Şekil 4.6 Tasarımların sınır şartları.....	28
Şekil 4.7 Referans mikro türbin kanadı, iç ve dış akış kontrol hacmi .....	30
Şekil 4.8 Referans mikro türbin kanadı, iç ve dış akış ağ yapısı .....	31
Şekil 4.9 Referans mikro türbin kanadı, iç ve dış akış sınır şartları .....	32

Şekil 5.1 İç akış modeli .....	35
Şekil 5.2 Eşlenik ısı transferi kontrol hacim tanımlamaları: $CV_1$ – iç kanal, $CV_2$ – sınır tabaka, $CV_3$ – efüzyon deliği, $CV_4$ – metal .....	36
Şekil 5.3 Tahliye katsayısı $Cd$ , Reynolds sayısının ve delik uzunluğunun delik çapına oranına bağlı deneysel veri ([49]'a göre oluşturulmuştur) .....	38
Şekil 5.4 İndirgenmiş model ve HAD sayısal çalışmalarının Tasarım A1 – A2 – A3 karşılaştırmaları .....	43
Şekil 5.5 İndirgenmiş model ve HAD sayısal çalışmalarının Tasarım B1 – B2 karşılaştırmaları .....	44
Şekil 5.6 Eğrilik düzeltme faktörü .....	47
Şekil 5.7 Efüzyon deliği çıkışlarında sırasıyla kütleli debi, hız, total sıcaklık ve total basınç HAD – İM sonuçlarının karşılaştırılması .....	50
Şekil 5.8 HAD sayısal çalışmalarıyla İM doğrulaması: a) yanal ve pik ortalama verimlilik. b) soğutmanın olmadığı adyabatik ısı transfer katsayısı ( $h_0$ ), soğutulmuş adyabatik ısı transferi katsayısı ( $hf$ ), fiziksel ısı transferi katsayısı ( $h$ ). c) duvar sıcaklığı ( $T_w$ ). $Hr= 1135 W/m^2K$ ve $Tr =811K$ ..	52

# Tablolar Listesi

Tablo 3.1 İç akış giriş sıcaklığı ve taşınım ısı transferi katsayısı [48].....	19
Tablo 4.1 A ve B tasarımlarının geometrik detayları.....	25
Tablo 4.2 A ve B tasarımlarına ait sınır şartları .....	28
Tablo 4.3 Tasarım A – Efüzyon deliği çıkış statik basınç değerleri .....	29
Tablo 4.4 Türbin kanadı metal özellikleri.....	33
Tablo 5.1 HAD ve İM arasındaki ortalama farklar .....	45

# Kısaltmalar Listesi

CFD	Computational Fluid Dynamics
CV	Kontrol Hacmi
HAD	Hesaplamaalı Akışkanlar Dinamiği
İM	İndirgenmiş Model
LR	Low-Reynolds
ML	Menter-Lechner
MÖ	Milattan Önce
RANS	Reynolds Ortalanmış Navier Stokes
RNG	Re-Normalisation Group
ROM	Reduced Order Model
WF	Wall Function
RSM	Reynolds Stress Model
S	Entropi
SSG	Speziale, Sarka ve Gatski
SST	Shear Stress Transport
T	Sıcaklık

# Semboller Listesi

$\beta$	İç direnç [ $m^{-1}$ ]
$\gamma$	Özgül ısı oranı
$\delta^*$	Yer değiştirme kalınlığı
$\varepsilon$	Sürtme katsayısı
$\eta$	Yanalda ortalanmış adyabatik soğutma verimi
$\nu$	Kinematik viskozite [Pa s]
$A$	Metal yüzey alanı/efektif akış alanı [ $m^2$ ]
$C_D$	Düzeltilme katsayısı
$C_p$	Özgül ısı kapasitesi [ $J\ kg^{-1}\ K^{-1}$ ]
$d_s$	Metal kalınlığı [mm]
$D$	Efüzyon delik çapı [ $\mu m$ ]
$D_{hyd}$	Kanal hidrolik çapı [mm]
$f$	Sürüklenme katsayısı
$Gz_D$	Graetz sayısı
$h$	Isı transferi katsayısı [ $Wm^{-2}K$ ]
$h_f$	Isı transferi katsayısı $\frac{q_f}{T_{aw}-T_{eo}}$
$k$	Metal termal iletkenlik [ $Wm^{-1}K$ ]
$k_d$	Darcy'nin geçirgenlik faktörü [ $m^2$ ]
$K_{curv}$	Eęrinin verimlilięe etkisi
$K_{CD}$	Basınç düzeltme katsayı düzeltmesi
$K_{pl}$	Plenum düzeltmesi
$K$	İvme faktörü [ $Wm^{-1}K$ ]



$K_T$	Küçük kayıp katsayısı
$L$	Delik boyu
$l_d$	Kanal uzunluğu [mm]
$M$	Üfleme oranı $\rho_{e0}u_{e0}/\rho_{\infty}u_{\infty}$ ya da Mach Sayısı
$m$	Kütlesel debimetre [kg/s]
$Nu$	Nusselt sayısı $hD/k$
$P$	Yoğunluk oranı , $\rho_{e0}/\rho_{\infty}$
$PL$	Basınç kaybı [Pa]
$pit$	Delikler arası mesafe (hem x hem y ekseninde)
$q''$	Kanat yüzeyindeki ısı akısı [ $Wm^{-2}$ ]
$Q$	Isı transferi [W]
$r$	Yerel eğrilik yarıçapı
$Re$	Reynolds sayısı, hidrolik yarıçapa bağlı
$Re_{pit}$	Reynolds sayısı, delikler arası mesafeye bağlı
$Re_L$	Reynolds sayısı, delik boyuna bağlı
$S$	Aralık parametresi $pit/D$
$t$	Kanal yüksekliği [mm]
$T$	Sıcaklık [K]
$T_{avg}$	Ortalama metal sıcaklığı [K]
$T_U$	Türbülans yoğunluğu
$T_{\infty}$	Ana akış düzeltme sıcaklığı
$\Delta T$	Sıcaklık artışı
$u$	Hız [m/s]
$V$	Hız oranı $u_{e0}/u_{\infty}$
$x$	Akış doğrultusu yönü [mm]
$y$	Akış doğrultusuna dik yön [mm]
$z$	Kanada dik yön [mm]

0	Soğutma yok / Durgunluk koşulu
1	Dış akış girişi
2	Dış akış çıkışı
b	Kütle sıcaklığı
<i>aw</i>	Adyabatik duvar
<i>act</i>	Gerçek
<i>c</i>	İç akış
<i>ch</i>	İç akış kanalı
<i>eo</i>	Efüzyon delik çıkışı
<i>eff</i>	Efüzyon deliği
<i>f</i>	Soğutma var
<i>fr</i>	Sürtünme
<i>i</i>	Giriş
<i>porous</i>	Gözenekli yapı
<i>ps</i>	Alt yüzey
<i>r</i>	Referans değer
<i>s</i>	Statik koşul
<i>ss</i>	Üst yüzey
<i>T, t</i>	Durgunluk koşulu
<i>w</i>	Metal dış yüzeyi
<i>w – in</i>	Metal iç yüzeyi
$\infty$	Dış akış
+	Akış yönü doğrultusu pozitif yön
–	Akış yönü doğrultusu negatif yön

# Bölüm 1

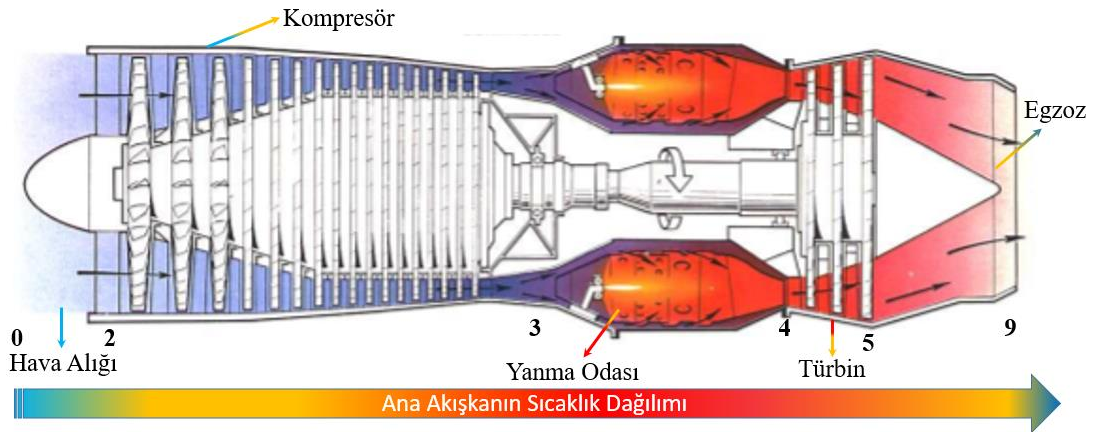
## Giriş

### 1.1 Gaz Türbini Motorunun Tarihi ve Çalışma Prensibi

Günümüzde oldukça gelişmiş bir teknolojiye sahip olan gaz türbini motorlarının geçmişi milattan önce (MÖ) 120 yılında Mısırlı bir bilim insanına ait olan Aeolipile'nin icadına kadar dayanmaktadır. Aeolipile, iki nozul aracılığıyla yönlendirilen buhar gücünü kullanarak bir kürenin kendi eksenini etrafında hızla dönmesine sebep olduğu, bu çalışmanın sadece bir merak konusu olarak kaldığı ve mekanik güç sağlamak amaçlı yapılmadığı bilinmektedir [1]. Diğer bir çalışma ise 1500 yılında Leonarda Da Vinci tarafından baca krikosu adlı bir makine tasarımı yapılmış ve kavurma şişini çevirmek için kullanılmıştır. Yapılan tasarımda yanan ateşin sıcaklığı yükselerek bacada bulunan pervane benzeri kanatlardan geçmektedir. Bu sistem günümüzde uygulanan gaz türbini motorlarında yüksek sıcaklıktaki havanın yanma odasından geçip türbin kanatlarını döndüren çalışma prensibinin temelini oluşturmaktadır. Benzer bir çalışma ise 1629 yılında İtalyan bilim insanı Giovanni Branca tarafından yapılmıştır. Bir nozuldan çıkan buhar jetinin, bir çarkın kanatlarına yönelen buhar makinesi tasarımı gerçekleştirmiştir. Bu tasarım itki türbinin en eski örneği olarak bilinmektedir. Gaz türbini çalışmalarında ilk patent 1791 yılında John Barber tarafından alınmıştır. Tasarladığı gaz türbini motoru, modern gaz türbinlerinde bulunan gaz üretici, gaz alıcı, gaz – hava kompresörleri, yanma odası, türbin ve hız düşürme dişlilerinden oluşmaktaydı. Daha sonraki yıllarda birçok bilim insanı bu tip motorların gelişimi ile uğraşmıştır. Gaz türbin motoru tarihinde önemli başka bir adım Alman bilim insanı F.Stolze tarafından 1872 yılında atılmış ve ilk gerçek gaz türbini motoru tasarlanmıştır. Bu motor çok kademeli türbin bölümü ve aynı shafta bağlı çok kademeli aksenal akışlı bir hava kompresöründen oluşmaktadır. Kompresörden gelen

hava yanma odasından geçmeden önce ısı eşanjöründen geçmektedir. Isınan hava, ısı eşanjöründen sonra türbin kanatlarına yönlendirildi. Üretilen gaz türbini motoru, zamanın şartlarında, türbin giriş sıcaklığında çalışmayı sürdürmek için gerekli gücü oluşturmadığından kendi ürettiği güç ile çalışmamıştır. 1903 yılında Wright kardeşler, motorlu uçuşa ilk gidenler olma yolunda ilerlerken, aynı yılda Norveçli bilim insanı Aegidius Elling hem döner kompresörleri hem de türbinleri kullanarak ilk gaz türbini motorunu gerçekleştirmeyi başardı. Bu gaz türbini motoru Stolze'un gaz türbini motorunun aksine kendi bileşenlerini çalıştırmak için gerekenden fazla güç üretebilmekteydi. 1912 yılında seri kompresörler ve türbin ünitesiyle çalışmasını geliştirdi.

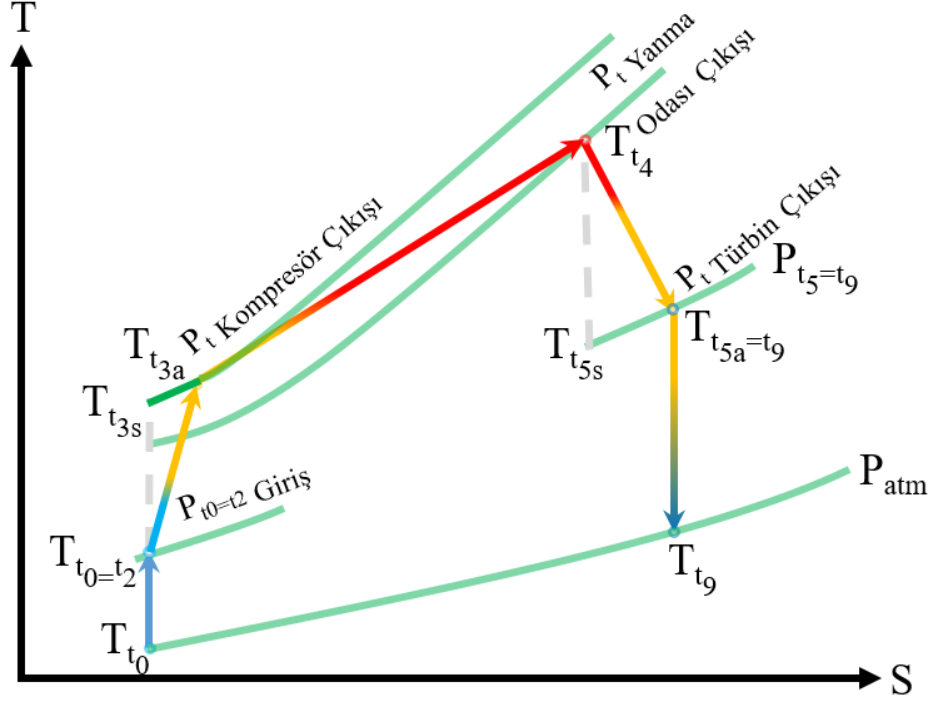
Yapılan çalışmalar eşliğinde, gaz türbini motorları belirli bir çevrim içerisinde çalışan, havanın enerjisini mekanik enerjiye çevirebilen içten yanmalı bir motor olarak tanımlanabilir. Enerji dönüşümü Brayton çevrimi sayesinde gerçekleştirilmekte ve ilk olarak 1872 yılında George Brayton tarafından uygulanmıştır. Bu çevrime göre gaz basınçlandırılır ve belirli bir haznede tutulur. Bir valf aracılığı ile gaz başka bir bölmeye aktarılarak yakılır. Yakılan hava ile elde edilen güç, elektrik veya hareket enerjisi şeklinde mekanik enerjiye dönüştürülmektedir. Gaz türbini motorları genel olarak hava alığı, kompresör, yanma odası, türbin ve egzoz olmak üzere temelde 5 ana bölümden oluşmaktadır, Şekil 1.1.



Şekil 1.1: Gaz türbini motoru ve temel elemanları, [2]'den tekrar çizilmiştir.

Hava alığı bölgesi motora giren havanın hızını, kompresöre uygun bir seviyeye düşürmeye, gelen havanın motora girmeden önce boğulmamasını, yetersiz

kalmamasını ve düzgün hava akışını sağlayan kanaldır. Bu kanal, sürtünme ve ağırlığı azaltabilmek için olabildiğince en aza indirgenmiştir. Şekil 1.2’de gösterilen T – S (Sıcaklık – Entropi) grafiğinde 0 – 2 arası hava alığı bölgesidir. Bu bölgeden sonra hava, kompresör bölümüne geçmektedir. Kompresörler rotor ve stator çiftlerinden oluşmaktadır. Her bir rotor – stator çifti bir kompresör aşamasıdır. Rotorlar dönerek gelen havanın hızını arttırmakta, statorlar ise her aşamada difüzör görevi görüp havanın basıncını arttırmaktadır. Diğer bir anlamda hava kompresörde sıkıştırılır, hem basıncı hem de sıcaklığı artırılarak yanma odasına geçer. Kompresörde gerçekleşen verim % 100 olmamakla beraber belirli kayıplar gerçekleşmektedir. Kayıpların olduğu yol Şekil 1.2’de gösterilen 2 – 3a arasındadır. Gerçek dışı ve kayıpların olmadığı ideal ortamda verim % 100’dür ve kompresör 2 – 3s arasında çalışır. Kompresörde sıcaklığı ve basıncı artan hava yanma odasına yüksek bir enerji ile geçer. Yanma odasında havanın belli bir oranında yakıt ilavesi yapılır ve hava yakıtla birlikte yakılmaktadır. Bu sayede havanın sıcaklığı en yüksek noktaya kadar çıkmakta ve basıncı bir miktar azalmaktadır. Yanan havanın sıcaklığı arttıkça termal verim ve dolayısıyla itki gücü artmaktadır. Yanma sonucu yüksek sıcaklık ve basınca ulaşan hava, türbin kanatlarına çarparak türbini döndürmektedir. Türbin kanat profil geometrisi, akışkanın kanatçıklara kaldırma kuvveti uygulanmasını sağlar. Akışkanın bu kuvvet yardımıyla enerjisinin bir kısmını türbine aktarmasından sonra basıncı düşmekte ve hızı artmaktadır. % 100 verimle çalışamayan gerçek gaz türbini motorunun türbin bölümü Şekil 1.2’de 4 – 5 arasında izlenen yoldur. Türbin kanatlarında uygulanan soğutma teknikleri ile türbin kanatları etrafında dolaşan hava sıcaklığının düşürülmesi hedeflenmektedir. 5 – 9 arasında bulunan egzozun görevi ise hava çıkmadan önce havanın hızını arttırmak ve türbinden gelen gaz akışını düzelmektir. Bu kısımda egzozun şekline göre gaz genişlemekte ve basıncı düşmektedir. Amaç egzoz çıkışında yüksek hız oluşturarak itki gücünü arttırmaktır.



Şekil 1.2: Gerçek zamanlı Brayton çevrimi, [3]'ten tekrar çizilmiştir.

## 1.2 Türbin Kanadı Soğutma Teknikleri

Gaz türbini motorlarında termal verimliliği ve itki gücünü arttırabilmek için yüksek sıcaklıklarda çalıştırıldıkları 1,1'de bahsedilmiştir. Türbin giriş sıcaklığı arttıkça türbin kanatlarına aktarılan havanın (dış akış) sıcaklığı artmaktadır. Bu yüksek sıcaklıklar metal dayanım sıcaklıklarının çok üstündedir. Bu nedenle, türbin kanadı malzemesinin yüksek sıcaklıklardan kaynaklı termal strese bağlı çatlakları önlemek ve türbin kanadının ömrünü arttırabilmek için türbin kanatları farklı soğutma teknikleri ile soğutulmaktadır. Temelde 2 farklı soğutma çeşidi vardır: İç ve dış soğutma.

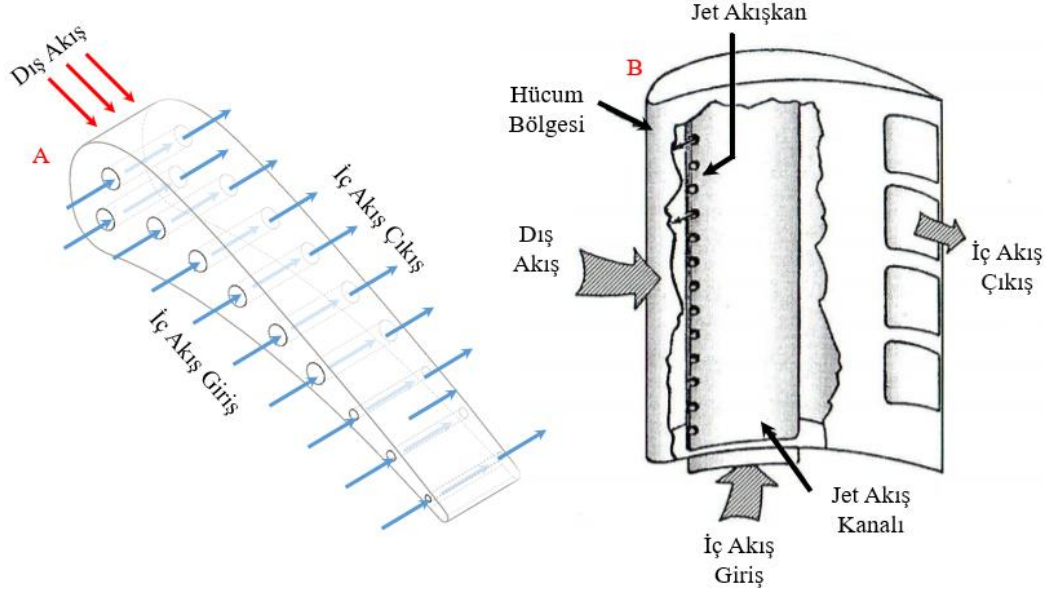
İç soğutma tekniğinde, iç akış kanat içinde bulunan kanallar içinden geçerek iletim yoluyla ısı transferini gerçekleştirir. İç akış türbin kanadının sadece iç çeperiyle temas ederken kanat dış yüzeyinde bulunan dış akış ile doğrudan temas kuramaz. Zorlanmış taşınım ve çarptırmalı soğutma iç akış soğutmasına birer örnektir.

Dış soğutma tekniğinde, iç akış kanat içerisinde bulunan kanallar içinden geçerek iç soğutmadan farklı olarak kanat dış yüzeyinde bulunan dış akış ile kanat üzerinde

açılmış deliklerden geçerek doğrudan temas kurmasıdır. Pin kanatlı soğutma, film soğutma, terleme soğutması ve efüzyon soğutma türleri dış soğutma türlerine birer örnektir.

