

Jet arpma ile Soğutma Sistemi Özelliklerinin Sayısal Araştırılması

Emin Nadir Kaçar

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Ocak 2014

Numerical Characterization of a Jet Impingement Cooling System

Emin Nadir Kaçar

MASTER OF SCIENCE THESIS

Department of Mechanical Engineering

January 2014

Jet arpma ile Soğutma Sistemi Özelliklerinin Sayısal Araştırılması

Emin Nadir Kaçar

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Lisansüstü Yönetmeliğı Uyarınca
Makine Mühendisliğı Anabilim Dalı
Enerji - Termodinamik Bilim Dalında
YÜKSEK LİSANS TEZİ
Olarak Hazırlanmıştır

Danışman: Prof. Dr. L. Berrin Erbay

Ocak 2014

ONAY

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Yüksek Lisans öğrencisi Emin Nadir Kaçar'ın YÜKSEK LİSANS tezi olarak hazırladığı “Jet Çarpma ile Soğutma Sistemi Özelliklerinin Sayısal Araştırılması” başlıklı bu çalışma, jürimizce lisansüstü yönetmeliğin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. L. Berrin Erbay

İkinci Danışman : -

Yüksek Lisans Tez Savunma Jürisi:

Üye : Prof. Dr. L. Berrin Erbay

Üye : Prof. Dr. Ö. Mete Koçkar

Üye : Prof. Dr. Haydar Aras

Üye : Doç. Dr. Necati Mahir

Üye : Yrd. Doç. Dr. Nihal Uğurlubilek

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun tarih ve sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Nimetullah BURNAK

Enstitü Müdürü

ÖZET

Bu çalışmada gaz türbin motorunda kullanılan ileri soğutma yöntemlerinden biri olan jet çarpma ile soğutma yöntemi incelenmiştir. Jet çarpma ile soğutma sisteminin parametreleri belirlenmiş ve bu parametrelerin toplam soğutma oranı üzerindeki etkisi gözlemlenmiştir. Bu gözlem için Ansys Fluent kullanılmıştır. Daha önce test edilmiş, literatürde detayları bulunan modeller hazırlanmış ve programın ne oranda doğru hesaplama yaptığı görülmüştür. Doğrulama çalışmasının ardından programda kullanılan eleman dağılımının (mesh) çözüme etkisini belirlemek amacıyla aynı geometride sırasıyla sınır tabaka ağı ve kesme tabakası ağı yoğunlaştırılmış bunlara ek olarak genel eleman boyutları küçültülerek çözümler yapılmıştır. Bu çözümlerde eleman dağılımının “y+” değerine etkisi, “y+” değerinin de sonuçlara etkisi incelenmiştir. Daha sonra gaz türbin motorların çalışma şartlarına uygun olacak şekilde seçilen jet çarpma probleminde bir sabit kanatçığın dört sıra jetinin düz hedef yüzeye çarpan bir sırası çalışılmıştır. Konu geometride 1500 K sıcaklığına, 800 kPa basınca sahip sıcak hava ile temas eden metal; 500 K sıcaklığına ve 400 kPa basınca sahip hava ile soğutulmuştur. Belirlenen problem için soğutma performansının belirleyicileri olarak kanal yüksekliği, jetler arasındaki mesafe ve Reynolds sayısı parametreleri seçilmiştir. 2D, 3D ve 4D olmak üzere üç farklı kanal yüksekliği; 4D, 5D ve 6D olmak üzere üç farklı jetler arası mesafe ve 4000, 5000 ve 10000 olmak üzere üç farklı Re sayısı kullanılarak çözümler alınmıştır. Bunlara ek olarak, aynı çözümler SC03’te gaz türbin uygulamaları için tanımlanmış korelasyonları kullanarak gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak iki farklı programdan elde edilen çözümlerle jet çarpma sisteminin ısı performansını farklı parametrelerle karşılaştırılmış, en iyi sonuç veren parametreler belirlenmiştir. Buna göre sonlu hacimler programında kanal yüksekliği 4D, jetler arası mesafe 6D ve Re sayısı 10000 için; sonlu elemanlar programında ise kanal yüksekliği 2D, jetler arası mesafe 4D ve Re sayısı 10000 için en yüksek ısı transfer katsayısı değerleri elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Gaz Türbin Motoru, Türbin Soğutma, İleri Soğutma, Jet Çarpma, Jet Çarpma Parametreleri, HAD, Doğrulama, Eleman Dağılımına Bağlılık

SUMMARY

In this study jet impingement cooling method which was one of the advanced cooling methods for gas turbine engine, was investigated. The parameters of jet impingement cooling system were determined and the effect of these parameters to total cooling rate were observed. Ansys Fluent was used for this observation. Models were prepared for the detailed cases tested in literature and the correctness of the calculations was observed. After the validation process, models with the same geometry were solved with denser boundary layer and shear layer mesh and smaller element heights to specify the effect of mesh distribution to the solution. As a result of solutions, effect of mesh distribution to “y+” value and effect of “y+” value to the results were observed. Then, one row of four jet rows impinging to a flat target surface in a nozzle guide vane of a gas turbine engine were simulated due to the operating conditions. In the scope of geometry; metal which was in contact with the air at 1500 K temperature and 800 kPa pressure was cooled via the air at 500 K temperature and 400 kPa pressure. Channel height, distance between jets and Reynolds number were chosen as parameters affecting cooling performance for specified problem. Three different channel height value as 2D, 3D and 4D; three different distance between jets value as 4D, 5D and 6D and three different Re number value as 4000, 5000, 10000 were used for the solutions. In addition to these, using SC03 same cases were solved using predefined correlations for gas turbine applications. As a conclusion, the thermal performance of jet impingement system was compared using two different finite element program with different parameters and the parameters for the best result were specified. Accordingly, highest heat transfer coefficient values were obtained for channel height as 4D, distance between jets as 6D and Re number as 10000 in finite volume program; on the other hand channel height as 2D, distance between jets as 4D and Re number as 10000 in finite element program.