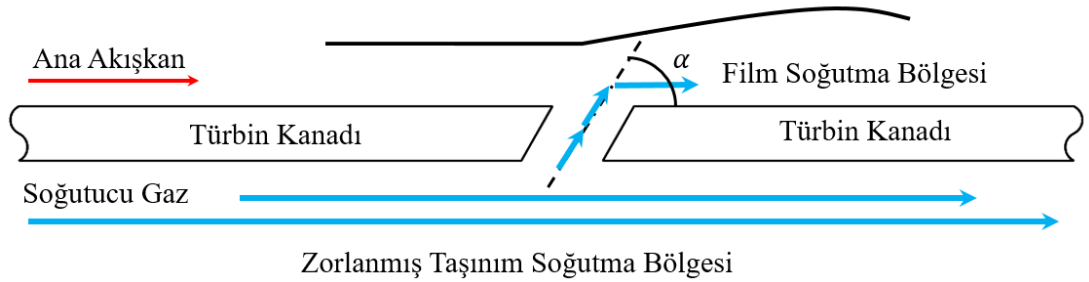
Zorlanmış taşınım soğutma yöntemi Şekil 1.3A'da bir türbin üzerinde kanadı gösterilmiştir. İç akış, türbin kanadı içerisinden geçerek kanadın dış yüzeyine bulunan dış akış ile dolaylı yoldan temas ederek soğutma işlemini gerçekleştirmektedir. Soğutma kanalları kanadın iç yüzeyinde bulunup dış akışa karışmaz. Bu yöntem için geniş bir iç yüzey alanı gerektirebilirken, soğutma kanalları farklı yüzey alanı profilleri içerebilmektedir. Bilinen en basit ve eski yöntemlerden biridir [4].

Kanat iç soğutma türlerinden bir diğeri olan çarptırmalı soğutma, türbin kanadının iç yüzey duvarına iç akışın yüksek hızlarla çarpmasıdır. Genellikle kanadın hücum bölgesi için kullanılır. Şekil 1.3B'de gösterilen kanadın hücum bölgesi, dış akış ile ilk temas eden bölge olması sebebiyle kanat yüzeyinin en kritik bölgesi konumundadır. Bu soğutma yöntemi araştırmacılar tarafında hücum bölgesi için oldukça etkili olduğu savunulmuş ve deneysel verilerle ısı transferi korelasyonları elde edilmiştir [4]. Çarptırmalı soğutmanın etkisi şu şekilde açıklanabilir: İç akış çarptırma deliklerinde geçerek türbin kanadının iç yüzeyine yüksek hızla çarparlar ve soğutmanın etkisi artar. Hücum bölgesi dış akış ile ilk karşılaşan bölge ve yapısı gereği daha fazla soğutmaya ihtiyaç duyduğu için kanadın hücum bölgesinde tercih edilen soğutma türü olmuştur. Yüksek hızla çarptığı için Zorlanmış taşınım soğutmasından daha verimli bir soğutma gerçekleştirebilir. Çarptırmalı soğutma çalışmalarında jet deliği boyutu, dağılımı ve soğutma kanal kesiti değişimi ile ısı transferi etkisi incelenmiştir. Chupp ve arkadaşları tarafından türbin kanadı üzerinde gerekli ısı transferi değerlerinin elde edilmesinin sağlayan bir deney düzeneği geliştirildi. Yapılan deneylerle türbin kanadı hücum bölgesi geometrisine, kanat profiline ve Reynolds Sayısına bağlı Nusselt denklemi geliştirildi [5].



Şekil 1.3: Zorlanmış taşınım soğutma (A), çarpırmalı soğutma (B) [6]

Türbin kanadı içerisinde bulunan kanallardan geçen iç akışın dış yüzeyde bulunan dış akış ile doğrudan temas kurmasına dayanan bir soğutma çeşitlerinden birisi film soğutmadır. İç akış, türbin kanadı üzerinde açılan deliklerden dışarı atılarak dış akış ile kanat yüzeyi arasında katman oluşturmaktadır. Aynı zamanda kanat içerisinde zorlanmış taşınım soğutma gerçekleştiğinden dolayı kanat profilinin daha soğuk kalarak daha verimli ve uzun ömürlü bir gaz türbini motoru sağlanmaktadır. Soğutmanın verimliliği Şekil 1.4'te gösterilen hem iç akışa ( akışın hızına, yoğunluğuna, sıcaklığına, üfleme ve momentum oranlarına) hem de enjeksiyon geometrisine ( delik açısı ( $\alpha$ ), şekline, profiline) bağlıdır.



Şekil 1.4: Zorlanmış taşınım ve film soğutma [4]

Film soğutma üzerine birçok çalışma yapılmış ve makro boyutta gaz türbini motorlarında genellikle kullanılan bir yöntemdir. 2012 yılında Hale ve arkadaşları tarafından 19 mm çapında 5 soğutma deliği ile 3 farklı  $L/D$  oranında ( $L/D \leq 3$ ) ve 3



farklı üfleme oranında parametrik çalışma gerçekleştirilmiştir. Delikler 2 farklı açıda ( $35^\circ$  ve  $90^\circ$ ) tasarlanarak film soğutmanın etkisi incelenmiştir. Delik açısının  $90^\circ$  olduğu, belirli koşullarda daha iyi film soğutma etkisi gözlemlendiği belirtildi. Goldstein ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada silindirik delikler ve farklı açılarda silindirden farklı şekiller kullanılarak deneyler yapılmıştır. Bu çalışmalarda silindirden farklı olan delik geometrilerinde difüzör gibi genişleyen delik yapısının, sabit çaplı silindir deliklere göre iç akışı daha çok yaydığı ve termal verimin daha fazla olduğu gösterilmektedir. Buna sebep olarak, genişleyen alanda hızın yavaşladığı ve dış sıcak akışa karışmadan duvar yüzeyinde kalması neden olduğu savunulmuştur [7].

Bir diğer soğutma yöntemi ise terleme soğutma yöntemidir. Türbin kanadı içerisinde akan iç akışın metal üzerinde bulunan gözenekli delik ve kanallardan geçerek sıcak hava ile temas etmesiyle terleme soğutması gerçekleşir. Üzerinden bulunan deliklerin ve kanalların çokluğu sayesinde tüm kanadın metal sıcaklığını yaklaşık olarak eşit şekilde soğutmaya çalışır. Lombardo ve arkadaşları tarafından dokuma tel kumaştan üretilmiş türbin kanadı üzerinde deneysel çalışmalar yapılmıştır. 150 saat boyunca  $1510^\circ\text{C}$  ( $2750\text{ F}$ ) türbin giriş sıcaklığında test denemeleri gerçekleştirilmiş ve dönemin şartlarında yüksek sıcaklıklara çıkararak başarılı sonuç elde etmişlerdir. Etkin soğutma yöntemine karşın terleme soğutma yöntemi türbin kanadı üzerinde uygulandığı takdirde uzun süreçte erken yapısal sorunlara sebep olacağı için tercih sebebi olmamıştır. Kullanılan dokuma telin güçlü olmasına karşın yeterli aerodinamik pürüzlülüğe sahip bir geometri değildir ve üretimi güçtür [8].

Terleme soğutma yönteminde gözenekli bir malzemeden iç akış türbin kanadı yüzeyinde yaklaşık olarak eşit ısı transferi sağladığından dolayı en verimli soğutma yöntemi olarak geçmektedir. Gözenekli malzemeler, yapısı gereği iç akışın veriminden kaynaklı olarak termal yüklerden etkilenmemekte fakat mekanik olarak zayıftırlar. Bu nedenden dolayı uygulanması güç ve risklidir. Efüzyon soğutmada tekniğinde ise türbin kanatları üzerine 0,1 mm düzeyinde delikler açılmaktadır. Delik çapının küçük olmasından dolayı yoğun delik sayısı ve daha sıkı delik yapısı oluşmaktadır. Yapısı gereği terleme soğutma tekniğine yakın olması ve mekanik yüklerle dayanıklı bir sistemin oluşturulabilmesinden dolayı son zamanlarda tercih sebebi olmuştur.

## Bölüm 2

# Efüzyon Soğutma ve Motivasyon

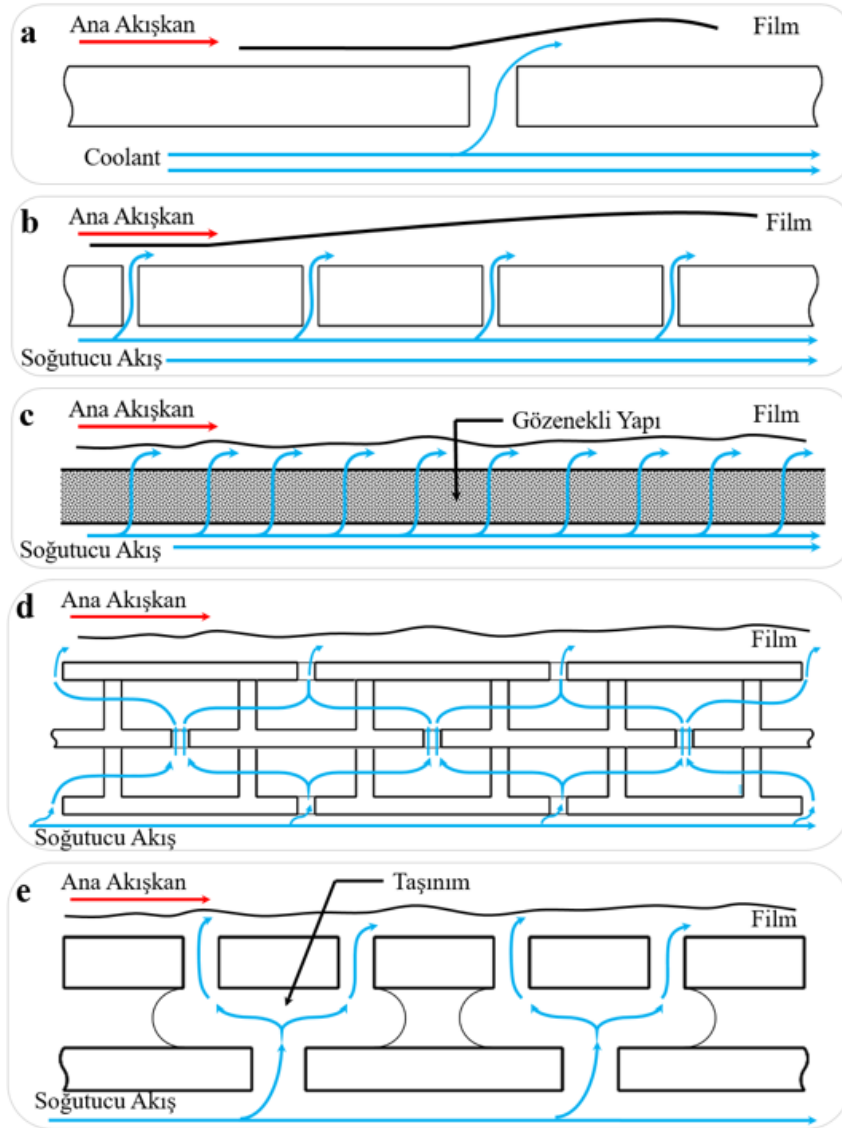
Gaz türbini kanatlarının soğutma teknolojisi yıllar içinde basit soğutma yöntemlerinden karmaşık yöntemlere kadar denenmiş ve dolayısıyla farklı iç kanal geometrileri oluşmuştur. Temel amaç ise termodinamik çevrim içerisinde türbin giriş sıcaklığını arttırarak itki gücünü ve motor performans verimliliğini arttırmaktır. Artan türbin giriş sıcaklığından kaynaklı türbin kanat malzemesinin termal yüklerle, mekanik streslere dayanımı ve kullanım ömrünün arttırabilmek için soğutma teknikleri geliştirilmiştir [9]. Geliştirilen soğutma tekniklerinde genel olarak film soğutma tekniği ile beraber hücum bölgesi için çarptırmalı soğutma tekniği, firar kenarı için ise pin fin soğutma tekniği uygulanmıştır [10]. Film soğutma verimliliği için çeşitli deneyler yapılmış ve korelasyonlar önerilmiştir. L'Ecuyer and Soechting tarafından düz plaka üzerinde üfleme oranı ve delik geometrisini temel alarak tek sıra silindirik deliklere uygun film soğutma korelasyonu geliştirilmiştir. Korelasyon, delikten geçen 3 farklı akış rejimine bağlı olarak geliştirilmiştir [11]. Goldstein ve Haji-Sheikh tarafından delikli yuvaların film soğutma verimliliği korelasyonu geliştirilirken [12], Stone ve Goldstein tarafından delikli yuvaların film yüksekliğinin modifikasyonu ile ayrı delikli film soğutma korelasyonunu sunulmuştur [13]. Baldauf ve arkadaşları ise üfleme oranı, momentum akı oranı, türbülans yoğunluğu, yüzey açısı ve delik aralığının etkilerini içeren akış doğrultusu yönünde yanal ortalanmış film soğutma verimliliğini tahmin edebilen bir korelasyon geliştirdiler. Çalışma düz bir plakada bulunan soğutma deliklerinde gerçekleştirilmiş ve akış etkileşimini 2 farklı bölümde incelemişlerdir. Bunlar soğutucunun jet akış gibi davrandığı birinci bölüm ve bitişik jet etkileşiminin hâkim olduğu ikinci bölümdür. Oluşturulan korelasyon, serbest akış etkilerini açıklayabilmiş ve soğutma deliklerinin bulunduğu bölgede akış doğrultusunda oluşan film soğutma verimliliğinden etkilenmiştir [14]. Boyle ve Ameri

tarafından film soğutma verimliliğini tahmin etmek için bir korelasyon geliştirilmiş ve bu korelasyon üfleme oranı, Reynolds sayısı, türbülans yoğunluğu ve yüzey eğriliğini hesaba katmaktadır [15]. Bunker, film soğutma verimliliğini tahmin etmek için gaz türbini endüstrisi tarafından kullanılan korelasyonları inceledi ve bu korelasyonlar üst ve alt yüzeylerde üfleme oranlarının farklı olması dışında ayırım yapmamaktadır [16]. Mayle ve Ito ise düz bir plaka üzerinde oluşan film soğutma verimliliğinin alt yüzey tarafına göre daha yüksek, üst yüzey tarafına göre ise daha az olduğunu göstermiştir [17, 18]. Bilinen diğer bir film soğutma verimliliğini tahmin edebilen korelasyon ise Colban ve arkadaşları tarafından sunulmuştur. Mevcut olan korelasyonların dar parametreler için geçerli olduğunu savunup, film soğutma verimliliği ile üfleme oranı, delik kapsama oranı, alan oranı ve delikler arası mesafenin fiziksel bağlantısı belirlemek için mevcut verilerden yararlandılar. Mevcut korelasyonlarda bulunan 57 veri seti kullanarak daha yüksek üfleme oranlarını da kapsayan adyabatik film soğutma verimliliğini tahmin edebilen korelasyon geliştirdiler [19]. Hem dış akışın hem de iç akışın modellenmesi, iyi bilinen bir teknik, tek delikli verilere dayanan adyabatik film soğutma verimliliği hesaplaması Sellers modelinde gösterilmiştir [20]. Tek delikli hesaplamalarda film soğutma katmanları arasında enerji korunumu yasası uygulanarak bütün bir model hesaplaması sağlanmaktadır [21].

Bahsedilen adyabatik film soğutma korelasyonları makro boyutta gaz türbini motorları için yaygın olarak bilinen ve kabul edilmiş korelasyonlar olup, kullanılan soğutma tekniklerine bağlı olarak kanat yüzeyi üzerinde sıcaklık değerleri farklılaşmaktadır. Genellikle kullanılan film soğutma tekniğinde kanat üzerinde açılan soğutma deliklerinin bulunduğu bölgelerde ve kanat yüzeyinde yüksek sıcaklık farklarının olması kaçınılmaz olup kanat malzemesinin ömrünün azalmasına sebep olmaktadır. Bu durumda termal stresin kullanım ömrüne etkisi, gaz türbin motoru yanma odası bölgesinde çalışılarak test edilmiştir [22]. Kanat üzerinde oluşan sıcaklık farkının azalmasıyla ömrü uzun, mekanik ve termal yüklere dayanıklı bir türbin kanadı tüm yüzey boyunca sağlanabilmektedir.

Çalışmanın konusu olan mikro boyutta türbin kanatları için film soğutma tekniği pratik ve uygulanabilir bir yöntem değildir. Bunun sebebi ise film soğutma deliklerinin çapları yaklaşık olarak 1 mm, kanat genişliği ise 150 mm düzeyindeyken mikro türbin kanatlarının genişliği yaklaşık olarak 30 mm delik çapları 0.1 mm civarındadır.

Geometrik sınırlardan dolayı türbin kanadı soğutma teknikleri mikro boyutta bir gaz türbini için pratik bir yöntem değildir.



Şekil 2.1: İyi bilinen film soğutma şemaları: a) film Soğutma, b) efüzyon soğutma, c) terleme soğutma. Terleme soğutma tekniğini taklit eden duvar yapıları: d) Lamilloy, e) Transply. [23]'den tekrar çizilmiştir

Efüzyon soğutma tekniği ile film soğutma tekniği arasındaki temel fark Şekil 2.1 'de şematik olarak aktarılmaya çalışıldı. Aynı kanat boyunda film soğutma tekniğinde bulunan delikler (Şekil 2.1a) efüzyon soğutma tekniğine göre (Şekil 2.1b) daha az ve çap olarak daha büyüktür. Diğer bir soğutma tekniği ise terleme soğutma tekniğidir (Şekil 2.1c). Terleme soğutma tekniğinde ise türbin kanadı gözenekli yapıda olup verimli bir soğutma tekniğidir. Tam film kaplamasıyla ve maksimum taşınım ısı

transferiyle Şekil 2.1’de bulunan en verimli soğutma tekniğidir [24]. Potansiyel olarak yanma odası soğutmasında termodinamik olarak en verimli yaklaşımı temsil ederken, yöntemin uygulaması gözenekli malzemelerin termal ve mekanik dayanım sınırlamasından dolayı tercih sebebi olamamaktadır. Ayrıca geçirgenlik durumunun tahmin edilememesi ve kontrol etmede önemli zorluklar dezavantajdır [25]. Şekil 2.1e ve Şekil 2.1f’de sırasıyla Lamilloy ve Transply soğutma sistemleri gösterilmiştir. Bu sistemler terleme soğutma sisteminin basitleştirilmiş ve nispeten mekanik özelliklerinin artırılmış halidir. Lamilloy ve Transply, iki katmanlı soğutma yapısı geniş bir çerçevede incelenmiş ve iç ısı transferi üzerinde önemli etkileri olduğu tespit edilmiştir. Daha yüksek bir soğutma verimi elde etmek için çift duvarlı soğutma yapılarında pin-fin kanatçıkları kullanılarak Lamilloy soğutma yapısı oluşturulmuştur. Bu yapı, birinci kademe kanatlarda veya yanma odasında kullanılmak amaçlı Allison Advanced Development Corporation tarafından geliştirilmiştir. Soğutma yapısı ise çarpma delikleri, pim kanatçıkları ve efüzyon/film soğutma sistemlerinden oluşup iki katmanlıdır [26]. Bu sistemler on yıllar boyunca büyük ilgi görmüş ve kullanılmıştır [27, 28].

Efüzyon soğutma sistemi gaz türbin kanadı soğutma sistemlerinin bir diğer adımı ve bu konuda hakkında çeşitli araştırmalar yıllardır yapılmasına rağmen günümüz üretim teknolojisi ile üretimleri mümkün hale gelmiştir [29]. Sacchi ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada delik çapı 0,32 mm ve delikler arası mesafenin 12 mm olduğu iki tasarım ile toplamda 3294 mikro delik bulunan efüzyon soğutma sistemi üzerinde çalışmışlardır. Yapılan deneylerde mikro deliklerden çıkan iç akış ile dış akış arasındaki etkileşimi incelemek için iki farklı üfleme oranında test gerçekleştirilmiştir [30]. Bir başka çalışmada dik açılı film soğutma delikleri ile bütünleşik yapıda çarpırmalı/efüzyon soğutma sistemi performansını araştırma üzerinde durulmuştur. Farklı üfleme oranlarında, çok delikli tasarımlar ve delikler arası mesafenin etkisi üzerinde durulmuştur [31]. Facchini ve ark. tarafından soğutma deliklerinin eşit aralıklı ( $P/D = 8$ ) ve 15 sıralı toplamda 98 deliğin bulunduğu efüzyon soğutma sisteminin adyabatik ve genel verimliliği üzerinde deneysel araştırmalar yapılmıştır. Çalışma sonucuna göre üfleme oranının artmasıyla daha yüksek genel verimlilik oluşturabildiklerini göstermiştir [32]. Çok sayıda parametre kullanarak basit bir korelasyon oluşturulmuştur. Sabit  $L/D$  oranında küçük çaplı deliklerin daha fazla soğutma verimliliği sağlandığı ve sadece deliklerin çapını ve dağılımını değiştirerek

sağlandığı belirtilmiştir. Herhangi bir basınç kontrol sistemine gereksinim duymamışlardır [33].

Diğer bir parametre olan ısı transferi katsayısının kanat üzerinde ki dağılımını ve artışının da tahmin edilmesi önemlilik arz etmektedir. Artan üfleme oranının ve delik açısının değişimine bağlı olarak ısı transferinin değişimini üzerine çalışılmış ve bu durumun dış akış ile iç akışın arasında oluşan etkileşime bağlı olduğu belirtilmiştir [34, 35]. Film soğutma tekniği kullanılarak tam kapsamlı deneysel ve sayısal ısı transferi çalışmaları gerçekleştirilmiştir [36]. Isı transferi katsayısının artışı, dış akışa daha fazla soğutucu (iç akış) ilavesiyle bağlantılı olduğu belirtilmiştir. Cerri ve arkadaşları tarafından sunulan çalışmada ise ısı transferinin, duvar sıcaklığının ve deliklerde bulunan kütleli debinin dağılımı optimizasyon yöntemiyle belirlenmiştir. Elde edilen 2 boyutlu model ile deliklerin çapını ve dağılımı değiştirerek Poroform yapılarda etkili bir soğutma sistemi optimizasyonu sağlanmıştır. Optimizasyon parametreleri üretim koşulları düşünülerek oluşturulmuştur [37].

Tartışılan bir diğer konu ise literatürde bahsedilen türbin kanatlarında iç akış ve dış akışın aero-termal performansının birleştirilmesi ve akışkanların fiziksel özelliklerinin tahmin edilebilmesidir. Bu zorluğu aşmak için iç akıştan gelen basınç kaybı ve ısı transferi etkileri bilinmesi gerekir. İç akışın kanal ve delik boyunca basınç kayıpları oluşurken deliklerde oluşan basınç kaybının büyük bir bölümü tahliye katsayısı (discharge coefficient,  $C_d$ ) ile tahmin edilmektedir. Tahliye katsayısı çoğunlukla Reynolds sayısına ve az miktarda da olsa  $L/D$  oranına bağlıdır. Çapraz akış, sıkıştırılabilirlik ve sürtünmeden kaynaklı basınç düşümleri ise küçük düzelme faktörlerdir. İç akışın efüzyon deliğine geçişi, delik içi ısı transferinde etkin bir faktör olurken, düzgün [38] ve çalkantılı kanallarda [39] oluşan ısı transferinde emme oranı (delik hızı ve kanal hızı oranı) ve Reynolds sayısı etkin faktörlerdir.

Türbin kanadı sayısal çalışmalarına dâhil olan dış akış, iç akış ve türbin kanadı metalinde oluşan ısı iletiminin sayısal çözümünde ANSYS Fluent yazılımı kullanılmıştır. Kullanılan yazılım ile gerçekleştirilen 3 boyutlu HAD sayısal çalışmalarının minimum debi de maksimum verim çalışmaları imkânsız hale gelirken, tek bir tasarımın 3 çalışması yaklaşık olarak 3 gün sürmektedir ( $\approx 40$  milyon eleman sayısı). Bu durumu daha basit hale getirebilmek için tahmini çözücü modeller

(indirgenmiş model) oluşturulmaktadır. Murray ve ark. tarafından oluşturulan indirgenmiş model, daha kısa sürede HAD sayısal çalışma sonuçlarını tahmin etmeye yarar. Model, çift duvarlı efüzyon soğutmalı türbin kanatlarında oluşan duvar sıcaklığı ısı transferi ve verimliliği elde etmeye yarar. Goldstein [40] ve Sellers [20] modellerinde kullanılan korelasyonları ve yaklaşımı kullanarak literatürde bulunan sonuçlara oldukça yakın sonuçlar elde etmeyi başarmışlardır. Çift duvarlı efüzyon sistemlerinde kullanılmak üzere indirgenmiş model değiştirilerek daha az debiyle daha fazla verim hesaplaması yapılabileceği belirtilmiştir [41]. Elmukashfi ve arkadaşları tarafından oluşturulan indirgenmiş model ise HAD sayısal çalışmalarına göre daha hızlı sonuç vermektedir. Yöntem, termal stres değerlerini doğru tahmin ederken doğrulama aralığı sınırlıdır [42]. Aynı şekilde Murray ve ark. tarafından model geometrisine, termal iletkenliğe ve yüzey ısı transferi katsayısına bağlı çift duvarlı soğutma sistemi için iç akışın verimini hızlıca tespit eden düşük dereceli termal model sunulmuştur. HAD çalışmasından ve termal modelden elde edilen sonuçlar, termal modelin iyi tahmin sağladığını göstermektedir. Bu çalışma deneysel korelasyonlar kullanılarak oluşturulmuştur [43].

HAD sayısal çalışmalarının indirgenmiş model ile karşılaştırılması için gaz türbin kanatlarına uygun bir türbülans modeli seçilmesi gerekmektedir. Deneysel verilerle karşılaştırılan 3 boyutlu bir gaz türbini HAD sayısal çalışmasında fan şeklinde soğutma deliklerinin film soğutma verimliliği, adyabatik ve eşlenik ısı transferi incelenmiştir.  $k - \varepsilon$  Realizable modeli deneysel verilere özellikle  $2 < \frac{P}{D} < 6$  arasında en iyi uyumu göstermiştir [44]. Yousefi ve arkadaşları tarafından yapılan C3X türbin kanadı HAD sayısal çalışmalarında  $k - \omega$ -SST türbülans modeli seçilmiştir. Türbin kanadında oluşan statik basınç, duvar sıcaklığı ve ısı transferi katsayısı deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlarda statik basınç dağılımı ve duvar sıcaklığı deneysel verileri iyi tahmin edilebilirken ısı transferi katsayısında geçiş bölgesi hariç deneysel veriler tahmin edilebilmiştir [45]. Başka bir çalışmada ise C3X türbin kanadı deneysel verileri tahmin edebilmek için V2F türbülans modeli kullanılmış ve yazarlar tarafında ısı transferi katsayısı tahminin özellikle üst yüzey için geliştirilmesi gerektiği belirtilmiştir [46]. Bak ve Cho tarafından “RNG”  $k - \varepsilon$ , SSG RSM, SST +  $\gamma - Re_{\theta}$  modellerinin yanı sıra “wall function (WF) ve low – Reynolds (LR)” duvar yaklaşımlarıyla SST ve  $\omega$ RSM modelleri birleştirilerek

karşılaştırmalar yapılmıştır. Elde edilen sonuçlarda  $\omega RSM - WF$  modeli deneysel verileri çok iyi tahmin edebilmiştir [47]. Tez çalışmasında, bahsedilen modeller deneyerek 7 denklemlilik  $\omega RSM - LR$  ve 2 denklemlilik  $k - \varepsilon - Realizable$  modeline Menter Lechner ( $ML$ ) duvar yaklaşımını eklentisiyle özellikle türbin kanadı üst yüzey bölgesinde iyi tahmin eldesi sağlanmıştır.  $\omega RSM$  modellerinde bulunan denklem sayısı fazlalığı ve ağ eleman yapısının çok daha ince olması gerektiği için 3 boyutlu HAD sayısal çalışmalarında yakınsama sorunu olduğundan dolayı  $k - \varepsilon - ML - Realizable$  modeli tez kapsamında seçilmiştir. Seçilen modelin detayları bölüm 3'te açıklanmıştır.



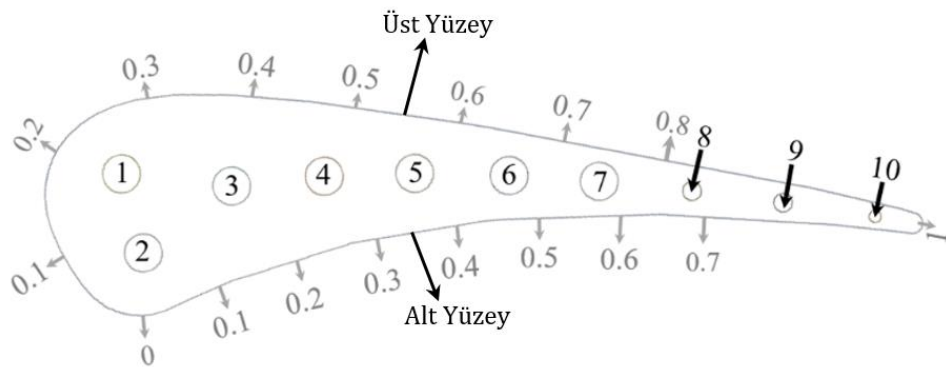
## Bölüm 3

# Çalışmalara Yönelik Sayısal Modelin Oluşturulması ve Doğrulanması

Mikro türbin kanatlarında efüzyon soğutma tekniğinin uygulanması ve eşlenik ısı transferi HAD sayısal çalışmaları ANSYS Fluent 19.1 versiyonu kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bu bölümde ise HAD sayısal çalışmalarının doğrulanması NASA C3X türbin kanadı kullanılarak yapıldı. Yayınlanmış olan deneysel veriler kullanılarak türbülans modeli ile ağ yapısı seçimi detaylandırıldı.

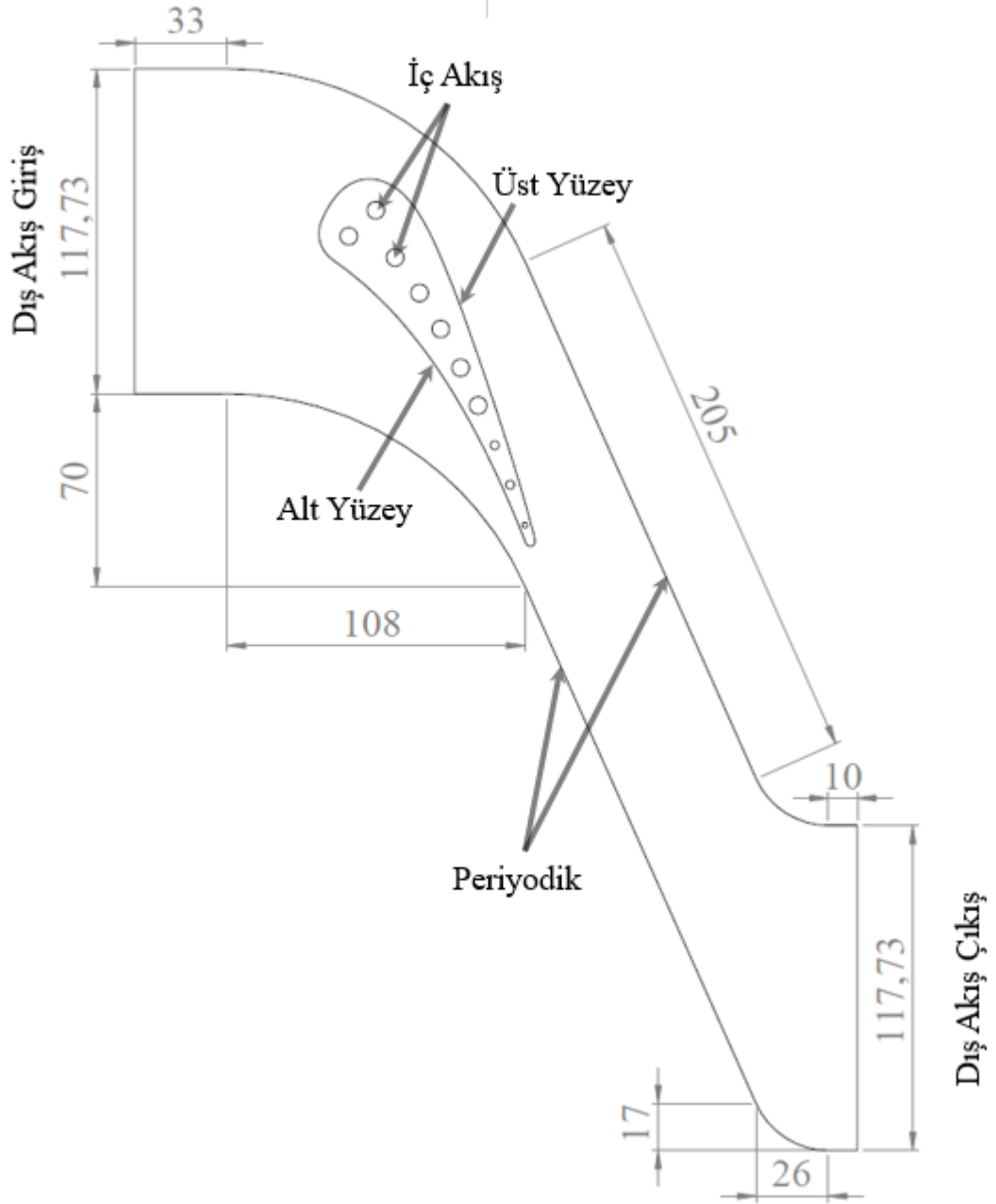
### 3.1 C3X Türbin Kanadı Geometrisi

Seçilen C3X türbin kanadının geometrik ölçüleri Hylton ve arkadaşları [48] tarafından paylaşılmış ve deneyler 3 adet türbin kanadının aralarında 117,73 mm olacak şekilde dizilerek yapılmıştır. Şekil 3.1’de görülen C3X türbin kanadı 10 adet iç soğutma kanalına sahiptir ve geometrik ölçüleri Ref [48]’den alınarak 2 boyutta ANSYS Design Modeler ortamında oluşturulmuştur.



Şekil 3.1: C3X türbin kanadı, soğutma delikleri ve koordinatı [48]

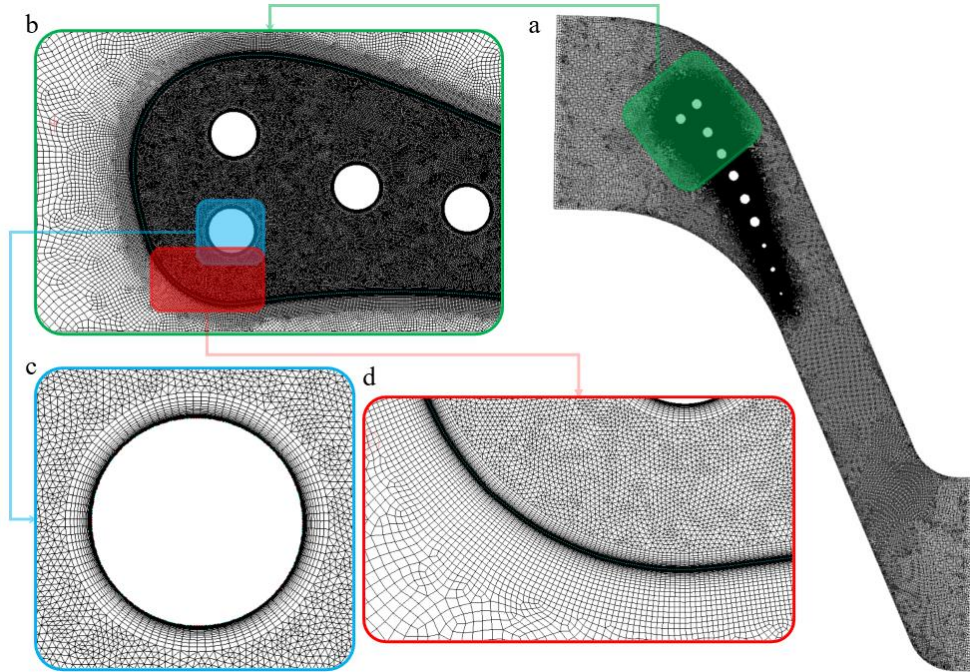
Dış akış kontrol hacminin tasarlanmasında en önemli husus, periyodik kenarlar arası mesafenin 117,73 mm olacak şekilde tasarlanmasıdır. Bu değer türbin kanatları arası mesafe olup periyodik sınır şartı tanımlanarak birden fazla türbin kanadının etkisi HAD sayısal çalışmada hesaba katılmıştır. Belirtilen diğer ölçüler çalışma kapsamında oluşturulmuş olup geometrik ölçüleri Şekil 3.2’de detaylı olarak paylaşılmıştır.



Şekil 3.2: C3X türbin kanadı dış akış kontrol hacmi

## 3.2 Ağ Yapısının Oluşturulması

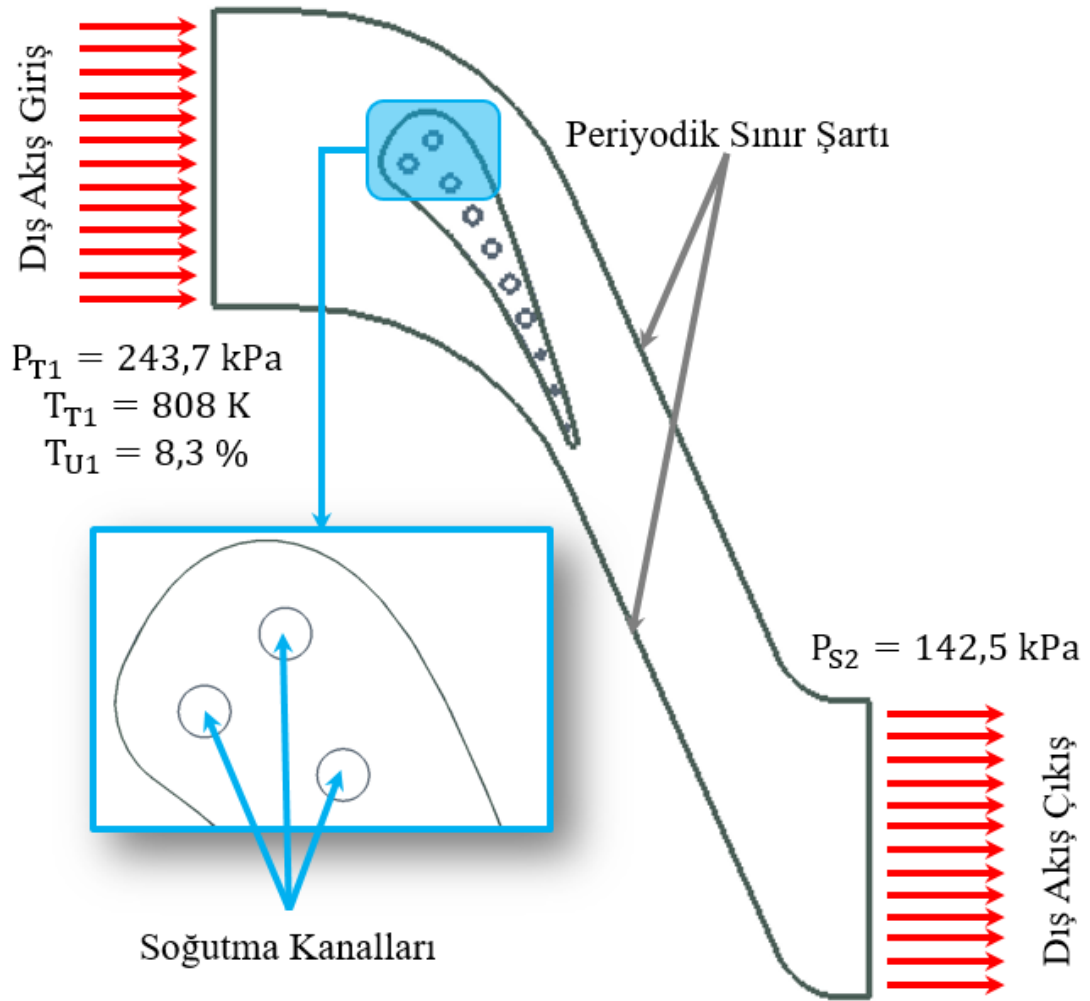
Dış akış kontrol hacmi ve türbin kanadına üçgen ağ yapısı uygulanmıştır, Şekil 3.3a. Türbin kanadının her iki yönüne ve soğutma kanallarına sınır tabaka ağ yapısı uygulanarak, Şekil 3.3c'de ve Şekil 3.3d, taşınım ısı transferi katsayısını ve duvar sıcaklığı değerlerinin HAD sayısal çalışmalarından doğru elde edilmesi sağlanmıştır. Delikler ve kanadın iç yüzeyi için uygulanan sınır tabaka ağ yapısı için “Yumuşak Geçiş” ağ yapısı uygulanmış, geçiş oranı 0,6, 23 adet sınır tabaka katmanı ve 1,2 elemanlar arası büyüme oranı uygulandı. 9 ve 10 numaralı soğutma kanallarının türbin kanadı içinde dar bir bölgede bulunmaktadır. Bütün deliklerin etrafında oluşan ağ yapısının kalitesinin aynı ve düzgün geçişli olması için 0,6 geçiş oranı tercih edilmiştir. Dış akışın türbin kanadı duvar yüzeyinde oluşturduğu duvar sıcaklığı ve ısı transferi etkilerini hesaba katmak için türbin kanadından dış akış kontrol hacmine doğru sınır tabaka ağ yapısı uygulandı. İlk katman uzaklığı 0,001 mm, 36 adet katman sayısı ve 1,2 elemanlar arası büyüme oranı belirlenmiştir. Toplam eleman sayısı yaklaşık olarak 250 bin,  $y^+$  değeri 0,36 değerini geçmemektedir. Daha ince ağ yapıları sonucu değiştirmezken Şekil 3.3'de gösterilen ağ yapısı, doğrulama çalışmasında kullanıldı.



Şekil 3.3: Ağ yapısı, a) bütün yapı, b) hücum kenarı, c) soğutma deliği, d) kanat dış ve iç yüzeyi detaylı ağ yapısı

### 3.3 Sınır Şartlarının Belirlenmesi

2 boyutlu doğrulama çalışmasında tanımlanan sınır şartları NASA C3X türbin kanadı üzerinde yapılan test-158'de [48] paylaşılan verilerle aynı şartlar sağlanarak oluşturuldu. Dış akışın giriş sınır şartları Şekil 3.4'de belirtildiği üzere total basınç, total sıcaklık ve türbülans yoğunluğu tanımlanırken çıkış bölgesi için statik basınç değeri tanımlanmıştır.



Şekil 3.4: C3X türbin kanadı eşlenik ısı transferi sınır şartları

Dış akışı kontrol hacminin alt ve üst duvarları arasındaki dikey mesafe 117,73 mm (kanatlar arası mesafe)'dir ve periyodik sınır şartı tanımlandı. Böylelikle türbin kanatları arasında dolaşan akışın fiziksel durumunun sayısal çalışması hesaba katıldı. C3X türbin kanadında bulunan 10 adet iç soğutma deliklerinin duvarlarına taşınım ısı

transferi sınır şartları tanımlanarak iç akışın etkisi, Tablo 3.1’de bulunan değerler kullanarak, 2 boyutta oluşturuldu.

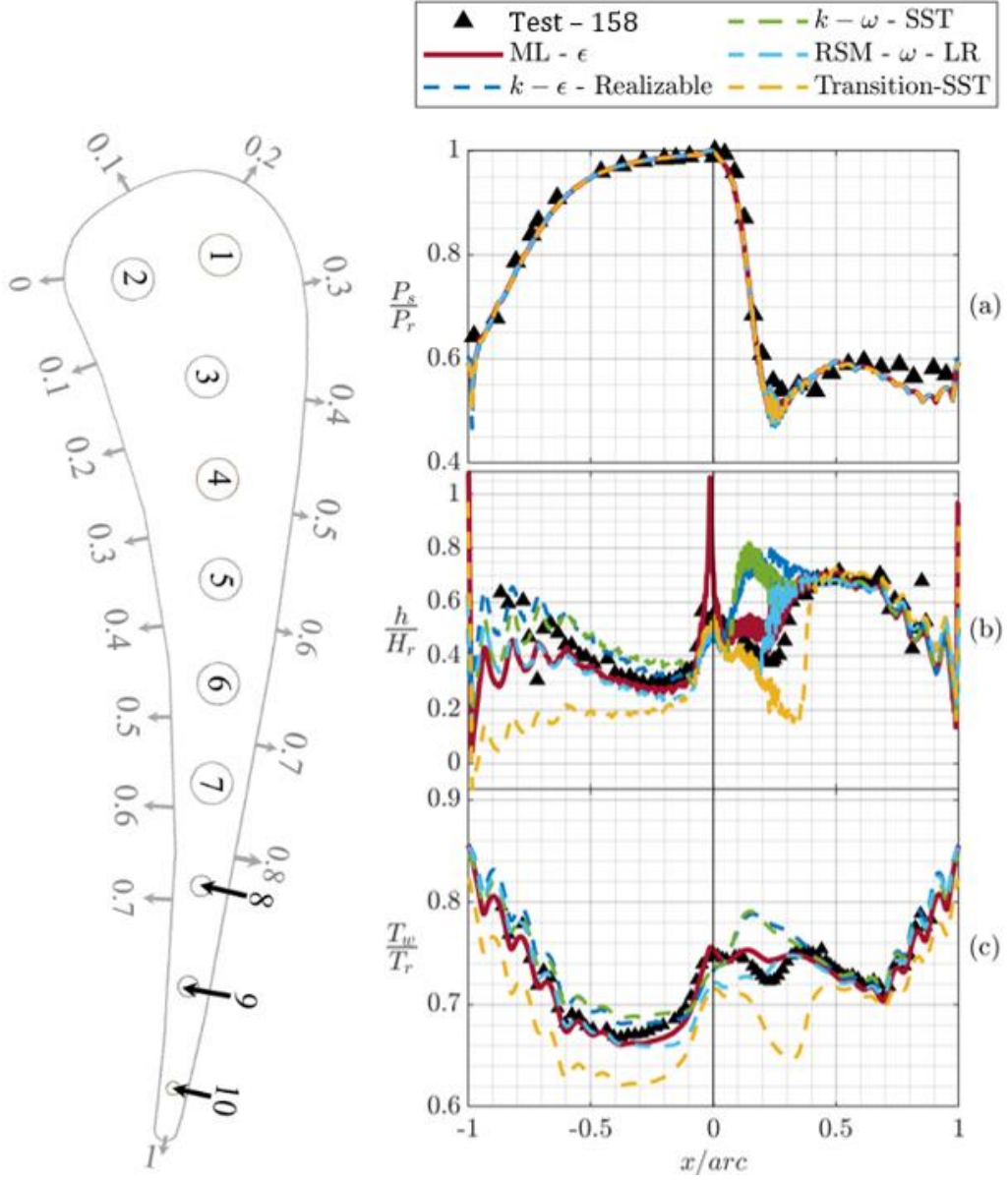
Tablo 3.1: İç akış giriş sıcaklığı ve taşınım ısı transferi katsayısı [48]

Delik Sayısı	$T$ [K]	$h$ [ $Wm^{-2}K^{-1}$ ]
1	358,14	1409
2	359,37	1458
3	349,97	1549
4	351,51	1392
5	342,56	1456
6	371,85	1403
7	351,85	1365
8	385,96	1974
9	413,22	1388
10	454,87	1742

Türbin kanadı malzeme özellikler için deneyde kullanılan ASTM 310 çeliğinin yoğunluk, özgül ısı ve termal iletkenliktir. Sırasıyla  $7900 J/kg \cdot m^3$ ,  $586,15 J/kg \cdot K$ ,  $0.020176 \cdot T + 6,811 W/m \cdot K$  değerlerine eşittir. Termal iletkenlik sıcaklığa bağlı bir fonksiyon olarak tanımlandı.