Keywords: Gas Turbine Engine, Turbine Cooling, Advanced Cooling, Jet impingement, The Parameters of Jet Impingement, CFD, Validation, Mesh Dependency

TEŞEKKÜR

Çalışma boyunca yönlendirme ve fikir alışverişinde çok anlayışlı olan ve yardımlarını esirgemeyen değerli danışmanım Prof. Dr. L. Berrin Erbay’a; bilgi, döküman, program olarak paylaşımlarını esirgemeyen ve çalışmaları kolaylaştıran TEI Tusaş’taki Aero-Termal-İkincil Hava Sistemleri bölümündeki arkadaşlarıma; beni yetiştiren ve sürekli destek veren aileme teşekkürlerimi sunarım.

Tüm bunları mümkün kılan, benimle beraber bu yola çıkan; her zaman moral desteği sağlayan, çalışma masama servisi eksik etmeyen ve tez sırasında bile “Hadi artık, bu kadar ara verdiğin yeter, dersinin başına dön” diyen çok değerli eşim Gülden’e teşekkür ederim, iyi ki varsın.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	v
SUMMARY	vi
TEŞEKKÜR.....	vii
İÇİNDEKİLER	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ	x
ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)	xi
ÇİZELGELER DİZİNİ	xii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	xiii
1. GİRİŞ	1
1.1. Genel Bilgiler	1
1.2. Uygulanan Soğutma Teknikleri	3
1.2.1. Jet Çarpma (Impingement) Yöntemi	5
1.2.2. Film Soğutma Yöntemi.....	5
1.2.3. Çukurlarla Soğutma Yöntemi	6
1.2.4. Pin-Fin Soğutma Yöntemi	8
1.2.5. Rib’lerle Soğutma Yöntemi	9
2. JET ÇARPMA İLE SOĞUTMA SİSTEMİ.....	11
2.1. Jet Çarpma ile Soğutma Teorisi.....	11
2.2. Literatür araştırması.....	13
3. METODOLOJİ ve YÖNTEM	21
3.1. Doğrulama Test Düzenegi	21
3.2. HAD Yöntemleri.....	24
4. DOĞRULAMA ÇALIŞMASI.....	28
4.1. Doğrulama HAD Modeli	28
4.2. Ağ Yapısına Bağlılık Çalışması.....	32
5. PARAMETRİK ÇALIŞMA	34
5.1. Problem Tanımı	34

İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>Sayfa</u>
5.2. Parametrik HAD Modeli.....	37
5.2.1. Model özellikleri	39
5.2.2. Parametrik Sonuçlar	41
5.3. Sonlu Elemanlar Programıyla Çözüm	47
6. TARTIŞMA	53
7. SONUÇ ve ÖNERİLER	55
7.1. Çalışmanın Genel Değerlendirmesi	55
7.2. Yapılması Planlanan Çalışmalar	56
KAYNAKLAR DİZİNİ	57

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
Şekil 1.1 Yıllara göre türbin giriş sıcaklığı değişimi (Lakshminarayana, 1996).....	2
Şekil 1.2 Türbin üzerindeki ısı akısı dağılımı (Han and Wright, 2006)	3
Şekil 1.3 İleri soğutma tekniklerinde kullanılan ortalama hava yüzdeleri (Moustapha et al., 2003)	4
Şekil 1.4 Türbin’de jet çarpma soğutma uygulaması (Brevet, et al., 2002)	5
Şekil 1.5 Film soğutma şematiği (Cunha, 2006)	6
Şekil 1.6 Film soğutma tipleri (Cerri,et al., 2007).....	6
Şekil 1.7 Çukurlarla soğutma akış modeli (Han and Wright, 2006).....	7
Şekil 1.8 Pin-Fin soğutma yöntemi şematiği (Han and Wright, 2006).....	8
Şekil 1.9 Rib uygulama şekilleri (Han and Wright, 2006)	9
Şekil 1.10 Modern bir palede uygulanan soğutma teknikleri (Han and Wright, 2006).....	10
Şekil 2.1 Jet çarpma uygulama çeşitleri (Wolf, et al., 1993).....	11
Şekil 2.2 Jet akış alanı bölgeleri (Jambunathan, et al., 1992).....	12
Şekil 2.3 Çoklu jet uygulamasında akış alanı bölgeleri (Zuckerman and Lior, 2006)	13
Şekil 2.4 Nusselt sayısının durma noktasından olan uzaklığa göre değişimi (Gardon and Corbonpue, 1962: Jambunathan’dan, 1992)	14
Şekil 2.5 Deney sonucunda Nu sayısı dağılımı (Goodro, et al., 2007).....	15
Şekil 2.6 Jetler arasındaki mesafeye göre Nu sayısı değişimi (Goodro, et al., 2007).....	15
Şekil 2.7 Hedef yüzeye olan uzaklık ile HTC’nin değişimi (Ricklick, 2006)	16
Şekil 2.8 Re sayısı değişimiyle Nu sayısı değişimi (Elebiary, et al., 2011)	17
Şekil 2.9 Ma sayısı ve Jet çapının değişimiyle Nu sayısı değişimi (Liu, et al., 2010)	18
Şekil 2.10 Re sayısı, s ve l değişimine göre Nu sayısı değişimi (Martin, et al., 2012)	19
Şekil 3.1 Testte kullanılan jet plakası (Ricklick, 2006).....	21
Şekil 3.2 Test düzeneği akış şeması (Ricklick, 2006)	22
Şekil 3.3 Üretilen test düzeneği (Ricklick, 2006)	23
Şekil 3.4 Isıtılan yüzeylerin kodları (Ricklick, 2006).....	24
Şekil 3.5 Sınır şartları şeması (Ricklick, 2006)	24