### 3.4 Türbülans Modeli Seçilmesi ve Doğrulama Çalışması

ANSYS Fluent yazılımı ile gerçekleştirilen HAD sayısal çalışmalarında 5 farklı türbülans yaklaşımı ile deneysel veriler karşılaştırıldı. HAD sayısal çalışmasında kullanılan RANS modelleri sırasıyla  $k - \omega$ -SST,  $k - \varepsilon - ML - Realizable$ , RSM -  $\omega$  LR, Realizable  $k - \varepsilon$  ve  $Transition - SST$ ’dir. Şekil 3.5’in y ekseninde sırasıyla duvar yüzeyinde oluşan statik basınç, ısı transferi katsayısı ve duvar sıcaklığı deneysel verilerle HAD sayısal çalışması karşılaştırılmıştır. Statik basınç değerleri dış akış giriş değeriyle ( $P_r = 243.7$  kPa), ısı transferi katsayısı  $H_r = 1135 Wm^{-2}K^{-1}$  değeriyle ve duvar sıcaklığı değeri  $T_r = 811$  K ile boyutsuzlandırılmıştır. Şekil 3.5’in x eksenini  $x/arc$  (Şekil 3.1– Koordinat sistemi) değerlerini göstermektedir. Sol taraf kanadın alt yüzeyine ait değerleri (basınç yüzeyi), sağ taraf üst yüzeyine ait değerleri (emme yüzeyi) göstermektedir.



Şekil 3.5: C3X türbin kanadı doğrulama çalışması: a) statik basınç, b) ısı transferi katsayısı, c) duvar sıcaklığı

Yapılan karşılaştırmalarda türbin kanadı üzerinde oluşan statik basınç değerlerini, bütün türbülans modelleri iyi tahmin edebilirken ısı transferi katsayısı ve duvar sıcaklığı değerlerini  $k-\epsilon-ML-Realizable$  ve  $RSM-\omega LR$  modelleri 0 - 0.5 arası diğer modellere göre iyi tahmin edebilmiştir. Bu bölge, laminar akıştan türbülanslı akış bölgesine geçiş bölgesi olduğu için literatür verilerinde ve test edilen türbülans modellerinde tahmin edilmesi en zor bölge olmuştur. Isı transferi katsayısı alt yüzey bölgesinin -0,8 - (-1) arasında seçilen modellerde tahmin edilemezken,  $k-\epsilon-Realizable$  ve  $k-\omega-SST$  modelleri iyi tahmin etmiştir. 1 boyutlu indirgenmiş

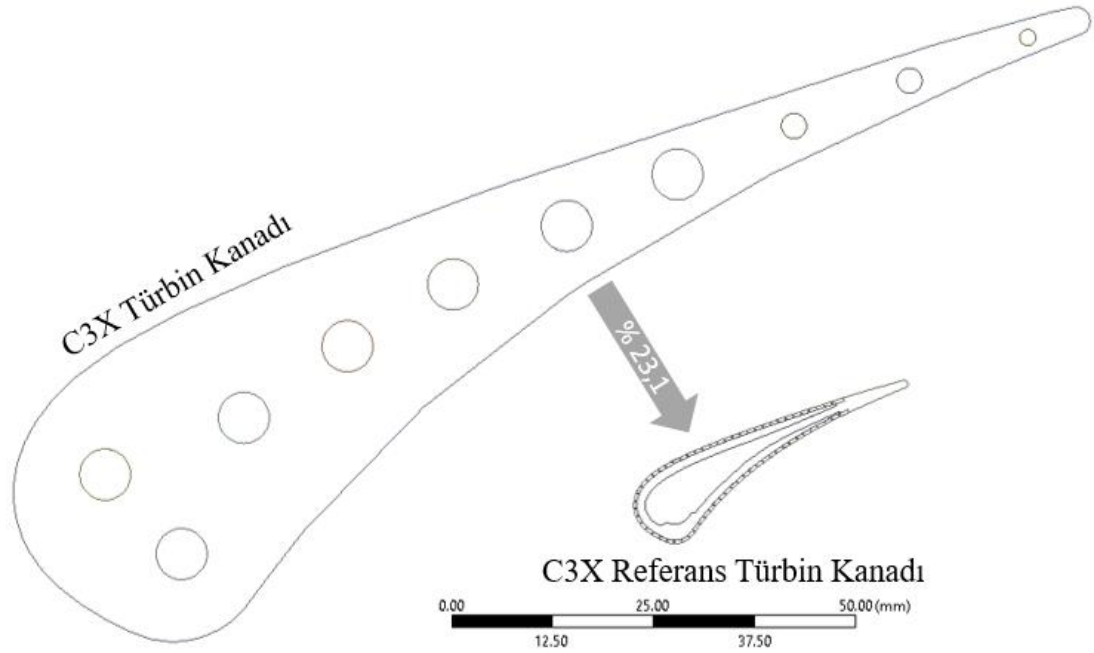
model geliştirilmesinde geçiş bölgesinin tahmin edilmesi, alt yüzey bölgesinde -0,8 – (-1) arasına göre daha zor olduğu için  $k - \varepsilon - ML - Realizable$  ve  $RSM - \omega LR$  modelleri üzerinde durulmuştur.  $RSM - \omega LR$  türbülans modeli 3 boyutlu çalışmalarda yakınsama problemi oluşturduğu için  $k - \varepsilon - ML - Realizable$  modeli mikro türbin kanadı sayısal çalışmalarında kullanılmasına karar verildi.

RANS türbülans modellerinden  $k - \varepsilon$  "*Standart - RNG - Realizable*" modelleriyle Standart WF, Enhanced Wall Treatment ve Menter-Lechner yaklaşımları birleştirilerek ayrı ayrı sayısal çalışmalar,  $k - \omega$  "*Standart - BSL - SST*" modelleriyle LR yaklaşımı birleştirilerek farklı sayısal çalışmalar, *Transition - k - kl -  $\omega$*  modeli sayısal çalışması, RSM modeli için *LPS, QPS,  $\omega$ , BSL* birleştirilerek LR ve Shear Flow yaklaşımlarının sayısal çalışmaları gerçekleştirilmiş en iyi sonuç yukarda bahsedilen sebeplerden dolayı  $k - \varepsilon - ML - Realizable$  seçilmiştir.

## Bölüm 4

# Mikro Türbin Kanadı Efüzyon Soğutma Modeli

Doğrulama çalışmasında kullanılan C3X türbin kanadı ve dış akış kontrol hacmi %23,1 oranında küçültülerek mikro türbin kanadı oluşturuldu, Şekil 4.2. Türbin kanadı iç ve dış akış HAD sayısal çalışmaları referans iç kanal tasarımları oluşturularak gerçekleştirildi. Elde edilen sayısal çalışma sonuçlarını tahmin edebilen bir boyutlu indirgenmiş model çalışmaları ise bölüm 5’te verilmiştir. İndirgenmiş model, bu bölümde bahsedilen sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmış ve doğrulama çalışmaları bölüm 5’te detaylıca bahsedilmiştir.



Şekil 4.1: C3X türbin kanadı ve Referans türbin kanadı



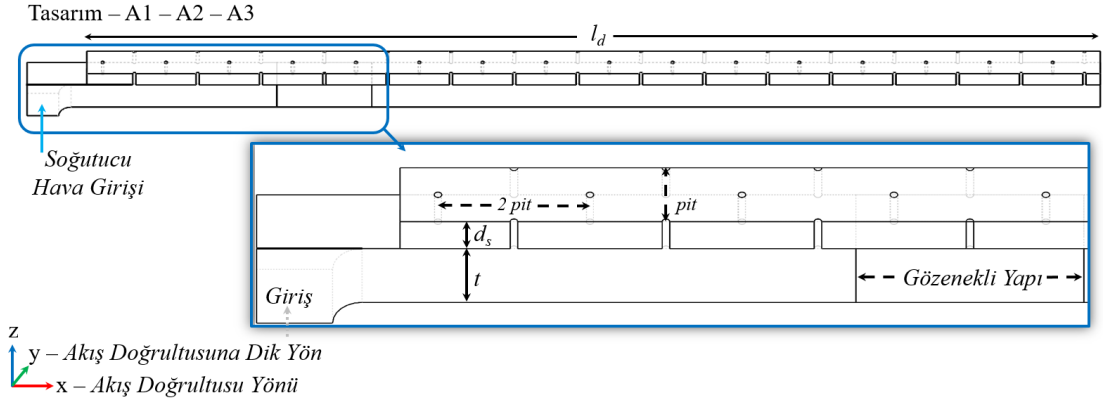
İki ana alt başlıkta açıklanan bu bölümün ilk başlığında (4.1) dış akış, sabit bir duvar sıcaklığı olarak modellenmiş ve sadece iç akışın hareketinden kaynaklanan etkiler incelenmiştir. Böylelikle indirgenmiş modelin iç akış (efüzyon soğutma sistemi) doğrulanmıştır. İkinci başlıkta ise (4.2) dış akışın etkisini de hesaba katılmış, doğrulanan iç akış modeli ile dış akış modeli bir boyutlu çalışmada birleştirilmiştir.

## 4.1 Referans Türbin Kanadı Eşlenik Isı Transferi (Efüzyon Soğutma Modeli) Sayısal Çalışması

Bu kısımda referans türbin kanadının efüzyon soğutma kanal tasarımı, ağ yapısı ve sınır şartlarından bahsedilmiştir.

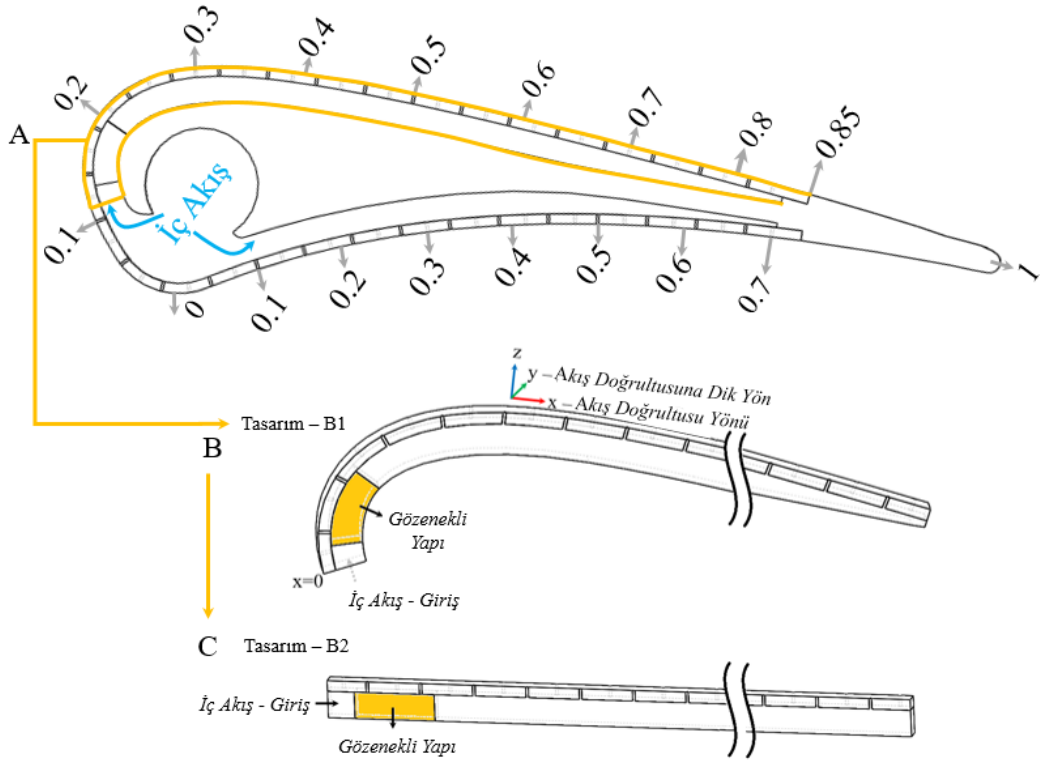
### 4.1.1 Referans Efüzyon Soğutma Geometrisi

Türbin kanadı iç akış geometrisi 32 mm uzunluğunda ( $l_d$ ), 1 mm iç kanal yüksekliği ( $t$ ) ve 0,5 mm metal yüksekliği ( $d_s$ ) olacak şekilde tasarlanmıştır. İç akış Şekil 4.2’de görülen hava giriş bölgesinden dökülürken, kanat üzerinde bulunan deliklerden çıkmaktadır. Bütün deliklerin çapları 0,1 mm’dir. Akan akışta deliklerin birbirlerine olan mesafesine göre fiziksel davranışları, verimliliği ve ısı transferi değiştiği için 3 farklı  $P/D$  oranı (5 – 10 ve 20) için tasarımlar oluşturuldu.  $P$  ( $pit$ ), delikler arası mesafeyi  $D$  ise efüzyon delik çapını belirtmektedir.  $D$ ,  $l_d$ ,  $d_s$  ve  $t$  değerleri bütün tasarımlarda aynıken  $pit$  değerleri değişkendir. Soğutma kanalının ortasında bulunan delikler tam delik, yan kenarlarda bulunan delikler ise yarım delik olarak tasarlandı. İç kanalın kalınlığı ( $y$  eksenine – akışa dik yön)  $pit$  değerine bağlı olduğu için her tasarımda değişmektedir. Ek olarak, efüzyon deliklerinden çıkan debinin yüzeye yapışmasını sağlamak için tasarımlarda basıncın ve hızın düşmesini sağlayan gözenekli yapı kullanıldı. Bu gözenekli yapılar her tasarımda farklı yerlerde konumlandırılmış ve 3 mm uzunluğunda oluşturuldu.



Şekil 4.2: Tasarım A1 – A2 – A3

Şekil 4.4A’da bulunan referans türbin kanadının üst yüzeyinde bulunan iç akış kanalının eğriliğinin dikdörtgen kanala göre farkını incelemek için tasarım B1 ve B2 oluşturuldu, Şekil 4.4B-C. Tasarım B1, elde edilen mikro türbin kanadının üst yüzey bölgesinden bir parça ve tasarım B2 aynı geometrik yapıya sahip eğriliğin olmadığı dikdörtgen bir iç akış kanalıdır. Her iki tasarımda da 33 efüzyon deliği bulunmakta ve iç akış ilk delikten sonra gözenekli bir yapıya sahiptir. Akış giriş şartları hem tasarım B1’de hem de tasarım B2’de aynı olup Şekil 4.4A’dan hız ve basınç profil değerleri alınıp aktarılmıştır.



Şekil 4.3: Mikro türbin kanadı (A), Tasarım B1 (B), Tasarım B2 (C)

Tablo 4.1’de gösterilen, tasarım A1 – A2 – A3 sırasıyla  $P/D$  oranının 5 – 10 – 20 olduğu durumlara aittir. B1 ve B2 tasarımları ise  $P/D$  oranının 10 olduğu duruma aittir.

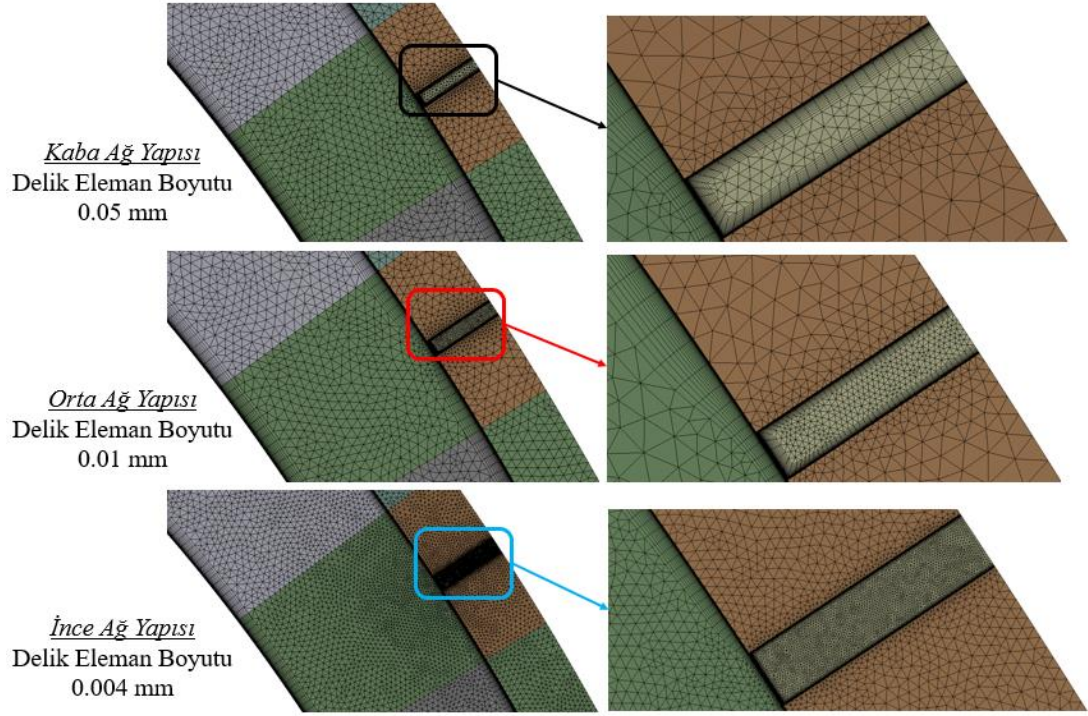
Tablo 4.1: A ve B tasarımlarının geometrik detayları

	<b>A1-A2-A3</b>	<b>B1-B2</b>
İç Kanal Uzunluğu, $l_d$ [mm]	32	33
Delik Sayısı	64-32-16	33
$P/D, S$	5-10-20	10
Gözenekli Yapı,	0,094-0,187-0,375	0,03
Boyutsuz Konumu		
Gözenekli Yapı Uzunluğu [mm]	3	3-2,3
Delik Çapı $D$ [mm]	0,1	0,1
Metal Yüksekliği, $ds$ [mm]	0,5	0,4
İç Kanal Yüksekliği, $t$ [mm]	1	1

#### 4.1.2 Ağ Yapısı

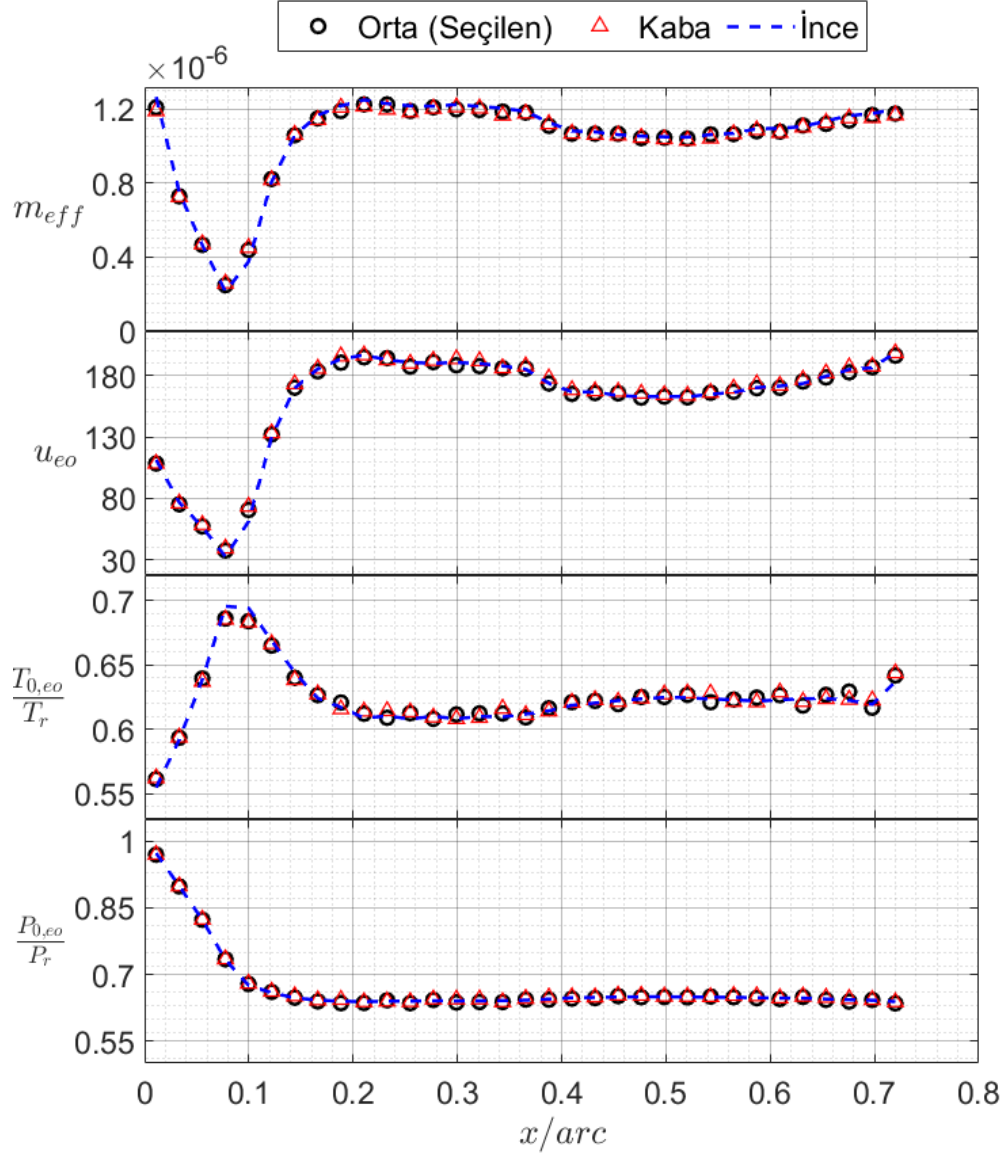
A ve B tasarımlarına uygulanan ağ yapısında hem efüzyon deliklerine hem de iç akış kanalına “Yumuşak Geçiş” ağ yapısı uygulanmış, geçiş oranı 0,3, 30 adet sınır tabaka katmanı ve 1,2 elemanlar arası büyüme oranı uygulandı. Metal ve soğutma kanalı için 0,05 mm, delikler için ise 0,01 mm eleman boyutu seçildi. Efüzyon deliklerinde ağdan bağımsızlık çalışması yapılarak Şekil 4.5’de kaba, orta (seçilen) ve ince olmak üzere 3 farklı ağ yapısı üzerinde duruldu. Kaba ağ yapısında 0,05 mm eleman boyutu (efüzyon delik çapının yarısı), orta ağ yapısında 0,01 mm ağ boyutu (efüzyon delik çapının onda biri), ince ağ yapısında ise 0,004 mm ağ yapısı (bilgisayar gücü ile uygulanan en küçük ağ yapısı) uygulandı. Ağ yapısı ilk olarak efüzyon deliklerine,

ikinci olarak soğutma kanalına ve son olarak türbin kanadına uygulanarak efüzyon deliğine oluşan kaba – orta –ince ağ yapısından soğutma kanalı ve türbin kanadı etkilenmiştir. Böylelikle bütün parçaların ağ yapısı kabadan inceye değişkenlik göstermiştir.



Şekil 4.4: Ağdan bağımsızlık çalışması: a) kaba, b) seçilen, c) ince ağ yapısı

Şekil 4.6’de ise ağ yapısından bağımsızlık çalışması sonuçları delik çıkışlarında oluşan kütleli debi, hız, total sıcaklık ve statik basınç değerleri karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlara 0,01 mm delik eleman boyutu seçilmiştir.

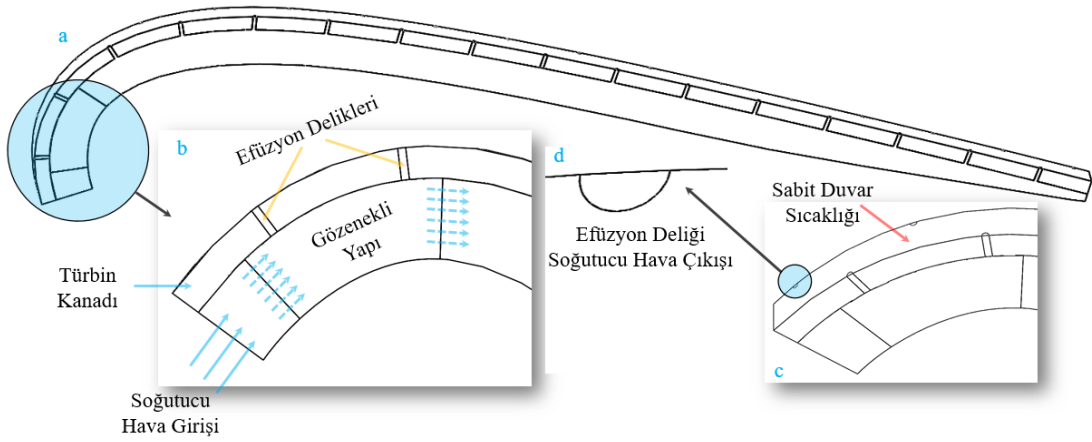


Şekil 4.5: Ağdan bağımsızlık çalışması: Sırasıyla kütleli debi, hız, sıcaklık ve basınç değerlerinin karşılaştırılması

### 4.1.3 Sınır Şartları

Türbin kanadı iç akış kanalının tasarım çalışmalarında doğrulanan  $k - \varepsilon - ML - Realizable$  türbülans modeli kullanıldı. Şekil 4.6'de tasarım B2 gösterilmiş olup bütün tasarımlarda aynı sınır tanımlamalarıyla ve farklı sınır koşulları uygulanmıştır. Şekil 4.7b'de iç akış girişi için total basınç – total sıcaklık, 3 boyutlu gözenekli yapı basınç düşüşü ve efüzyon delikleri için, Şekil 4.7d, çıkış statik basınç tanımlamaları yapılmıştır. İndirgenmiş model doğrulama çalışmalarında dış akış sadece sabit duvar

sıcaklığı olarak modellenerek, Şekil 4.7d, sadece iç akış kanalının doğrulama çalışması bu kısımda gerçekleştirildi.



Şekil 4.6: Tasarımların sınır şartları

Giriş total basıncı – sıcaklık, tanımlanan sabit duvar sıcaklığı, türbin kanadı metal özellikleri (yoğunluk, ısı kapasitesi, termal iletkenlik) Tablo 4.2’de değerleriyle paylaşılmıştır.

Tablo 4.2: A ve B tasarımlarına ait sınır şartları

Sınır Koşulları / Tasarımlar	A1 – A2 – A3	B1 – B2
İç Akış Giriş, Total Basınç [kPa]	400	246
İç Akış Giriş, Total Sıcaklık [K]	400	382,86
Dış Duvar Sıcaklığı [K]	1200	600
Metal, Yoğunluk [kg m <sup>-3</sup> ]	8908	7900
Metal, Özgül Isı [J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	502	586,15
Metal, Termal İletkenlik [Wm <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	91	18

Efüzyon delikleri çıkışlarında tanımlanan çıkış statik basınç değerleri (4.1’de x mesafesine bağlı bir fonksiyon olarak tanımlandı.

Tablo 4.3’de bulunan C1 – C2 – C3 ve x1 değerleriyle, A1 – A2 – A3 (P/D = 5 – 10 – 20) tasarımlarında ki deliklerin statik basınç değerleri hesaplanır. Tasarım B’de ise delik çıkış statik basınçları Şekil 3.5a’da gösterilen değerler tanımlandı.

$$\begin{aligned}
P_{0,eo}(x) &= C_1x + C_2 \quad \text{if } x \leq x_1 \\
P_{0,eo}(x) &= C_3 \quad \text{if } x > x_1
\end{aligned}
\tag{4.1}$$

Tablo 4.3: Tasarım A – Efüzyon deliği çıkış statik basınç değerleri

	A1	A2	A3
$C_1$	-40000	-16000	-5333,3
$C_2$	406000	404000	401333
$C_3$	250000	280000	320000
$x_1[mm]$	3,75	7,5	15

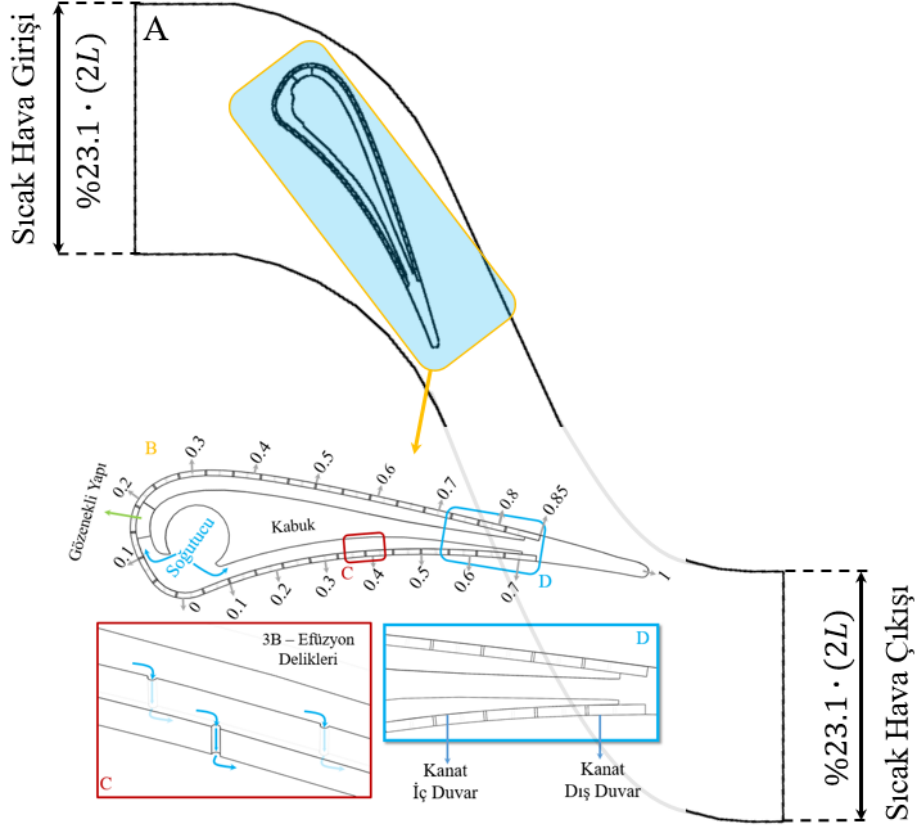
## 4.2 Referans Türbin Kanadı Eşlenik Isı Transferi (İç ve Dış Akış) Sayısal Çalışması

Önceki bölümlerde deneysel verilere dayanarak C3X türbin kanadı doğrulaması ve referans iç akış kanalı tasarımlarıyla efüzyon soğutma tekniğinin indirgenmiş model doğrulaması, HAD sayısal çalışmalarıyla sağlandı. Bu kısımda, doğrulanan iç akış kanalı tasarımı kullanılarak hem iç akış hem de dış akış hareketinin hesaba katıldığı geometri tasarımı, ağ yapısı ve sınır şartları sunulmuştur.

### 4.2.1 İç ve Dış Akış Kontrol Hacmi Tanımlaması

Şekil 3.1’de doğrulama çalışmasında kullanılan C3X türbin kanadı ve dış akış kontrol hacmi %23,1 oranında küçültülerek Şekil 4.7’de gösterilen referans mikro türbin kanadı ve dış akış kontrol hacmi oluşturuldu. Ref [46]’de yapılan C3X türbin kanadından farkı, iç soğutma yöntemi olarak efüzyon soğutma tekniği uygulandı, Şekil 4.7b. Ek olarak üst yüzey tarafında ortalama uzunluğu 2,3 mm gözenekli yapı tasarlanmış ve amaç önceden bahsedildiği gibi film tabaka etkisini görebilmek için

basınç ve hız düşürmeyi sağlamaktır. Referans mikro türbin kanadında 0,1 mm delik çapı,  $P/D = 10$  oranını sağlayan sabit dağılımlı, 0,4 mm delik uzunluğu (metal uzunluğu) ve 1 mm kanal boyu ölçüleri belirlenmiştir, Şekil 4.7c ve d.



Şekil 4.7: Referans mikro türbin kanadı, iç ve dış akış kontrol hacmi

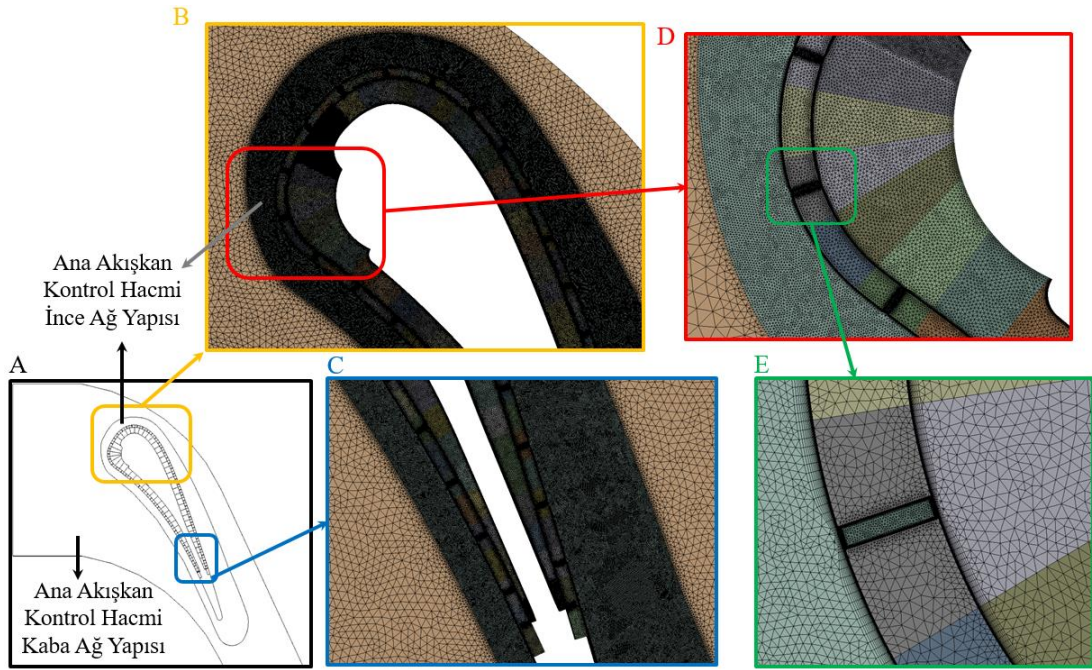
Referans mikro türbin kanadı Şekil 4.7b'de görünen iç hava akışının toplandığı bölümden alt ve üst yüzey yönlerine doğru ikiye ayrılmaktadır. Alt yüzey yönü geometri olarak tasarım A1 – A2 – A3 ve B1'e benzerken üst yüzey yönü tasarım B2'nin kendisidir.

#### 4.2.2 Ağ Yapısı

İç akış tasarımları – HAD sayısal çalışmalarında seçilen ağ yapısı, referans mikro türbin kanadının iç akış kanalında ve metalinde kullanılmıştır. Dış akışın modellendiği dış akış kontrol hacmi ise farklı ağ yapılarından oluşan 2 farklı parçadan oluşmaktadır, Şekil 4.8A ve B. C3X türbin kanadında iç akış deliklerden çıktığında dış akış ile karşılaşarak bir film tabakası oluşturmaktadır. Film tabakasını ve büyümesini dış akış



kontrol hacminde iyice yakalayabilmek için C3X türbin kanadı etrafına oluşturulan parçaya (Şekil 4.8B – Dış akış kontrol hacmi – İnce ağ yapısı) 1,05 büyüme oranında 0,035 mm eleman boyutlu ağ yapısı oluşturulmuştur. Kaba ağ yapılı dış akış kontrol hacminde 1,2 büyüme oranında 0,25 mm eleman boyutu uygulanarak iki ağ yapısı arasında hafif geçiş sağlanmıştır. Şekil 4.8C’de türbin kanadı iç akış kanalının son bölümü gösterilmiştir. Şekil 4.8D ve E’de iç akış kanalının, efüzyon deliklerinin, türbin kanadı metalinin ve ince ağ yapılı dış akış kontrol hacminin ağ yapısı ve geçişleri detaylı olarak gösterilmiştir. Toplamda  $38 \cdot 10^6$  eleman bulunmaktadır.

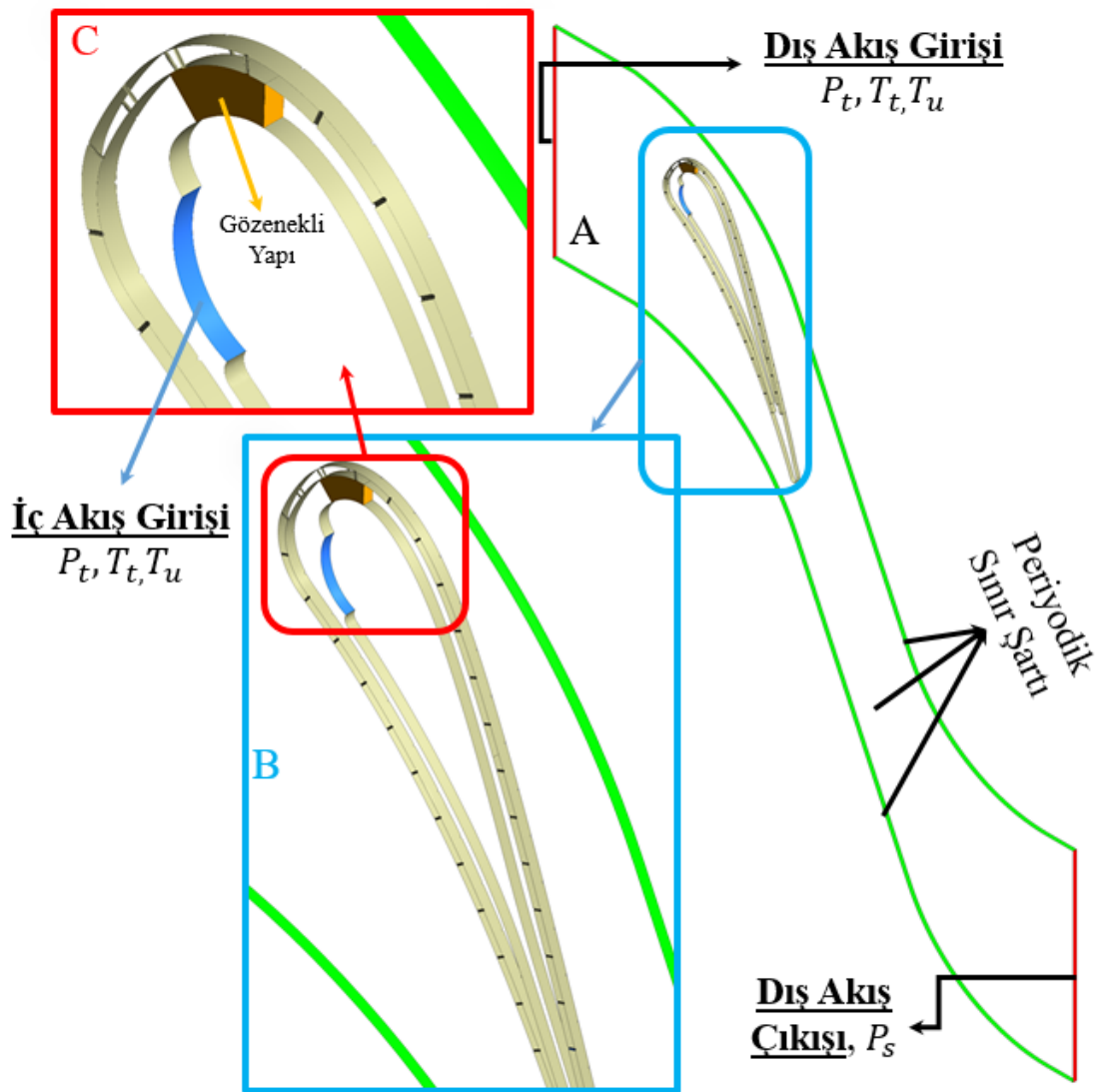


Şekil 4.8: Referans mikro türbin kanadı, iç ve dış akış ağ yapısı

### 4.2.3 Sınır Şartları

Referans mikro türbin kanadı iç ve dış akış sayısal çalışması HAD sayısal çalışmalarından elde edilen  $k - \epsilon - ML - Realizable$  türbülans model yaklaşımı ile çözümlenmiştir. Şekil 4.9’da referans türbin kanadı, iç ve dış akış geometrinin sınır şartları verilmiştir. Dış akış girişi için 243,7 [kPa] total basınç, 808 [K] total sıcaklık ve % 8.3 turbulent intensity değerleri, sıcak gaz çıkışı için 142,5 [kPa] statik basınç sınır şartı uygulanmıştır, Şekil 4.9. C3X türbin kanadında iç akış olarak, sıcaklığa bağlı

ideal gaz tanımlanmış ve giriş sınır şartı için total basınç değeri 246 [kPa], total sıcaklık değeri 374[K] ve %10 türbülans yoğunluğu tanımlandı, Şekil 4.9b ve c. Gözenekli yapı üst yüzey tarafında 3 boyutlu geometri olarak tanımlanmıştır. Gözenekli yapıda HAD sayısal çalışmalarında geçirgenlik değeri ve iç direnç değerleri sırasıyla  $7,0773 \cdot 10^9 \text{ m}^{-2}$  ve  $106844,2 \text{ m}^{-1}$ 'dir. Bu değerler (5.10'a göre hesaplanmıştır. Alt, üst ve yan kenarlar periyodik kenarlar olarak tanımlandı. Böylelikle birden fazla türbin kanadının HAD sayısal çalışması sağlanarak iki kanat arasında oluşan dış akışın fiziksel davranışı hesaplara katılmıştır.



Şekil 4.9: Referans mikro türbin kanadı, iç ve dış akış sınır şartları

Türbin kanadının metalinin yoğunluk, özgül ısı ve termal iletkenlik özellikleri Tablo 4.4'de verilmiştir.

Tablo 4.4: Türbin kanadı metal özellikleri

Yoğunluk, $\rho$ [ $kg/m^3$ ]	7900
Özgül Isı, $c_p$ [ $J/kgK$ ]	586,15
Termal İletkenlik, $k$ [ $W/mK$ ]	18

Oluşturulan referans mikro türbin kanadında iç akış kanalı, türbin kanadı ve efüzyon delikleri, delik sayısı kadar parçaya ayrılmış, teker teker adlandırılmıştır. Bu sayede kanalda ve deliklerin giriş – çıkışlarında oluşan basınç, sıcaklık ve hız değerleri kanal boyunca kütleli ortalama değerleri elde edilmiştir. Ayrıca türbin kanadının iç – dış duvarlarında oluşan duvar sıcaklığı değerleri de elde edilmiştir. İndirgenmiş model ile kapsamlı bir karşılaştırma yapılması sağlanarak bölüm 5.4’de sonuçlar paylaşılmıştır.