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
Şekil 4.1 Doğrulama HAD geometrisi.....	28
Şekil 4.2 Kanal giriş ve çıkışları (Fluent)	29
Şekil 4.3 Doğrulama analizi yakınsama göstergeleri.....	30
Şekil 4.4 Hız Büyüklüğü Dağılımı Karşılaştırması (Ricklick, 2006)	30
Şekil 4.5 Hedef yüzeyde ısı transfer katsayısı karşılaştırması (doğrulama)	31
Şekil 4.6 Kesme tabakası ağ yapısı.....	33
Şekil 4.7 Sınır tabakası ağ yapısı	33
Şekil 5.1 Kanatçık içine yerleştirilen jet çarpma plakası.....	34
Şekil 5.2 Şematik olarak kanatçık'taki hava akışları	35
Şekil 5.3 Çalışılan jet sırası.....	36
Şekil 5.4 27 no'lu analiz geometrisi ve ağ yapısı	39
Şekil 5.5 Fluent model yüzey isimleri	40
Şekil 5.6 27 no'lu analiz için yakınsama göstergeleri	41
Şekil 5.7 Kanal yüksekliği değişimi ile hız dağılımı değişimi	42
Şekil 5.8 Jetler arası mesafe değişimi ile hız dağılımı değişimi	43
Şekil 5.9 Re sayısı değişimi ile hız dağılımı değişimi	44
Şekil 5.10 $x=5D$ için farklı z ve Re değerleri ile HTC değişimi	45
Şekil 5.11 $z=3D$ için farklı x ve Re değerleri ile HTC değişimi	46
Şekil 5.12 $Re=10000$ için farklı x ve z değerleri ile HTC değişimi	47
Şekil 5.13 1, 10 ve 19 no'lu analizlerde HTC dağılımı	49
Şekil 5.14 Sabit $x (=5D)$ değerinde z ve Re 'ye bağlı HTC değişimi.....	50
Şekil 5.15 Sabit $z (=3D)$ değerinde x ve Re sayısına bağlı HTC değişimi.....	51
Şekil 5.16 Sabit Re sayısında ($=10000$) x ve z 'ye bağlı HTC değişimi	52

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
Çizelge 3.1 Test matrisi (Ricklick, 2006)	23
Çizelge 3.2 Jet çarpma problemine özel türbülans modelleri karşılaştırması.....	27
Çizelge 4.1 Ağ yapısının y^+ değerlerine etkisi.....	32
Çizelge 5.1 Parametrik analiz matrisi	38
Çizelge 6.1 3 ve 27 no'lu analizlerde Fluent ve SC03 karşılaştırması	53

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
x, s	x ekseninde mesafe, jetler arası mesafe (m)
z, l	z ekseninde mesafe, jet düzlemi ile hedef yüzey arasındaki mesafe (m)
y	y ekseninde mesafe (m)
D, d	Jet çapı (m)
W	Kütle debisi (kg/s)
μ	Dinamik viskozite (kg/ms)
k	Türbülans kinetik enerji
ω	Salınım frekansı
ε	Türbülans kinetik enerjisi dağılım oranı
y^+	Boyutsuz duvar uzaklığı
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)
G_b	Kaldırma kuvvetinden dolayı üretilen türbülans kinetik enerji
G_k	Ortalama hız değişimlerinden dolayı oluşan türbülans kinetik enerji üretimi
Y_m	Sıkıştırılabilir türbülans içindeki salınım yapan genleşmenin toplam dağılım oranına katkısı
$C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$	k- ε sabitleri
σ_k	k için türbülans Pr sayısı
σ_ε	ε için türbülans Pr sayısı
S_k	Kullanıcı tanımlı kaynak terimi
S_ε	Kullanıcı tanımlı kaynak terimi
Γ_k	k'nın efektif yayılma gücü
Γ_ω	ω 'nın efektif yayılma gücü
G_ω	ω üretimi
Y_k	k'nın türbülansstan dolayı dağılması
Y_ω	ω 'nın türbülansstan dolayı dağılması
k_c	Isıl iletkenlik katsayısı (W/mK)

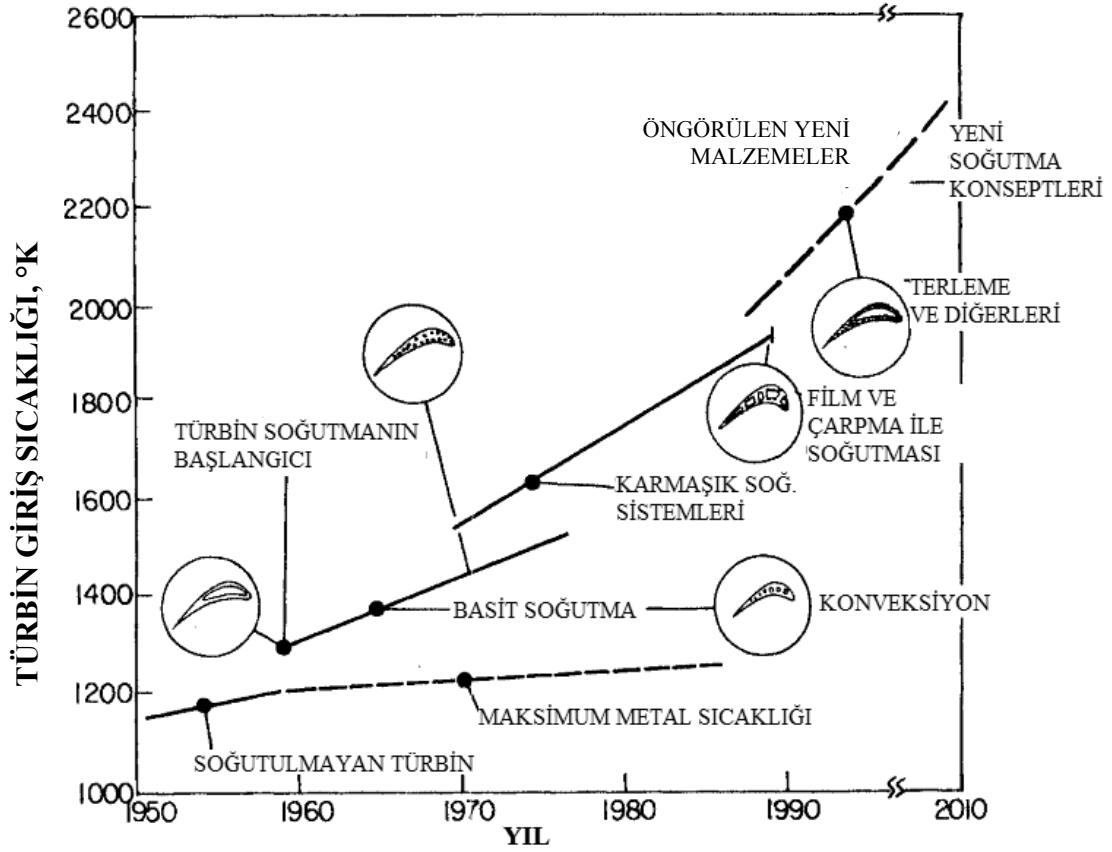
<u>Kısaltmalar</u>	<u>Açıklama</u>
CFD	Computational Fluid Dynamics
DNS	Doğrudan Nümerik Hesaplama
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
HTC	Heat Transfer Coefficient (Isı Transfer Katsayısı) ($\text{W/m}^2\text{K}$)
KTA	Kesme Tabakası Ağı
LES	Large Eddy Simulation (Büyük Eddy Simülasyonu)
Ma	Mach sayısı
Nu	Nusselt sayısı
Pr	Prandtl sayısı
RANS	Ortalama Reynolds değerli Navier-Stokes
Re	Reynolds sayısı
SEP	Sonlu Elemanlar Programı
STA	Sınır Tabakası Ağı
MUM	Milyon Uçuş Mili
rpm	Revolution Per Minute (Dakikadaki Dönme Sayısı)