## Bölüm 5

# Bir Boyutlu İndirgenmiş Model Geliştirmesi

İndirgenmiş model 4 ana alt başlıkta incelenmiştir. Öncelikle iç akış modelinin oluşturulması ve doğrulanması ( 5.1 ve 5.2) sağlanmıştır. Doğrulanmış iç akış modeline dış akış modeli eklenerek referans mikro türbin kanadı indirgenmiş modelde oluşturulmuştur. HAD sayısal çalışmalarla doğrulama çalışmaları yapılarak sonuçları paylaşılmıştır (5.3 ve 5.4). Dış akış indirgenmiş model oluşturulması Technion-Israel Institute of Technology ile ortak bir çalışma yöntemiyle Doç. Dr. Beni Cukurel ve Yair Lange ile beraber oluşturulmuş, HAD sayısal çalışmaları ise Doç. Dr. Sercan Acarer danışmanlığında tez kapsamında çalışılmıştır.

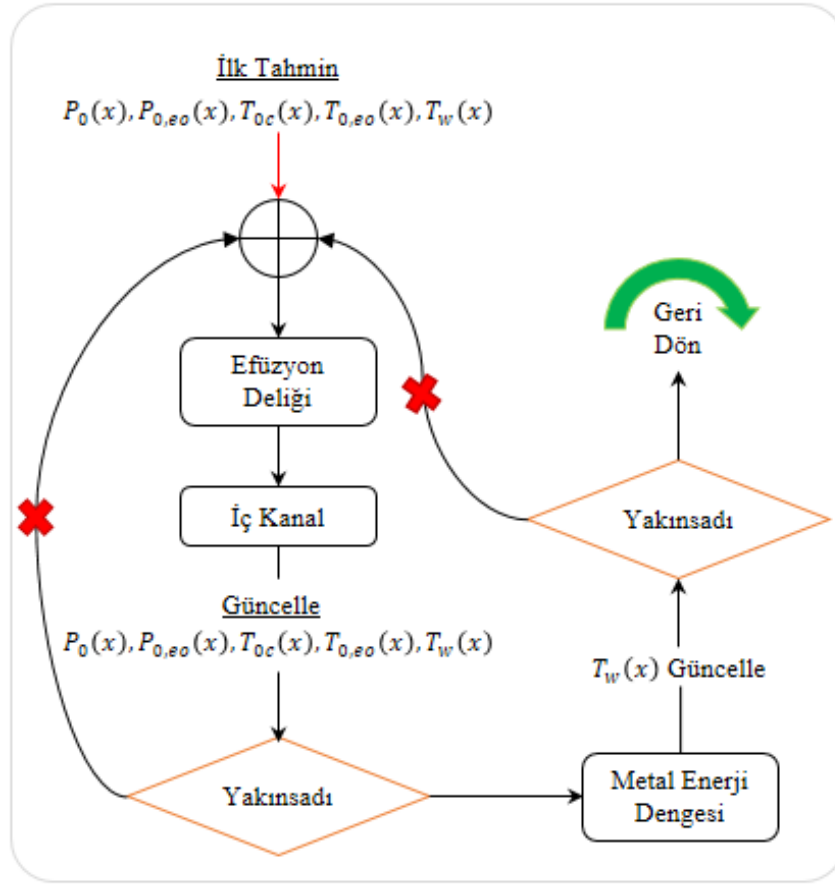
### 5.1 İç Akış İndirgenmiş Modelinin Oluşturulması

Bölüm 4’de paylaşılan ve sayısal çalışmaları ANSYS Fluent ortamında yapılan tasarımların indirgenmiş model çalışmasının detaylarından bu kısımda bahsedilmiştir. İç akış modelinin temel mantığı Şekil 5.1’de gösterilmiştir ve basitçe aşağıdaki gibi özetlenebilir.

İndirgenmiş modelin çözümü için iç akış kanalına ve efüzyon deliklerinin çıkışlarına basınç - sıcaklık değerleri ilk tahmin olarak tanımlanmıştır. İndirgenmiş modelin çözümü 4 ana adımdan oluşmaktadır.

- İlk olarak efüzyon deliklerinde bulunan iç akışın debi, hız, sıcaklık, basınç gibi fiziksel özellikler elde edildi.

- Elde edilen debi değerleri ile iç akışın giriş debisi ve her efüzyon deliğinden sonra kalan iç akışın debisi saptandı. Bu değerler ile her delikten önce ve sonrasında iç kanalda hız, sıcaklık, basınç gibi değerler hesaplandı.
- Bütün değerler yakınsandıktan sonra türbin kanadı metalinin enerji dengesi sağlanarak metalin iç ve dış kısmındaki duvar sıcaklıkları hesaplandı.
- Son adımda ise metal sıcaklığı sonuçlarına göre iç akışın özellikleri tekrar hesaplanarak nihai sonuçlar elde edildi.

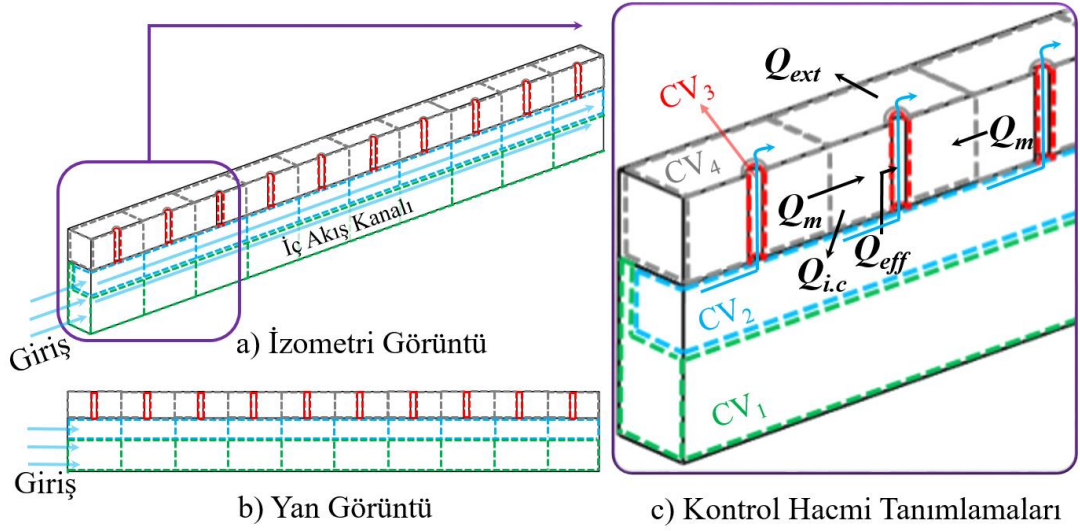


Şekil 5.1: İç akış modeli

Tasarım A ve B'nin geometrik ölçüleri bir boyutlu indirgenmiş modelde oluşturulmuştur. İç akışın kanala giriş sıcaklık – basınç değerleri ( $T_{0c}, P_{0c}$ ), efüzyon deliklerinin çıkış sıcaklık – basınç değerleri ( $T_{0,eo}, P_{0,eo}$ ) ve türbin kanadı duvar sıcaklığı ( $T_w$ ) değerleri model çözücüsüne ilk tahmin değerleri olarak tanımlanmıştır.

Model, Şekil 5.2'de gösterildiği gibi 4 kontrol hacmine ayrılmıştır.  $CV_1$  ve  $CV_2$ 'de iç akışın davranışı ve fiziksel özellikleri bir bütün şekilde hesaplanırken  $CV_1$ 'de iç

kanalın delikten etkilenmeyen kısmı, CV<sub>2</sub>'de ise iç kanalın delikten etkilenen kısmı, sınır tabaka, çözülmektedir. Efüzyon deliğinde bulunan iç akışın fiziksel özelliklerinin hesaplandığı hacim CV<sub>3</sub> ile gösterilirken, CV<sub>4</sub>'te ise dış akıştan gelen ısı akısı, komşusu olan metallere gelen ısı iletimi ve ilgili delikten kaynaklanan taşınım ısı transferi hesaba katılarak metalin iç ve dış duvarında olan sıcaklık hesaplaması yapıldı.



Şekil 5.2: Eşlenik ısı transferi kontrol hacim tanımlamaları: CV<sub>1</sub> – iç kanal, CV<sub>2</sub> – sınır tabaka, CV<sub>3</sub> – efüzyon deliği, CV<sub>4</sub> – metal

İndirgenmiş modelde hesaplamalar ilk olarak efüzyon deliklerinin çıkışlarından başlamaktadır ve ilk tahmin olarak iç kanal giriş total basıncının delik çıkışlarındaki total basınca eşit olduğu ( $P_{0,eo} = P_{0,ci}$ ) varsayılır. Bu varsayıma göre delik çıkışlarında ki Mach sayısı ve statik sıcaklığı (5.1'de bulunan izentropik bağlantıya göre hesaplanır.

$$M_{eo} = k_v \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} \left( \left( \frac{P_{s,eo}}{P_{0,eo}} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} - 1 \right)} \quad (5.1)$$

$$T_{s,eo} = T_{0,eo} \left( \frac{P_{s,eo}}{P_{0,eo}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Burada  $k_v$  terimi Mach sayısını hesaplayabilmek için viskozite düzeltme katsayısıdır ve 0,94'e eşittir. Bu düzeltme, düşük Reynolds sayılarında (~500) delik çıkışı bölgesinde oldukça düzgün olmayan viskoz akış bölgesi için gereklidir. Başka bir tabirle, bir bölgede ortalama basınçlardan hesaplanan Mach sayısı ile aynı bölgede oluşan Mach sayısının ortalaması farklıdır. Bu faktör, ortalama basınçlarla elde edilen Mach sayısını elde etmeye yarar. (5.2'de bulunan sıkıştırılabilir ideal gaz akış

bağlantıları ile delik çıkışlarında bulunan hız, yoğunluk ve kütleli debi değerleri elde edilir.

$$u_{eo} = M_{eo}\sqrt{\gamma RT_{s,eo}} \quad \rho_{eo} = \frac{P_{s,eo}}{RT_{s,eo}} \quad m_{eo} = \rho_{eo}u_{eo}A_{act} \quad (5.2)$$

Efüzyon deliklerinde efektif delik alanı hesaplanarak sıkıştırılabilirlik etkileri, karmaşık akış yapılarını telafi etmeyi amaçlayan Blasius yaklaşımıyla (5.3'te hesaba katılmıştır.

$$A_{act} = \pi(D/2 - \delta_{eo}^*)^2 \quad \delta_{eo}^* = k_{\delta^*} \frac{L}{\sqrt{Re_L}} \quad (5.3)$$

Burada  $k_{\delta^*}$  değeri 0,7 ile 0,75 arasında değişken ve delikler arası mesafeye göre hesaplanan Reynolds sayısının, delik çapına göre hesaplanan Reynolds sayısına oranı ile hesaplandı. Bu oran efüzyon deliğinde bulunan eylemsizliğe göre iç akış kanalında daha yüksek eylemsizliğin olduğunu belirtir.  $k_{\delta^*}$  değeri (5.4'te bulunan üstel seri denklemi ile hesaplanabilmektedir.

$$k_{\delta^*} = c_1(Re_{pit}/Re_{eo})^{c_2} + c_3 \quad (5.4)$$

$$c_1 = -0,213 \quad c_2 = -0,404 \quad c_3 = 0,803$$

Efüzyon deliklerinde olan iç akışın fiziksel özellikleri hesaplandıktan sonra indirgenmiş model iç kanal iç akış fiziksel özelliklerini (5.5'te bulunan bağlantılar ile hesaplamaya başlar.

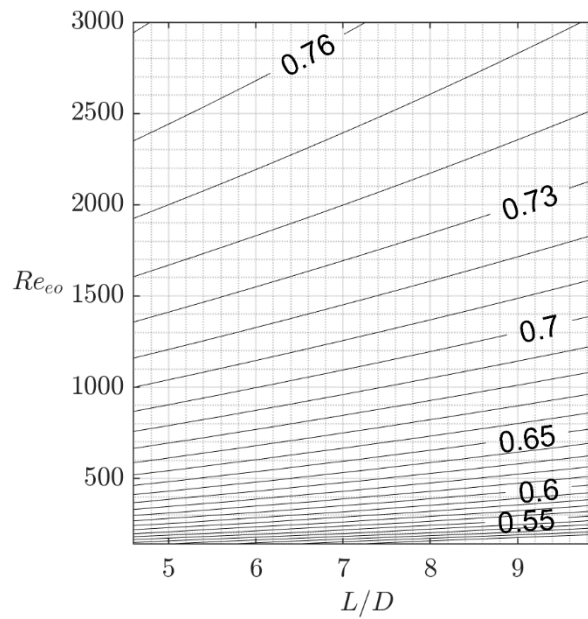
$$u_{ch} = \frac{\dot{m}_{ch}}{\rho_{ch}A_{ch}} \quad T_{s,ch} = T_{0,ch} - u_{ch}^2/2C_p \quad \rho_{ch} = \frac{P_{s,ch}}{RT_{s,ch}} \quad (5.5)$$

$$M_{ch} = u_{ch}/\sqrt{\gamma RT_{s,ch}} \quad P_{s,ch} = P_{T,ch}(T_{s,ch}/T_{0,ch})^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

İç kanalda ise efektif alan hesaplaması (5.6'da bulunan Blasius yaklaşımına göre hesaplanır.

$$A_{ch} = (t - \delta_{ch}^*)pit \quad \delta_{ch}^* = 1,72 \frac{pit}{\sqrt{Re_{pit}}} \quad (5.6)$$

Efüzyon deliklerinde ( $CV_3$ ) ana basınç mekanizması tahliye katsayısı ( $C_D$ ) ile hesaplanır. Hem Reynolds sayısına hem de  $L/D$  (L: Delik Yüksekliği, D: Delik Çapı) oranına bağlı olan tahliye katsayısı Şekil 5.3'te gösterilen deneysel verilerden elde edilmiştir. 4,6 ve 9,94 olmak üzere iki farklı  $L/D$  oranı arasında interpolasyon yapılarak mevcut çalışmada hesaba katılmıştır [49]. Andrews ve Mkpadi tarafından yapılan çalışmada Tablo III'de belirtilen B ve D plakalarında yapılan çalışma esas alınarak tahliye katsayısı hesaplandı. B ve D plakalarının diğer plakalardan farkı, işleme yöntemi, delik sayısı,  $L/D$  oranlarıdır.



Şekil 5.3: Tahliye katsayısı  $C_d$ , Reynolds sayısının ve delik uzunluğunun delik çapına oranına bağlı deneysel veri ([49]'a göre oluşturulmuştur)

Deliklerde tahliye katsayısından dolayı oluşan basınç kayıpları (5.7'ye göre hesaplanmıştır).

$$\Delta P_{0,eff} = K_T \left( \frac{1}{2} \rho_{eo} u_{eo}^2 \right) \quad K_T = \frac{1}{(K_{CD} C_D)^2}, \quad C_D = f \left( Re_{eo}, \frac{L}{D} \right) \quad (5.7)$$

$$K_{CD} = -2,33 \times 10^{-15} Re_{ch}^{3,72} + 1,8$$

Burada  $K_{CD}$ , [50]'de tanımlanana benzer ve mevcut soruna özel olarak ilişkilendirilen  $K_T$  ve  $C_D$  arasında bağlantı olan dengeleyici bir faktördür. Kanal daha türbülanslı hale geldikçe basınç kaybı artmakta ve viskoziteye bağlı kayıplar korelasyona tabi tutulmaktadır.



İç kanalda ( $CV_1$  ve  $CV_2$ ) oluşan basınç kayıpları gelişmiş akışlarda sürüklenme katsayısına,  $f$ , bağlıdır ve (5.8'de kullanılarak hesaba katılmıştır [51]. Yüzey pürüzlülüğü için  $\varepsilon = 0,07[mm]$  değeri kullanılmıştır.

$$\Delta P_{0,fr} = \frac{1}{2} f \frac{\rho_{ch} u_{ch}^2}{D} \quad \frac{1}{\sqrt{f}} = -1,8 \log \left[ \frac{6,9}{Re_{ch}} + \left( \frac{\varepsilon/D_{hyd}}{3,7} \right)^{1,11} \right] \quad (5.8)$$

İç kanalda bulunan gözenekli yapıda oluşan basınç kaybı Forcheimer denklemi ((5.9) kullanılarak hesaplanmıştır.  $k_d$ , Darcy'nin geçirgenlik faktörü ve  $\beta$ , eylemsizlik direncidir ve sırasıyla  $1,413e^{-10}$ ,  $5,342e^4$  olarak (5.10'a göre ve Ref [52]'da ki Tablo III kullanılarak hesaplandı. Burada  $A = 202 - B = 2,77$   $\varepsilon = 0,455$ ,  $D_{eq} = 3 \times 10^{-4}[m]$  değerlerine eşittir.

$$\Delta P_{0,porous} = [(\mu/k_d)u_{ch} + \beta \rho u_{ch}^2] \Delta x \quad (5.9)$$

$$\frac{1}{k_d} = A \frac{(1 - \varepsilon)^2}{\varepsilon^3 D_{eq}^2} \quad \beta = B \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon^3 D_{eq}} \quad (5.10)$$

İç kanal boyunca ve efüzyon deliklerinin çıkışlarında oluşan basınç değerleri sürüklenmelerden, gözenekli yapıdan basınç düzeltme katsayısına bağlı olarak hesaplanmaktadır.

$$P_{0,ch}(x) = P_{0,ch}(x - \Delta x) - \Delta P_{0,fr} - \Delta P_{0,porous} \quad (5.11)$$

$$P_{0,eo} = P_{0,ch} - \Delta P_{0,eff}$$

Isı transferi hesaplamaları için Baehr ve Stephan Nuseelt korelasyonları ( sf. 543 – Ref. [53]) kullanılarak elde edilmiştir. Ek olarak Sieder ve Tate Nusselt korelasyonu domain ( sf. 369 – Ref. [54]) ilişkisi düzeltme olarak kullanıldı. Graetz sayısı tam gelişmemiş akışkan profillerinde hem hız hem de sıcaklık tanımlamasını içermektedir. (5.12 kullanılarak ısı transferi katsayısı elde edilmiştir.

$$Nu_{base}(U_0, T_0, P_0, D_0, x_0, T_b) = \frac{3,66}{\tanh(2,264 Gz_D^{-1/3} + 1,7 Gz_D^{-2/3})} + 0,0499 Gz_D \tanh(Gz_D^{-1}) \quad (T_b/T_{wall})^{0,47} \quad (5.12)$$

$$Gz_D = (D_0/x_0) \cdot Re \cdot Pr \quad Re = \frac{\rho_0 \cdot U_0 \cdot D_0}{\mu_0}$$

Isı akısı ise (5.12’de hesaplanan ısı transferi katsayısı kullanılarak hesaplanırken ısı akısına bağlı olarak iç akışın sıcaklık değerleri (5.13’e göre hesaplandı.

$$\begin{aligned} Q_{base}(Nu, A, T_b) &= h \cdot A \cdot (T_{wall} - T_b) \\ T_{base}(Q, m) &= Q/mc_p \end{aligned} \quad (5.13)$$

(5.12 ve (5.13, 3 kontrol hacim (CV1 – CV2 – CV3) için geçerlidir ve her alandaki taşınım ısı transferini hesaplamak için kullanılmıştır. Burada  $T_{wall}$  genel bir ifadedir ve ilgili duvarlar için geçerlidir. CV<sub>1</sub> ve CV<sub>2</sub> için  $T_{w-in}$  ve CV<sub>3</sub> için  $(T_w + T_{w-in})/2$  olarak uygulanmıştır. Isı transferi hesaplamaları ilk olarak CV<sub>1</sub> ile başlamıştır ((5.14). Reynolds sayısı ( $Re$ ) kanalın akış doğrultusunda olan hızın ortalamasına  $\overline{u_{ch}}$ , kanalın hidrolik çapına bağlıdır. Akış doğrultusu yönü  $x_0$  ise hücum bölgesinden itibaren konumu göstermekte ve  $x$  olarak belirtilmektedir. Yoğunluk ve viskozite değerleri, ilgili konumun sıcaklık ve basınç değerleri sayesinde (5.15 kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$Nu_1 = Nu_{base}(\overline{u_{ch}}, T_{ch}, P_{ch}, D_{hyd}, x, T_{ch}) \quad (5.14)$$

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_{base}\left(Nu_1, \frac{1}{5}pit \cdot pit, T_{ch}\right) \\ T_1 &= \Delta T_{base}(Q_1, m_{ch}(x) - m_{eff}(x)) \end{aligned} \quad (5.15)$$

İç kanalda bulunan CV<sub>1</sub>, sınır tabakadan etkilenmeyen kanal akışını içermektedir ve kütleli debisi  $m_{CV1} = (m_{ch}(x) - m_{eff}(x))$  olarak ele alınmıştır. Etkin alanı ise normal alanın 1/5’i kadar tutulmuştur. Bu oranın seçilmesinin sebebi kanalda bulunan ısının çoğu bir sonraki delikten gitme istediğidir. CV<sub>1</sub>’de bulunan iç kanalın sıcaklığı (5.16 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$T_{ch}(x) = T_{ch}(x - \Delta x) + \Delta T_1 \quad (5.16)$$

İç kanalda bulunan CV<sub>2</sub>’de ise ısı transferi hesaplaması ise (5.17 kullanılarak hesaplanmıştır. Etkin alanı, normal alanın 4/5’i ve kütleli debi değeri ise  $m_{eff}(x)$  olarak belirlendi.

$$Nu_2 = Nu_{base}\left(u_{ch}, T_{ch}, P_{ch}, pit, pit, \frac{T_{ch} + T_{ei}}{2}\right) \cdot (1 + c \cdot (pit/D)^{-n}) \quad (5.17)$$

Burada hız ve iç akışın fiziksel özellikleri kanalın yerel bölgelerinde olan değerleriyle hesaplandı. Reynolds sayısı ve akış yönü konumu ile ilişkilendirilen karakteristik uzunluk ölçeğinin her ikisi de delikler arası mesafe olarak alınmıştır. Böylelikle ısı transferi CV<sub>2</sub> alanı sınır tabakasını tamamen arındırıldığı ve her delikten sonra tekrar başladığını ifade eder. Ayrıca kütle ( $T_b$ ) sıcaklığının iç akışın sıcaklığı ve delik girişi sıcaklığının ortalaması olarak kabul edildi. İç akışın soğutma kanalından efüzyon deliklerine doğru gidişinde oluşan akım çizgileri ve dolayısıyla oluşan ısı transferi etkisini hesaba katabilmek için (5.17’de bulunan düzeltme faktörü kullanılmıştır. Bu düzeltme faktörü keskin ve 90° dönüşlü kenarlar için uyumlu olup sabit sayılar  $c$  ve  $n$  sırasıyla 2.01 ve 0.4 değerlerine eşittir (sf:363 – Ref. [54]). CV<sub>2</sub>’de oluşan ısı transferi katsayısı Nusselt sayısı ile hesaplandıktan sonra ısı akısı ve sıcaklık değişimi (5.18) kullanılarak hesaplanabilir. Alan CV<sub>1</sub>’den geriye kalan alan olarak hesaba katılmakta (100%-20%=80%) ve bu bölgede bulunan debi değeri efüzyon deliğine giren iç akışın miktarı ile sınırlı olduğu varsayılmaktadır. Bu durum tasarım A ve B durumları için geçerliken hem dış akışın hem de iç akışın sayısal çalışmasının gerçekleştiği, Şekil 4.9, durumda akışın kanala döküldüğü bölgede genişletilmiştir. Hücum bölgesinde bulunan efüzyon deliklerinde geçen iç akışın debisi (5.19’da tekrardan hesaplanmıştır.