1. GİRİŞ

Bu bölümde gaz türbin motorlarda yaşanan gelişmeler ve bu gelişme sonucunda türbinin nasıl etkilendiği anlatılmıştır. Buna ek olarak uygulanmakta olan türbin soğutma tekniklerinden kısaca bahsedilmiştir.

1.1. Genel Bilgiler

Gaz türbin motorların icadından itibaren daha yüksek kapasiteli daha verimli motorlara ihtiyaç olmuştur. Motorlarda kapasiteyi arttırmak için en işe yarar yöntem de yanma odası çıkış sıcaklığını arttırmaktır, çünkü itki bu sıcak gazlar sayesinde oluşur. Bu sebeple yanma odası çıkış sıcaklığı artırılmış ve dolayısıyla bu gazlarla temas eden türbin bileşenlerinde sıcaklıkla doğru orantılı olarak ortaya çıkan uzama, erime ve sürünme (creep) problemlerine karşı iyileştirme ihtiyacı ortaya çıkmıştır. İlk türbin soğutmalı motorlar ikinci Dünya Savaşı sırasında Almanlar tarafından imal edilmiş ve ortalama 1050 K türbin giriş sıcaklığında işletilmiştir, fakat yüksek sıcaklığa dayanıklı krom ve nikel alaşımlarının çok fazla olmamasından dolayı ortalama 50 saat ömürle kullanılmıştır. Günümüzde; süper alaşımların kullanımı, etkili soğutma tekniklerinin uygulanması ve yüzey kaplama teknikleri sayesinde 2200 K'e varan türbin giriş sıcaklıklarına ulaşılmıştır. Bu sıcaklık metal erime sıcaklığının 200 K, yapısal özelliklerinin zayıflamaya başladığı sıcaklığın 600 K üstüne tekabül etmektedir (Şekil 1.1). Bu gelişmelerin etkisiyle, 1940'lara oranla motorların veriminin artmasının yanı sıra alınan güçte de 25 kat yükselme yaşanmıştır.



Şekil 1.1 Yıllara göre türbin giriş sıcaklığı değişimi (Lakshminarayana, 1996)

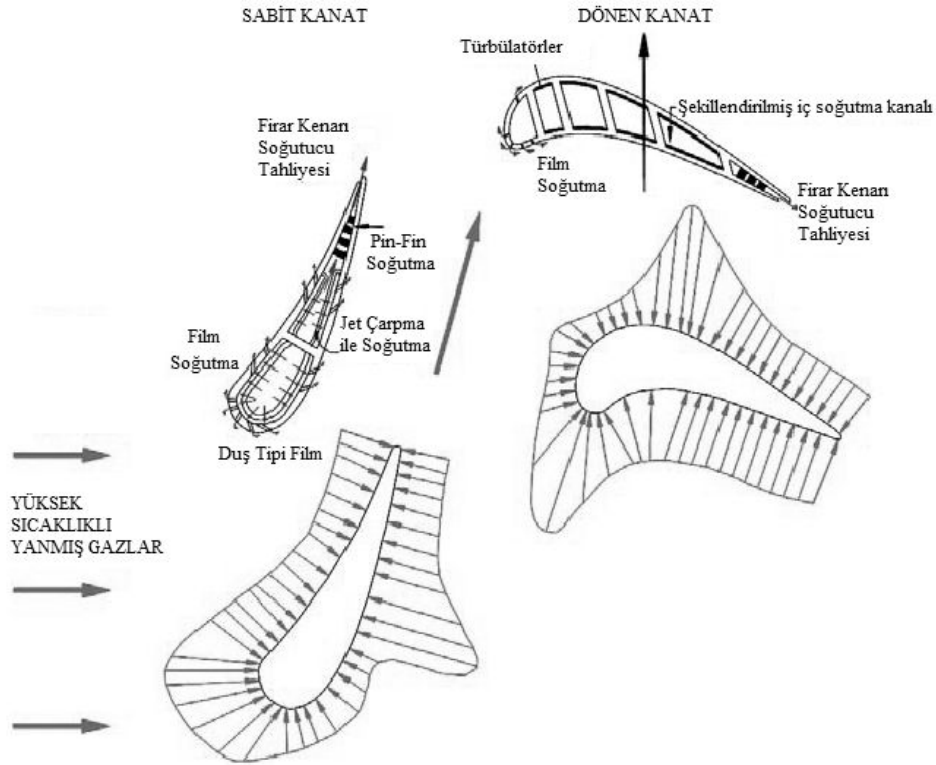
Büyük gaz türbin motorların türbin kısımları hakkında dikkat çekici özellikleri sıralamak gerekirse;

- Türbin paleleri ortalama 10 bin rpm'de döner ve bu hızda herbirinde bir vagon ağırlığı kadar yüklenme oluşur.
- Her paleden yapılan ısı transferi bir evin ısıtma sistemini besleyebilecek kapasitededir.
- Her pale gaz akışından 750 beygir güç üretir
- Son olarak her palenin 5 MUM (milyon uçuş mili) boyunca aktif olarak kullanılması beklenir (Friedrichs, 2006).

Bu tip zor şartlar altında çalışan türbini başlıca ısı problemlerinden korumak için bazı önlemler alınmalıdır. Yüzey kaplama teknikleri pale malzemesi ile sıcak gazlar arasında bariyer konumunda olup, sadece zaman kazandırma amaçlıdır. Uzun sürede malzeme dayanımını arttırmaz. Bu sebeple başlıca önlem etkili soğutma sistemleri kullanmaktır.

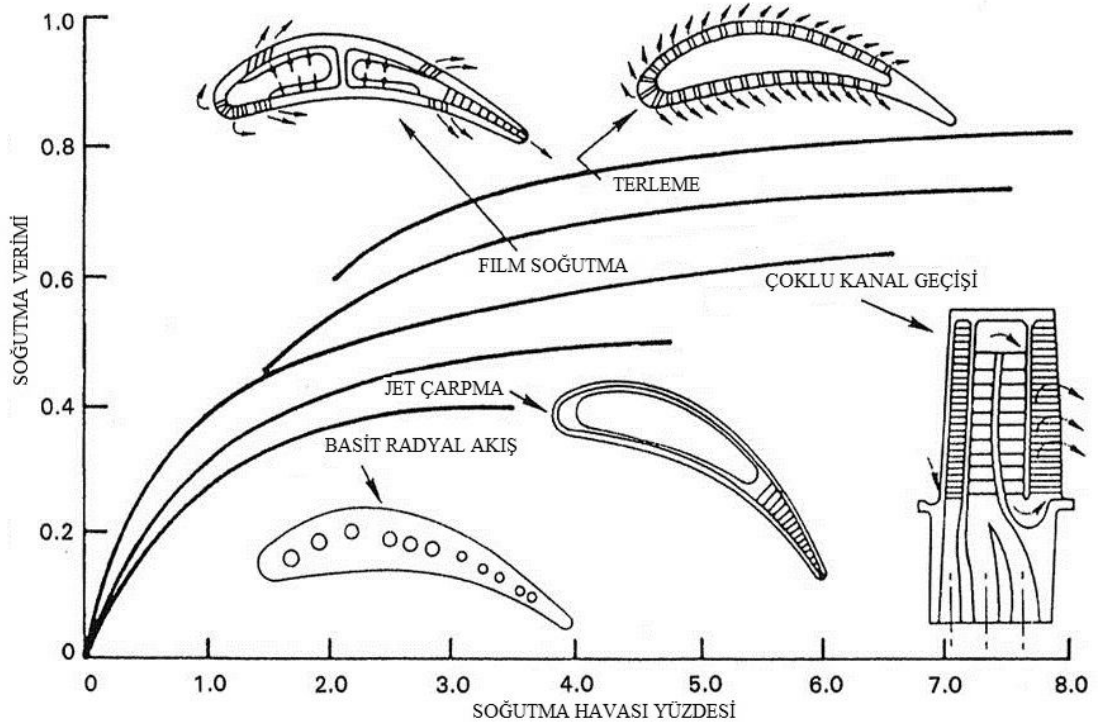
1.2. Uygulanan Soğutma Teknikleri

Türbin paleleri üzerine akıştan kaynaklanan kuvvetler (yanma odası kaynaklı yüksek türbülans, laminar'dan türbülanslı akışa geçiş), santrifüj kuvvetleri, yüzey pürüzlülüğü ve hızlanmadan dolayı oluşan kuvvetler etkimektedir. Dizayn aşamasında bu kuvvetlerin öngörülmesi, türbin üstündeki sıcak bölgeleri belirlemede önceliklidir. Şekil 1.2'de görüldüğü gibi dağılım belirlendikten sonra, uygun görülen soğutma tekniği hayata geçirilir.



Şekil 1.2 Türbin üzerindeki ısı akısı dağılımı (Han and Wright, 2006)

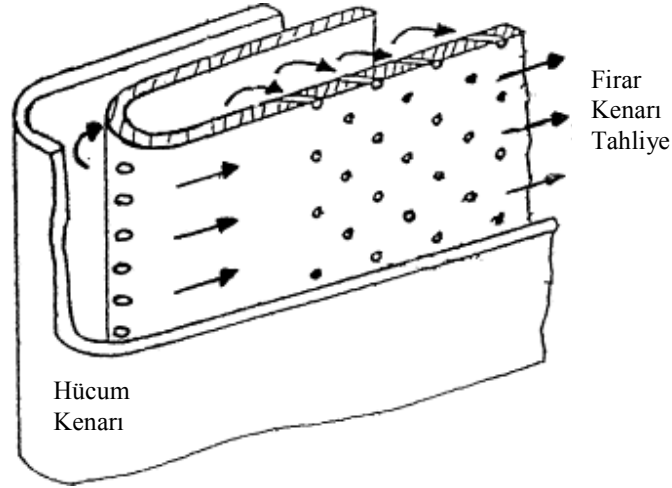
Öncelikle palelerin içine soğutucu akışkanın geçmesi için kanallar oluşturulduktan sonra, bu kanallar yardımıyla ileri soğutma teknikleri uygulanır. Bu tekniklerde temel amaç; geometrik veya akışsal özellikleri değiştirerek, akışkanın sıcak yüzeye temas alanının artırılması ve temas sırasında yüksek ısı transferinin gerçekleşmesi için ısı transfer katsayısının artırılmasıdır. Başlıca soğutma teknikleri; jet çarpma (impingement) yöntemi, film soğutma, çukurlarla soğutma, pin-fin'lerle soğutma, rib'lerle (türbülans oluşturu duvar) soğutma yöntemleridir. İleri soğutma yöntemlerinden hangisinin uygulanacağını belirleyen en önemli şey de alınabilecek maksimum soğutucu akışkan miktarıdır. Çünkü soğutucu akışkan, motorun ana akış havasından ayrılır, bu hava ne kadar çoksa ana akış havası o kadar azdır yani motorun itkisini sağlayacak gaz miktarı azdır. Başlıca yöntemlerin ihtiyaç duyduğu yaklaşık soğutma havası yüzdeleri Şekil 1.3'te görülmektedir (Cunha, 2006).