$$Q_2 = Q_{base} \left( Nu_2, \frac{4}{5} pit \cdot pit - \frac{\pi D^2}{4}, \frac{T_{ch} + T_{ei}}{2} \right) \quad (5.18)$$

$$\Delta T_2 = \Delta T_{base}(Q_2, m_{eff}) \quad T_{ei}(x) = T_{ch}(x - \Delta x) + \Delta T_2$$

$K_{pl}$  değeri hücum bölgesi için 0,96, iç akışın iç kanala döküldüğü bölgenin bitişinden sonrası için 1 olarak ele alınmıştır.

$$m_{eff} = K_{pl} \cdot m_{eo} + (1 - K_{pl}) \cdot m_{ch} \quad (5.19)$$

İç akışın son bölgesi olan efüzyon deliklerinin (CV<sub>3</sub>) çıkış bölgesinde ki total sıcaklık ( $T_{eo}$ ), (5.20) kullanılarak ısı transferi katsayısı, ısı akısı ve efüzyon deliği girişindeki sıcaklık değerleri bulunarak hesaplandı.

$$Nu_3 = Nu_{base} \left( u_{eo}, \frac{T_{eo} + T_{ei}}{2}, \frac{P_{eo} + P_{ei}}{2}, D, ds, T_{ei} \right) \quad (5.20)$$

$$Q_3 = Q_{base}(Nu_3, \pi D \cdot ds, T_{ei})$$

$$T_3 = \Delta T_{base} \left( Q_3, m_{eff}, \frac{T_{eo} + T_{ei}}{2} \right) \quad T_{eo} = T_{ei} + \Delta T_3$$

(5.20'de bulunan Reynolds sayısı deliğin çapına, delik çıkış hızına ve yerel akış özelliklerine göre hesaplanmıştır. Akış doğrultu parametresi olarak deliğin uzunluğu olarak, kütle ( $Tb$ ) sıcaklığı ise delik giriş sıcaklığı olarak tanımlanmıştır. İç akışın fiziksel özellikleri belirli bir metal sıcaklığında yakınsadıktan sonra, dış akıştan ( $Q_{ext}$ ), efüzyon deliklerden ( $Q_3$ ), iç akıştan ( $Q_1 + Q_2$ ) ve çevreleyen metal seğmenlerinden gelen ısı akısı değerleri göz önüne alınarak metal üzerinde ısıl denge oluşturulur, (5.21.

$$Q_{net} = Q_{ext} + Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_m$$

$$Q_{m|i} = kA_{metal} \left( \left. \frac{dT_{w-avg}}{dx} \right|_+ + \left. \frac{dT_{w-avg}}{dx} \right|_- \right) \quad (5.21)$$

Net ısı akısı ( $Q_{net}$ ) değeri sıfır oluncaya kadar hesaplamalar bir döngü içerisinde devam etmekte ve dış duvar sıcaklığı (5.22 ile hesaplanmaktadır. İç duvar sıcaklığı ise Fourier ısı iletim yasası kullanılarak bilinen dış duvar sıcaklığı ile metalin 3 boyutlu geometrik boyutlarına göre hesaplanmaktadır, (5.23, (5.24. Denklemlerde  $d_s$  metal yüksekliğini belirtmektedir.

$$T_{w-avg}|_{k+1} = T_{w-avg}|_k + \frac{Q_{net}}{(mc_p)_{metal}} \quad (5.22)$$

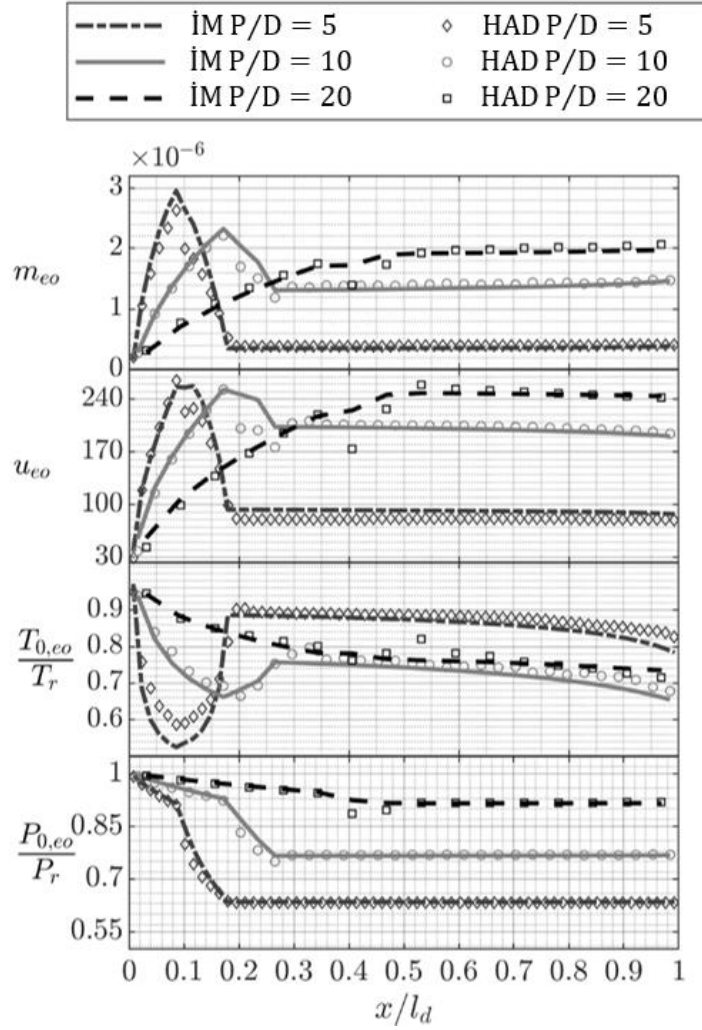
$$T_w = T_{w-avg} + q'' \cdot \frac{0,5d_s}{k} \quad (5.23)$$

$$T_{w-in} = T_w - 2 \cdot (T_w - T_{w-avg}) \quad (5.24)$$

Son olarak, bir boyutlu indirgenmiş modelin çözüm yönteminde şu durumu belirtmek gerekmektedir: İç akış fiziksel özellikleriyle metal sıcaklık değerleri hem alt yüzey için hem de üst yüzey için ayrı ayrı çözümlenmektedir. Ayrı çözümlenmeden dolayı hücum ve firar kenarlarının üst ve alt yüzey bölgelerinin kesiştiği bölgelerde sıcaklık farkları oluşmaktadır. Tam bu noktada, indirgenmiş model, hücum ve firar kenarının alt yüzey tarafındaki sıcaklık değerlerini doğru hesaplayabilmesi için üst yüzey sıcaklık değerini kullanılır. Tam tersi üst yüzey hücum ve firar kenarında ki sıcaklık değerlerini hesaplayabilmek için de geçerlidir. Sıcaklık değerleri yakınsayana kadar çözücü model hesaplamaya devam eder.

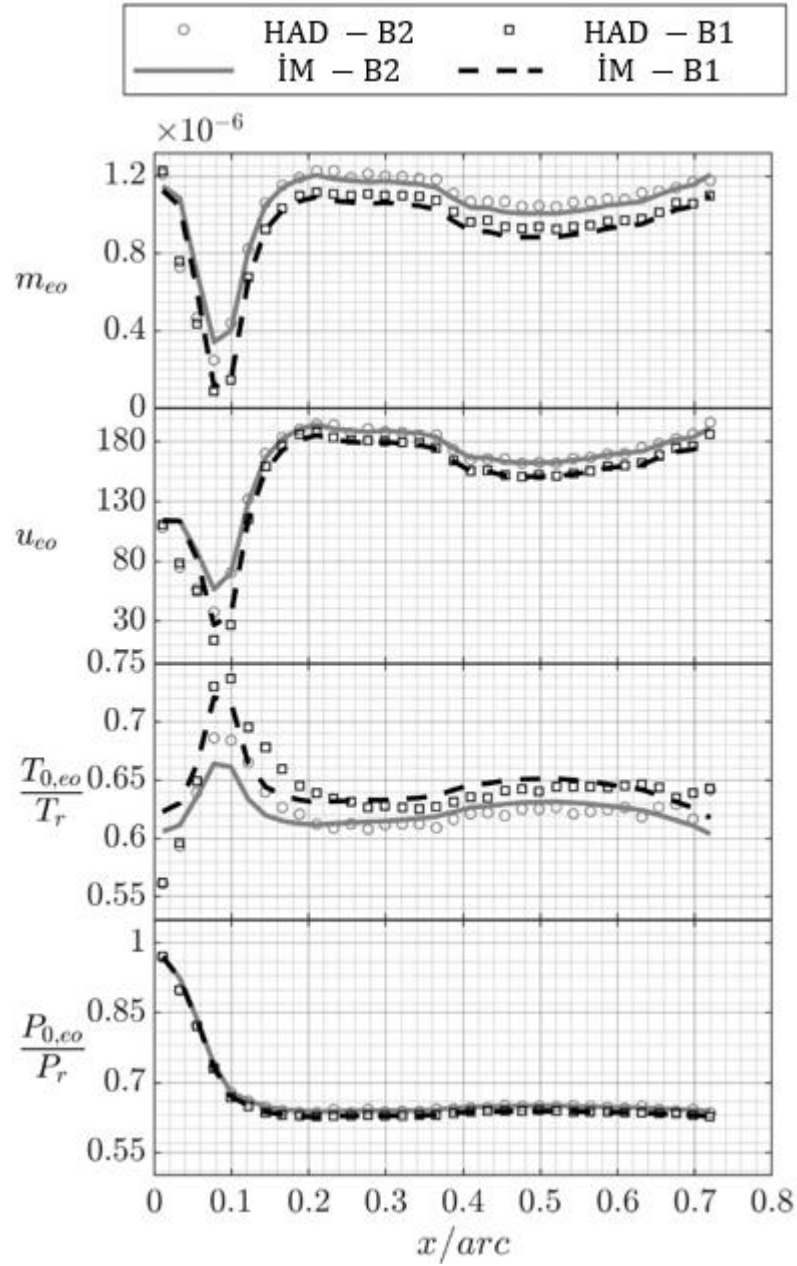
## 5.2 İç Akış İndirgenmiş Modelinin Doğrulanması

Tasarım A ve B'nin sınır şartları, geometrik koşulları ve ölçüleri hem sayısal çalışmada hem de iç akış indirgenmiş modelde tanımlanmıştır. Oluşturulan geometrinin ve sınır şartlarının detaylarına önceki bölümlerde ve alt başlıklarında yer verilmiş, bu kısımda sonuçlar karşılaştırılarak iç akış indirgenmiş modeli doğrulanmıştır. Şekil 5.4'de  $P/D$ 'nin 5 – 10 – 20 olduğu çalışmalar sırasıyla tasarım A1 – A2 ve A3'e aittir. Karşılaştırmada x eksenini kanalın boyutsuzlaştırılmış uzunluğunu, y eksenini ise delik çıkışlarında oluşan iç akışın fiziksel özelliklerini (sırasıyla kütleli debi, hız, sıcaklık ve basınç) göstermektedir. Sıcaklık ve basınç referans değerleri ile boyutsuzlaştırılarak sunulmuştur, Şekil 5.4.



Şekil 5.4: İndirgenmiş model ve HAD sayısal çalışmalarının Tasarım A1 – A2 – A3 karşılaştırmaları

Tasarım B’de ise düz bir kanal ile üst yüzey eğrisin karşılaştırılması ve indirgenmiş modelde doğrulanması Şekil 5.5’te gösterilmiştir.



Şekil 5.5: İndirgenmiş model ve HAD sayısal çalışmalarının Tasarım B1 – B2 karşılaştırmaları

Şekil 5.4 ve Şekil 5.5’de gösterilen karşılaştırmalarda İM’in HAD sayısal çalışmalardan ortalama sapması Tablo 5.1’de tasarım A1 – A2 – A3 – B1 – B2 için sırasıyla delik çıkışlarında ki kütleli debi, hız, sıcaklık ve basınç değerleri verilmiştir. Bu sonuçlara göre en fazla fark P/D=5 olduğu görülürken P/D düşerken HAD sayısal

çalışmaları tahmin etmenin daha zor olduğu görülmüştür. Ortalama standart sapma farklarını en fazla görüldüğü bölgeler ise gözenekli yapının bulunduğu bölgeler olup gözenekli yapının basitleştirilmiş denklemlerle akışın özelliklerinin tahmini gözenekli yapının olmadığı bölgelere göre daha zor olmuştur. Bütün grafiklerde genel olarak bir uyum ve trend benzerliği olduğu tespit edilmiştir.

Tablo 5.1: İM'in HAD sonuçlarından ortalama sapmaları

	A1	A2	A3	B1	B2
$Fark(m_{eo})$	%10,8	%3,6	%4,2	%4,9	%4,2
$Fark(u_{eo})$	%15,1	%3,3	%4,3	%2,4	%2,8
$Fark(T_{0,eo})$	%1,5	%3,3	%2,4	%1,2	%1,3
$Fark(P_{0,eo})$	%0,8	%0,5	%0,5	%0,5	%0,3

### 5.3 Dış Akış İndirgenmiş Modelinin Oluşturulması

İç akış indirgenmiş model sayesinde metal üzerinde oluşan sıcaklık dağılımı ve hem iç akışın hem de efüzyon deliklerinde ki bütün fiziksel özellikleri hesaplanmaktadır. Dış akış modelinde ise kanat yüzeyinde oluşan ısı transferi katsayısı, duvar sıcaklığı ve iç akışın verimliliği hesaplanmaktadır.

İç akış modelinde oluşan duvar sıcaklığı ve iç akışın delik çıkış sıcaklık değerleri dış akış modelinde tekrar güncellenmektedir.

İç akışın verimliliği, (5.25 ile bulunurken, adyabatik duvar sıcaklığının dış akıştan ve delik çıkışlarında oluşan iç akış sıcaklığının dış akıştan sapmasının oranını göstermektedir.

$$\eta = \frac{T_{\infty} - T_{aw}}{T_{\infty} - T_{c,eo}} \quad (5.25)$$

Verimlilik, kanat yüzeyinin akış yönüne dik doğrultu boyunca ve delik etrafında değişkenlik göstermektedir. Bu sebepten dolayı ilk olarak, yanal yüzey (akış doğrultuna dik yön) boyunca film soğutma verimliliğinin Ref [19]'te belirtilen ve düz plakalar için kabul görmüş korelasyon ((5.26) yardımıyla ortalaması alınmıştır.

$$\eta = \frac{1}{S + c_1 M^{c_2} \xi^{c_3}} \quad (5.26)$$

$$S = \frac{pit}{D} \quad M = \frac{\rho_{eo} u_{eo}}{\rho_{\infty} u_{\infty}} \quad \xi = \frac{x}{MS_e} \quad S_e = \frac{\pi D^2/4}{pit}$$

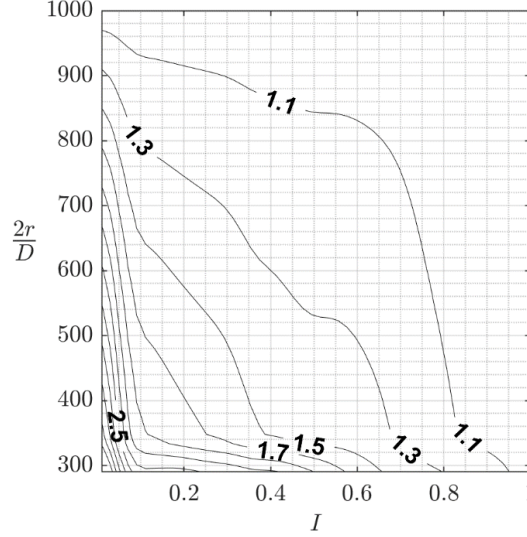
$S$  delikler arası mesafeyi,  $M$  üfleme oranını,  $\xi$  akış doğrultu yönünün normalize edilmiş halini,  $S_e$  ise eşdeğer yuva genişliğini göstermektedir.  $c_1, c_2$  ve  $c_3$  katsayıları ise sırasıyla 0,1721 – 0,2664 – 0,8749 değerlerine eşittir. Pik verimliliği ( deliklerin etrafında tavan yapan verimlilik)  $1/S$  ile bağlantılı olduğu ve bu nedenle delikler arası mesafenin deliklerin çevresinde büyük bir etkiye sahip olduğu görülmektedir. Kanat yüzeyinde olan eğriliğin film verimliliği artırma etkisini hesaba katmak için  $K_{curv}$  değeri (5.27'e göre hesaplanmıştır. İç bükey yüzeylerde üfleme oranı 1'e yakındır ve eğriliğin etkisi yok denecek kadar azdır [55]. Dış bükey yüzeylerde ise, iki eğrilik yüzeyi için C3X türbin kanadının deneysel film verimliliğini artırma değerleri mevcuttur ve  $2r/D < 290$  altındaki değerler için tahmin edilebilir.  $K_{curv}$ , eğrilik düzeltme faktörü Şekil 5.6'da gösterilmiştir.  $D$ , delik çapını ve  $r$  ise eğrilik yarıçapını göstermektedir.

$$\eta_{curv} = \eta K_{curv} \left( \frac{r}{D}, I \right)$$

$$\text{İç Bükey: } K_{curv} = K_{curv} \left( \frac{r}{D}, I \right) \quad \text{Dış Bükey: } K_{curv} = 1 \quad (5.27)$$

$$r = \frac{(X'^2 + Y'^2)^{\frac{3}{2}}}{|X'Y'' - Y'X''|}$$





Şekil 5.6: Eğrilik düzeltme faktörü

Kanat yüzeyi boyunca akış yönü doğrultusunda iç akış birikmesinden kaynaklanan bileşik verimlilik Ref [21]'de ((5.28) tanımlanan yöntem ile elde edilmiştir.

$$m_{ei}(x) \equiv m_{ci} \left( \frac{1}{\eta_i(x)} - 1 \right) \quad \frac{dm_{ei}(x)}{dx} = - \frac{m_{ci}}{\eta_i^2(x)} \frac{d\eta_i(x)}{dx}$$

$$T_{01}(X) = \begin{cases} \frac{T_{0c}m_{c1} + T_{0\infty}m_{e1}(X)}{m_{c1} + m_{e1}(X)}, & x_1 \leq X < x_2 \\ \frac{T_{0c}m_{c1} + T_{0\infty}m_{e1}(X) - \int_{x_2-\delta x}^X T_{01}(x) \frac{dm_{e2}(x)}{dx} dx}{m_{c1} + m_{e1}(X) - m_{e2}(X)}, & X \geq x_2 \end{cases} \quad (5.28)$$

$$T_{0i}(X) = \begin{cases} \frac{T_{0c}m_{ci} + \int_{x_i-\delta x}^X T_{0(i-1)}(x) \frac{dm_{ei}(x)}{dx} dx}{m_{c1} + m_{e1}(X)}, & x_i \leq X < x_{i+1} \\ \frac{T_{0c}m_{ci} + \int_{x_i-\delta x}^X T_{0(i-1)}(x) \frac{dm_{ei}(x)}{dx} dx - \int_{x_{i+1}-\delta x}^X T_{0i}(x) \frac{dm_{e(i+1)}(x)}{dx} dx}{m_{ci} + m_{ei}(X) - m_{e(i+1)}(X)}, & X \geq x_{i+1} \end{cases}$$

$$T_{0n}(X) = \frac{T_{0c}m_{cn} + \int_{x_n-\delta x}^X T_{0(n-1)}(x) \frac{dm_{ei}(x)}{dx} dx}{m_{cn} + m_{en}(X)}, \quad X \geq x_n$$

Hücum kenarından başlayarak iç akışın her katmanındaki her konumda yerel entalpi değeri hesaplanır. Akış yönü doğrultusunda her film katmanında sürüklenme kütle akış hızı dikkate alınarak bitişik katmanlar arasında entalpi korunumu uygulanmaktadır. Girdi olarak (5.26 ve (5.27'de hesaplanan verimlilik değeri, delik çıkışlarındaki total sıcaklık ve kütsel debi değerleri tanımlandı. Çıkış değeri ise yerel verimlilik değerleridir.

Yerel dış ısı akısı dağılımını hesaplamak için, geriye kalan diğer bilinmeyen ise soğutulmuş türbin kanadı dış yüzeyinde oluşan fiziksel ısı transferi katsayısıdır. Isı transferi katsayısını ( $h$ ) hesaplayabilmek için öncelikle  $h_0$  ve  $h_f$  değerine ihtiyaç vardır.  $h$ ,  $h_f$  ve  $h_0$  3 farklı C3X sayısal çalışmasından elde edilmiştir. Bunlardan ilki olan  $h$ , C3X sayısal çalışmasında dış akışın, türbin kanadının ve iç akışın olduğu durumda kanat yüzeyinden elde edilen fiziksel ısı transferi ( $h$ ) değeridir. İkincisi  $h_f$ , C3X sayısal çalışmasında dış ve iç akışın olduğu, kanat yüzeyinin olmadığı ( taşınım ısı transferi olup, iletim ısı transferi olmadığı ) durumda elde edilen adyabatik ısı transferi katsayısı ( $h_f$ ) değeridir. Üçüncüsü ise  $h_0$ , sadece dış akışın modellendiği, iletim ve taşınım ısı transferinin olmadığı durumda elde edilen adyabatik ısı transferi ( $h_0$ ) değeridir.  $h_0$ , bir boyutlu dış akış modeline sayısal çalışmadan tanımlanmış,  $h_f$  ve  $h$  değeri ise hesaplanmıştır.  $h_f$ , Ref [56]'te bulunan korelasyondan yola çıkarak (5.29'da hesaplanmıştır.

$$h_f/h_0 = [1 - 500K] \cdot [1 + \eta] \cdot \left[ 1 + 1,11 M_\theta \exp\left(-0,14 \frac{x}{D} M_\theta^{-1}\right) \right] \quad (5.29)$$

Burada ivme faktörü  $K = v/U_\infty (du_\infty/dx)$  ve delik çapı ( $D$ ) ile boyutsuzlandırılmış akış doğrultusu yönü orijinal korelasyondan alınmıştır.  $K$  faktörü, çoğunlukla güçlü ve uygun basınç gradyanının olduğu hucüm kenarında ısı transferi katsayısını % 25'e kadar azaltmaktadır.  $x/D$  parametresi ise tek delikli artış bozulma hızını etkiler. Bu bozulma oranını etkileyen üfleme oranı, enjeksiyon açısının dış akış açısına ( $\phi$ ) göreceyle küçük bir ayar yapıлып orijinal korelasyonda alınmıştır  $M_\theta = \rho_{e0} u_{e0} \sin(\phi) / \rho_\infty u_\infty$ .

Fiziksel ısı transfer katsayısı olan  $h$ , yanal ortalananmış adyabatik soğutma verimliliğini,  $\eta$ , hesaplanmış  $h_f$  değeri ve normalize edilmiş iç akış sıcaklığını kullanarak (5.30 ile hesaplanmıştır.

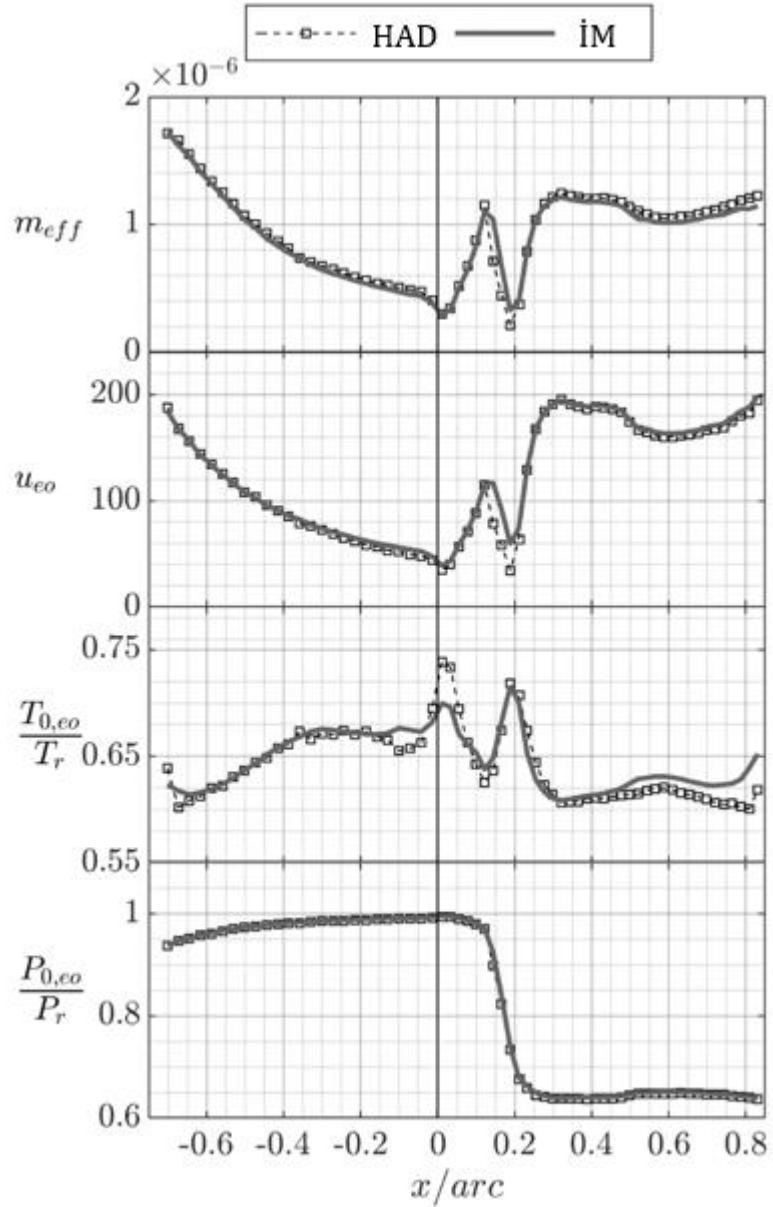
$$h = h_f(1 - \eta\theta), \theta = (T_\infty - T_{c,e0}) / (T_\infty - T_w) \quad (5.30)$$

$$q'' = h(T_w - T_\infty) \quad (5.31)$$

Fiziksel ısı transferi katsayısı yardımı ile (5.31'e göre ısı akısı değeri bulunur. Burada  $T_{\infty}$ , düzeltme sıcaklığı,  $T_w$  kanat yüzeyi metal sıcaklığıdır. İndirgenmiş modelin, hem ısı akısının hem de duvar sıcaklığının iterasyon yöntemiyle yakınsaması sağlanmıştır.

## 5.4 Geliştirilen Modelin Referans Tasarım üzerinde Doğrulanması

C3X referans mikro türbin kanadının sayısal çalışmasının sonuçları ile indirgenmiş modelin doğrulaması yapılmıştır. Efüzyon deliklerinin çıkış bölgelerinde ara yüz oluşturularak Şekil 5.7'de görülen kütleli debi, hız, sıcaklık ve hız değerlerinin yüzeyde ortalanmış değerleri okunmuştur. İndirgenmiş model ile karşılaştırılan sonuçlarda x ekseni akış doğrultusunu gösterirken, negatif değerler ( sol ) alt yüzeyi, pozitif değerler (sağ) üst yüzeyi göstermektedir. Kütleli debi, hız ve statik basınç değerleri indirgenmiş model tarafından iyi bir şekilde tahmin edilebilirken; efüzyon deliği çıkış sıcaklıkları, hücum kenarında iç akışın kanala döküldüğü bölümü (plenum bölgesi) indirgenmiş modelde tanımlaması güç olduğundan dolayı belirli bir fark oluşmuştur.



Şekil 5.7: Efüzyon deliği çıkışlarında sırasıyla kütleli debi, hız, total sıcaklık ve total basınç HAD – İM sonuçlarının karşılaştırılması

Efüzyon deliklerden çıkan iç akışın fiziksel özellikleri doğru tahmin edebilen indirgenmiş modelde delik çıkışı total sıcaklıklar, adyabatik duvar sıcaklığı ve sıcak gaz sıcaklığı kullanılarak iç akışın verimliliği hesaplanıp HAD ile karşılaştırıldı. **Hata! aşvuru kaynağı bulunamadı.** a'da türbin kanadı üzerinde yanal ve pik verimlilik dağılımının HAD ve İM karşılaştırması verilmiştir. İndirgenmiş model, sayısal çalışmanın sonuçlarını gözenekli yapının olduğu bölge ( $x/arc \sim 0,2$ ) ve alt yüzey hücum kenarı ( $x/arc \sim 0,1$ ) haricinde iyi tahmin edebilmiştir. Bu sapmalar ref [55]'de

belirtilen eğri yüzeylerde oluşan verimliliğin yakalanmasındaki zorluk nedeniyle oluşmaktadır.

İndirgenmiş modelde  $h_0$  değeri,  $h_f$  değerini tahmin edebilmek için kullanılmıştır. Adyabatik ısı transferi katsayısı ( $h_f$ ), fiziksel ısı transferi katsayısı ( $h$ ), **Hata! başvuru kaynağı bulunamadı.**b'de HAD sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Fiziksel ısı transferi katsayısı değeri indirgenmiş model tarafından iyi tahmin edilebilirken adyabatik ısı transferi katsayısı değeri geçiş bölgesi ( $x/arc = 0,2$ ) haricinde iyi tahmin edebilmiştir.

Türbin kanadı duvarında oluşan duvar sıcaklığı değerleri alt yüzeyde iyi tahmin edilmişken üst yüzeyde ise yukarıda bahsedilen sebeplerden dolayı belirli sapmalar haricinde iyi tahmin edilmiştir, **Hata! Başvuru kaynağı bulunamadı.**c.

Şekil 5.8: HAD sayısal çalışmalarıyla İM doğrulaması: a) yanal ve pik ortalama verimlilik. b) soğutmanın olmadığı adyabatik ısı transfer katsayısı ( $h_0$ ), soğutulmuş adyabatik ısı transferi katsayısı ( $h_f$ ), fiziksel ısı transferi katsayısı ( $h$ ). c) duvar sıcaklığı ( $T_w$ ).  $H_r = 1135 \text{ W/m}^2\text{K}$  ve  $T_r = 811\text{K}$

## Bölüm 6

### Sonuçlar

Bu çalışma, mikro gaz türbinlerinde efüzyon soğutma sisteminin uyarlanması, basitleştirilmiş denklemlerle, korelasyonlarla ve izentropik ilişkilerle kanal içinde ve efüzyon deliklerinde oluşan basınç kaybını, ısı transferini, akışkanın debisini, hızını basıncını ve sıcaklığını tahmin edebilen bir boyutlu indirgenmiş model (İM) oluşturulmasını sunmaktadır. Geliştirilen İM, ANSYS Fluent programı kullanılarak tasarlanan 3 boyutlu HAD sayısal çalışmaları ile doğrulanmıştır. Doğrulan model  $\approx 4320$  kat daha hızlı bir şekilde sonuçları tahmin edebilmektedir. Ek olarak, mikro türbin kanadı HAD sayısal çalışmalarında kullanılan türbülans modeli, iyi bilinen C3X türbin kanadının 2 boyutlu HAD sayısal çalışmaları gerçekleştirilmiş deney verisi – 158 ile karşılaştırılarak seçilmiştir.

İndirgenmiş modelde C3X türbin kanadının % 23,1 oranında küçültülmüş versiyonu referans model olarak kullanılırken, orijinal türbin kanadında bulunan 10 farklı iç akış soğutma kanalı yerine efüzyon soğutma tekniği uygulanmıştır. Referans C3X türbin kanadında P/D, delik çapı, çıkış Reynolds sayısı ve Mach sayısı sırasıyla 10, 0,1 mm,  $3 \cdot 10^5$  ve 0,9'dur. Elde edilen HAD ve İM sonuçlarında oluşan farkların gözenekli yapının bulunduğu konumlardır. Gözenekli yapıda oluşan basınç farkı, sıcaklık ve debi tahminleri İM üzerinde gözenekli yapının olmadığı bölgelere göre tam olarak yansıtılamamıştır. Gözenekli yapıda oluşan akışın davranışı incelenmeye değer ve çalışmada geliştirilmeye açık bir alandır. Geliştirilen model ile çalışmada gösterilen tasarımları incelenebilirken, optimizasyon çalışmasıyla efüzyon deliklerinin çapı ve

dağılımı değiştirilerek optimum debiyle kanat üzerinde oluşan sıcaklık farkı en aza indirgenebilir. Çalışma, mikro türbin kanatlarında efüzyon soğutma sistemini tahmin edebilen indirgenmiş model geliştirilmesinde öncü çalışma olup temel oluşturulmasını hedeflemektedir.

## Kaynaklar

- [1] Boyce MP. Foreword to the First Edition. in Gas Turbine Engineering Handbook. Gulf Professional Publishing 2001; xiv-xv.
- [2] Royce R. The Jet Engine. 1986; 12.
- [3] Çengel Y, Boles MA. Thermodynamics, 7 ed. McGraw-Hill; 2011.
- [4] Suo M. Turbine Cooling. in Aerothermodynamics of Aircraft Engine Components. American Institute of Aeronautics and Astronautics 1985; 283-286.
- [5] Chupp RE, Helmet HE, McFadden TR. Evaluation of Internal Heat-Transfer Coefficients for Impingement-Cooled Turbine Airfoils. in AIAA 4th Propulsion Joint Specialist Conference; 1968; Cleveland.
- [6] Al-Hadhrami LM, Shaahid SM, Al-Mubarek AA. Jet Impingement Cooling in Gas Turbines for Improving Thermal Efficiency and Power Density. in Advances in Gas Turbine Technology InTech 2011; 194.

- [7] Goldstein RJ, Eckert ER, Burggraf F. Effects of Hole Geometry and Density on Three-Dimensional Film Cooling. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1973; 595-607.
- [8] Moskowitz SL, Lombardo S. 2750 Deg F Engine Test of a Transpiration Air-Cooled Turbine. *The American Society of Mechanical Engineers* 1971; 238-247.
- [9] Bunker RS. Gas Turbine Cooling: Moving From Macro To Micro Cooling. *ASME-GT2013-94277*, 2013.
- [10] Han JC. Recent Studies in Turbine Blade Cooling. *International Journal of Rotating Machinery* 2004; 443-457.
- [11] L'ecuyer MR, Soechting FO. A Model of Correlating Flat Plate Film Cooling Effectiveness for Rows of Round Holes. 1985.
- [12] Goldstein RJ, Haji-Sheikh A. Prediction of Film Cooling Effectiveness. *JSME Proceedings of Semi-Int. Symposium* 1967; 213-218.
- [13] Stone LD, Goldstein RJ. Film Cooling Effectiveness Data for Simple Injection Geometries: A Collection of Three-Axis Plots. *International Journal of Rotating Machinery*.
- [14] Baldauf S, Scheurlen M, Schulz A, Wittig S. Correlation of Film-Cooling Effectiveness From Thermographic Measurements at Enginelike Conditions. *ASME of Turbomachinery*; 686-698.
- [15] Boyle RJ, Ameri AA. A Correlation Approach to Predicting Film Cooled Turbine Vane Heat Transfer. *Proceeding of ASME Turbo Expo* 2010.



- [16] Bunker RS. A Review of Turbine Shaped Film Cooling Technology. ASME Journal of Heat Transfer 2005; 441-453.
- [17] Mayle RE, Kopper FC, Blair MF, Bailey DA, Effect of Streamline Curvature on Film Cooling. ASME Journal of Engineering for Power 1977; 77-82.
- [18] Ito S, Goldstein RJ, Eckert ER. Film Cooling of a Gas Turbine Blade. ASME Journal of Engineering for Power 1978; 476-481.
- [19] Colban WF, Thole KA, Bogard D. A Film Cooling Correlation for Shaped Holes on a Flat Plate Surface. Journal of Turbomachinery 2008; 65-80.
- [20] Sellers JP. Gaseous Film Cooling with Multiple Injection Stations. AIAA Journal 1963.
- [21] Kirolos B, Povey T. An Energy Based Method for Predicting the Additive Effect of Multiple Film Cooling Rows. 2013; 1-9.
- [22] Moon H, Kim KM, Jeon YH, Shin S, Park JS, Cho HH. Effect of Thermal Stress on Creep Lifetime for a Gas Turbine Combustion Liner. Engineering Failure Analysis 2015; 33-40.
- [23] Cerri G, Giovannelli A, Battisti L, Fedrizzi R. Advances in Effusive Cooling Techniques of Gas Turbines. Applied Thermal Engineering 2007; 692-698.
- [24] Polezhaev J, The Transpiration Cooling for Blades of High Temperatures Gas Turbine. Energy Conservation and Management 1997.

- [25] Wadia AR. Advanced Combustor Liner Cooling Technology for Gas Turbines. Defence Science Journal 1988; 363-380.
- [26] Sunden B, Wang L, Wang C. Computational Investigation of Dimple Effects on Heat Transfer and Friction Factor in a Lamilloy Cooling Structure. Journal of Enhanced Heat Transfer 2015; 147-175.
- [27] Eckert ER, Cho HH. Transition from Transpiration to Film Cooling International Journal of Heat and Mass Transfer 1994.
- [28] Selzer BM, Schweikert S, Hald JV. Transpiration Cooling Models Applied to Rocket Combustion Chambers. SFB/TRR40 Annual Report 2012.
- [29] Krewinkel R. A Review of Gas Turbine Effusion Cooling Studies. International Journal of Heat and Mass Transfer 2013; 706-722.
- [30] Sacchi M, Simoni D, Ubaldi M, Zunino P, Zecchi S. Endwall Effusion Cooling System Behaviour Within a High-Pressure Turbine Cascade: Part 1- Aerodynamic Measurements. 2011.
- [31] Xiao-ming T, Jing-zhou Z, Hua-sheng X. Experimental Investigation on Impingement/Effusion Cooling with Short Normal Injection Holes. International Communications in Heat and Mass Transfer 2015; 1-10
- [32] Facchini B, Tarchi L, Toni L. Adiabatic and Overall Effectiveness Measurements of an Effusion Cooling Array for Turbine Endwall Application. ASME Journal of Turbomachinery 2010.

- [33] Arcangeli L, Facchini B, Surace M, Tarchi L. Correlative Analysis of Effusion Cooling Systems. ASME Journal of Turbomachinery 2008; 1-7.
- [34] Eriksen VL, Goldstein RJ. Heat Transfer and Film Cooling Following Injection Through Inclined Circular Tubes. American Society of Mechanical Engineers 1974; 239-245.
- [35] Goldstein R, Eckert ER, Ramsey JW. Film Cooling With Injection Through a Circular Hole. ASME School of Mechanical and Aerospace Engineering 1968.
- [36] Hodges J. A Full Coverage Film Cooling Study: The Effect of an Alternating Compound Angle 2015.
- [37] Cerri G, Giovannelli A, Battisti L, Fedrizzi R. Advances in Effusive Cooling Techniques of Gas Turbines. Applied Thermal Engineering 2007;692-698.
- [38] Marushchak VA, Perel VI, Titkov AN, Byerley AR, Heat Transfer near the Entrance to a Film Cooling Hole in a Gas Turbine Blade. AIR FORCE INST OF TECH WRIGHT-PATTERSON AFB OH 1989.
- [39] Cukurel B, Selcan C, Arts T, Film Cooling Extraction Effects on the Aero-Thermal Characteristics of Rib Roughened Cooling Channel Flow. Journal of Turbomachinery 2012.
- [40] Goldstein RJ. Film Cooling. Advances in Heat Transfer 1971.
- [41] Murray AV, Ireland PR, Rawlinson AJ. An Integrated Conjugate Computational Approach for Evaluating the Aerothermal and Thermomechanical Performance of Doublewall Effusion Cooled Systems. 2017.

- [42] Elmukashfi E, Murray AV, Cocks AC. Analysis of the Thermomechanical Stresses in Double-Wall Effusion Cooled Systems. *Journal of Turbomachinery* 2020.
- [43] Murray AV, Ireland PT, Romero E, An Experimentally Validated Low Order Model of the Thermal Responce of Double-Wall Effusion Cooling Systems for Hp Turbine Blades 2020.
- [44] Silieti M, Kassab AJ, Divo E. Film Cooling Effectiveness: Comparison of Adiaavatic and Conjugate Heat Transfer CFD Models. *International Journal of Thermal Sciences* 2009; 2237-2248, 2009.
- [45] Yousefi A, Nejat A, Sabour MH. Ribbed Channel Heat Transfer Enhancement of an Internally Cooled Turbine Vane Using Cooling conjugate Heat Transfer Simulation. *Thermal Science and Engineering Progress* 2020.
- [46] Luo J, Razinsky EH. Conjugate Heat Transfer Analysis of a Cooled Turbine Vane Using the V2F Turbulence Model. *ASME Journal of Turbomachinery* 2007;773-781.
- [47] Bak JG, Cho J, Lee S, Kang YS. Effects of Turbulence Conditions and Near-Wall Treatment Methods on Heat Transfer Prediction over Gas Turbine Vanes. *International Journal of Aeronautical and Space Sciences (IJASS)* 2016.
- [48] Hylton LD, Mihelc MS, Turner ER, Nealy DA. Analytical and Experimental Evaluaiton of the Heat Transfer Distribution over the Surfaces of Turbine Vanes. 1983; 225.
- [49] Andrews GE, Mkpadi MC. Full-Covarge Discrete Hole Wall Cooling: Discharge Coefficinets. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 1984; 183-192.

- [50] Humpherys AS. Energy Dissipation in Low Pressure Irrigation Pipelines: II Orifices. Transactions of the American Society of Agricultural Engineers 1987.
- [51] Haaland SE. Simple and Explicit Formulas for the Friction Factor in Turbulent Pipe Flow. Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME 1983; 89-90.
- [52] Macdonald LF, El-Sayed MS, Mow K, Dullien FA. Flow Through Porous Media -The Ergun Equation Revisited. Industrial and Engineering Chemistry Fundamentals 1979; 199-208.
- [53] Bergman TL, Lavine AS, Incropera FP, Dewitt DP. Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons; 2011.
- [54] Lienhard JH. A Heat Transfer Textbook, Massachusetts Institute of Technology 1981.
- [55] Winka JR, Anderson JB, Boyd EJ, Bogard DG, Crawford ME. Convex Curvature Effects on Film Cooling Adiabatic Effectiveness 2014; 1-9.
- [56] Ammari HD, Hay N, Lampard D. Effect of Acceleration on the Heat Transfer Coefficient on a Film Cooled Surface. Journal of Turbomachinery 1991; 464-471.

# Özgeçmiş

Adı Soyadı : Süleyman Fatih Kırmızıgöl

## Eğitim:

2013–2018 İzmir Kâtip Çelebi Üniversitesi, Makine Müh. Bölümü

2018–2021 İzmir Kâtip Çelebi Üniversitesi, Makine Müh. Bölümü

## İş Deneyimi:

2016 (Yaz) Stajyer – Çınarlı Endüstri Meslek Lisesi

2017 (Yaz) Stajyer – Akyürek Technology

2017 (Yaz) Stajyer – Stackpole International Otomotiv Ürünleri Ltd. Şti.

2018 – 2021 Yarı zamanlı Ar-Ge Mühendisi – Cevher Jant

## Yayınlar (varsa):

1. Magnus Etkisi ile Çalışan Model İHA Tasarımı, Simülasyonları ve İmalatı, VII. Ulusal Havacılık ve Uzay Konferansı, 2018
2. Parametric Analysis of the Cooling Channels in LPDC, 2. International University Industry Collaboration, R&D and Innovation Congress, 2018
3. Fluid Flow and Heat Transfer Simulations of the Cooling System in Low Pressure Die Casting, Celal Bayar University Journal of Science, 2019

T.C.  
İzmir Kâtip Çelebi Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü

# Mikro Türbin Kanatlarında Efüzyon Soğutma için İndirgenmiş Model Geliştirilmesi

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı  
Yüksek Lisans Tezi

Süleyman Fatih Kırmızıgöl  
ORCID 0000-0003-0986-0691

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Sercan Acarer

Temmuz 2021



Kırmızıgöl Mikro Türbin Kanatlarında Efüzyon Soğutma için Analizler Yapılması ve İndirgenmiş Model Geliştirilmesi YÜKSEK LİSANS TEZİ 2021