Şekil 1.3 İleri soğutma tekniklerinde kullanılan ortalama hava yüzdeleri (Moustapha et al., 2003)

1.2.1. Jet Çarpma (Impingement) Yöntemi

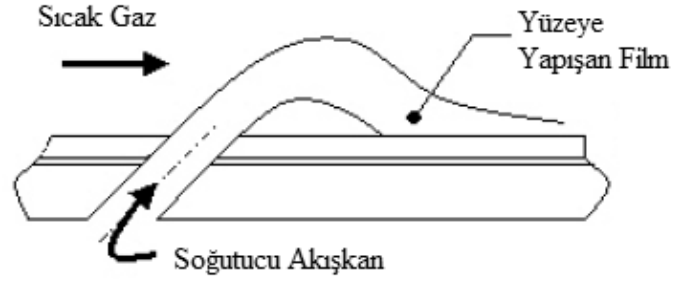
Jet çarpma yöntemi çok efektif bir soğutma yöntemi olup, türbin pale duvarlarında etkili soğutma gerçekleştirir. Genellikle, sıcaklığın çok fazla olduğu hücum kenarı ve çevresinde kullanılır. Temel olarak; bir delikten yüksek hızlı soğutucu akışkanı, sıcak bir yüzeye çarptırma ile yapılır. Türbin uygulamasında, palelerin soğutma kanalları içine dar bir toleransla ikinci bir kanal yerleştirilir. Bu kanal üzerinde sıra sıra soğutma delikleri bulunmaktadır. Bu delik sıraları yüzeyin ısı dağılımına göre yerleştirilir (Şekil 1.4).



Şekil 1.4 Türbin’de jet çarpma soğutma uygulaması (Brevet, et al., 2002)

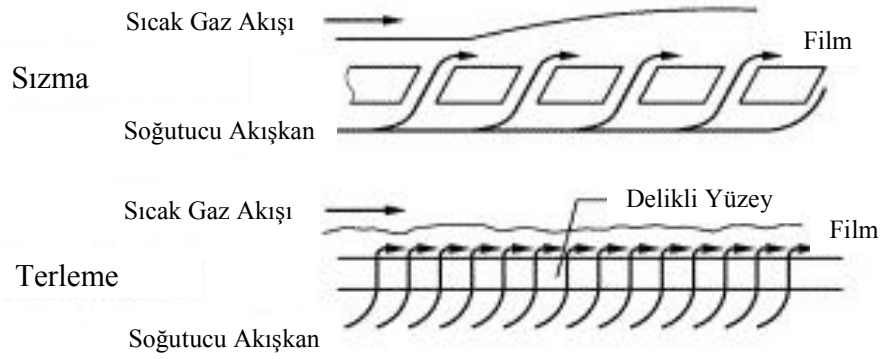
1.2.2. Film Soğutma Yöntemi

Bir başka etkili soğutma yöntemi de film soğutma yöntemidir. Bu yöntemde, pale yüzeyine açılan delikler kullanılarak, soğutma kanalındaki havanın dışarıdaki ana akışa bırakılması sağlanır. Soğutucu akışkanın tahliye edilmesi sırasında deliklerden çıkan hava yüzeye yapışarak ince bir tabaka oluşturur ve sıcak ana akış havasının metal yüzey ile temasını engeller (Şekil 1.5).



Şekil 1.5 Film soğutma şematiği (Cunha, 2006)

Film soğutma yöntemi delik sayısına ve sıklığına göre adlandırılabilir. Delik sayısı arttıkça sızma (effusion) yöntemi, delikler iyice küçülüp mikro boyutlara indiğinde ise terleme (transpiration) yöntemi adını alır (Şekil 1.6).

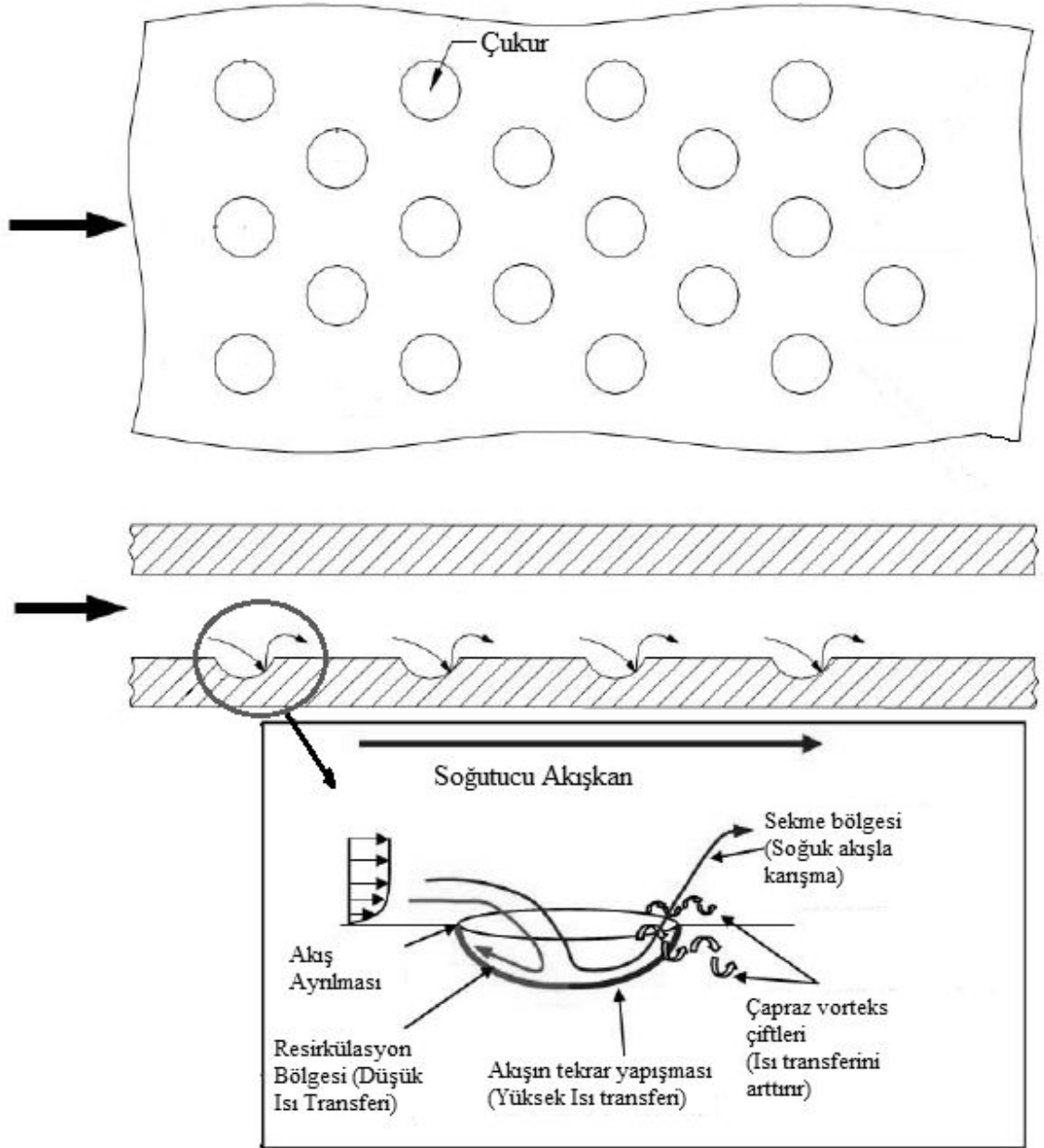


Şekil 1.6 Film soğutma tipleri (Cerri,et al., 2007)

1.2.3. Çukurlarla Soğutma Yöntemi

Son zamanlarda tercih edilen bir başka soğutma yöntemi de çukurlarla soğutmadır. Bu yöntemde amaç, akış yolunda küçük çukurlar kullanarak ısı transferi oranını arttırmaktır. Çukurlar sayesinde, akışın yüzeyden ayrılması ve vortexler oluşturularak tekrar yüzeye

yapışması gerçekleşmektedir (Şekil 1.7). Uygulama sayesinde; çukur işlenmiş kanallarda, düz kanallara oranla ortalama 2-2,5 kat daha fazla ısı transferi gerçekleşmektedir (Han and Wright, 2006).

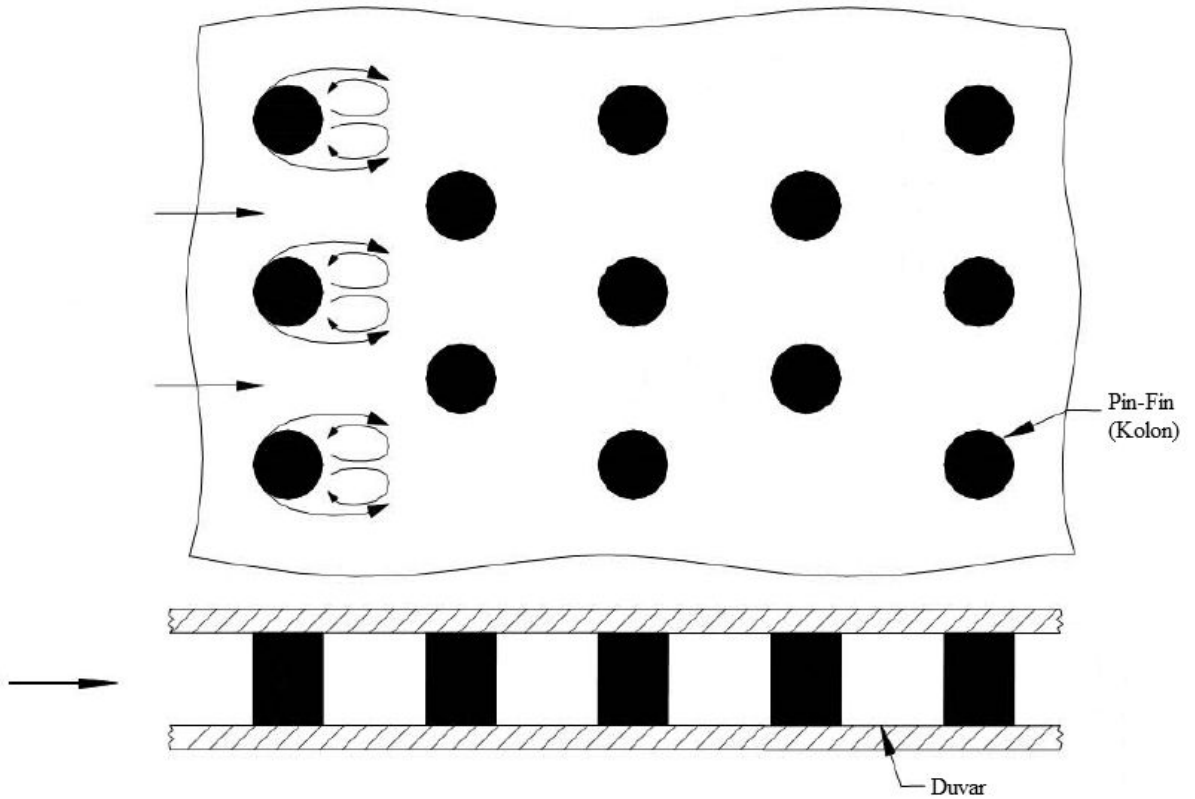


Şekil 1.7 Çukurlarla soğutma akış modeli (Han and Wright, 2006)

1.2.4. Pin-Fin Soğutma Yöntemi

Pin-fin soğutma yönteminde de ana amaç akışta vortexler oluşturarak ısı transferini arttırmaktır, fakat bu yöntemde çukurlarla soğutma yöntemine göre daha fazla basınç kaybı yaşandığından akışın kanalda kaybolmaması sağlanmalıdır. Pin-fin soğutma yönteminde, kanal yüksekliği boyunca engeller yerleştirilir (Şekil 1.8).

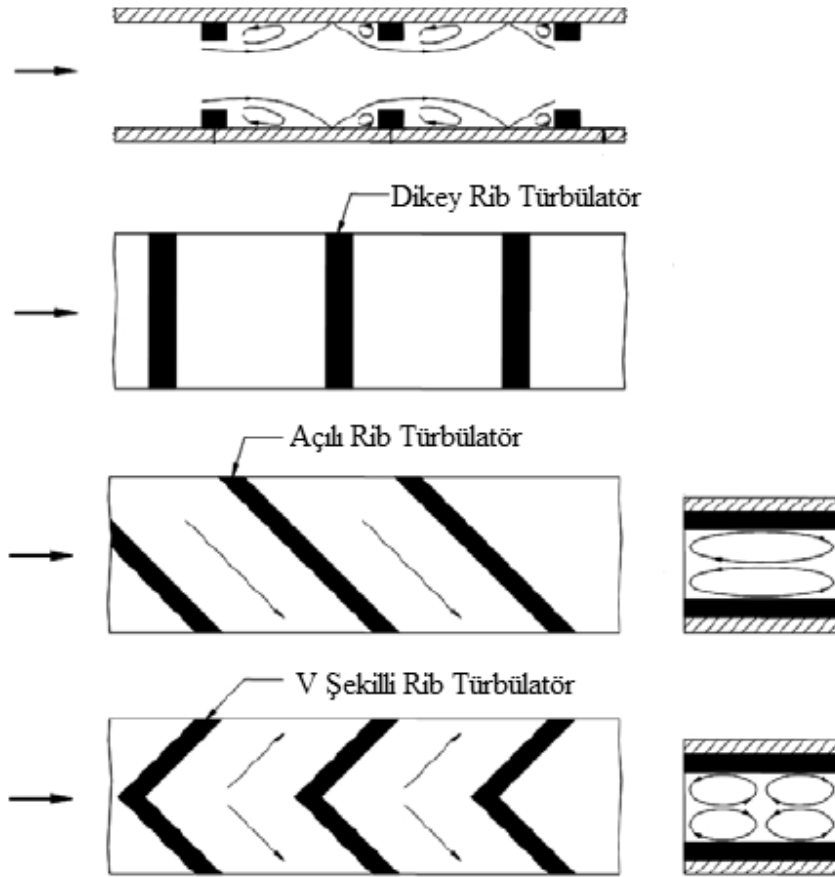
Genellikle kanal yüksekliğinin az olduğu firar kenarına yakın bölgelerde kullanılır, bunun yanısıra üretim zorluğunun yaşandığı çok dar hücum kenarı bölgelerinde ise, soğutucu akışkanın ana akışa bırakıldığı açıklıkların önüne fin (çıkıntı) olarak yerleştirilir. Motor uygulamalarında çıkıntıların yüksekliklerinin çaplarına oranı 0,5 ile 4 arasında değişmektedir (Han and Wright, 2006).



Şekil 1.8 Pin-Fin soğutma yöntemi şematığı (Han and Wright, 2006)

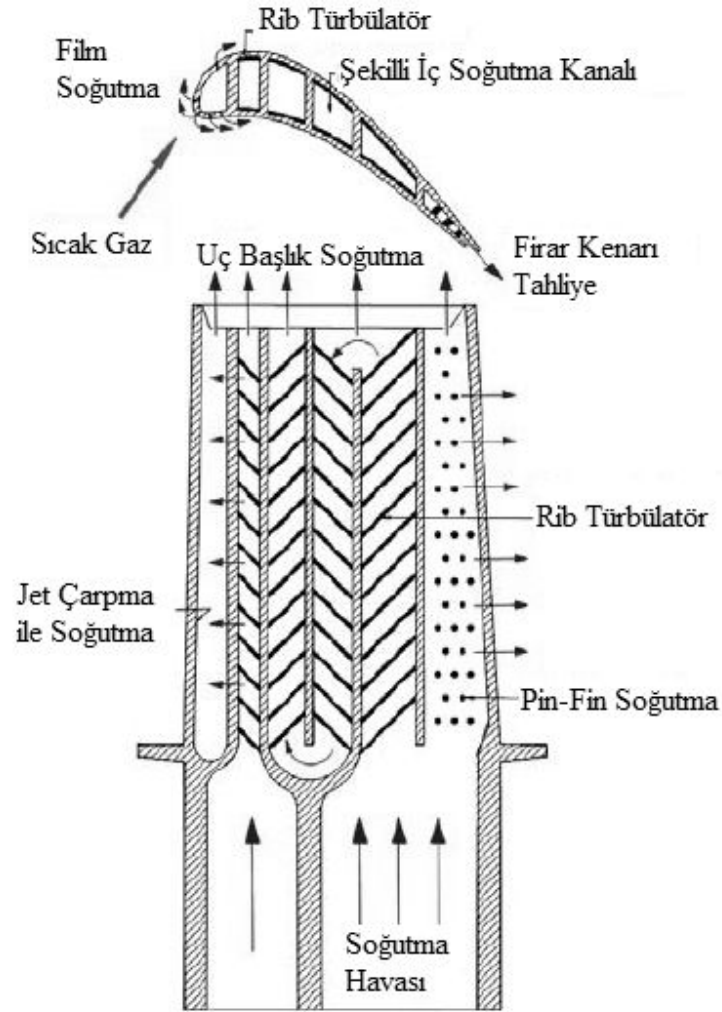
1.2.5. Rib’lerle Soğutma Yöntemi

Soğutma kanalında geometrik değişiklikler yapılarak daha etkin ısı değişimini amaçlayan bir başka yöntem de rib soğutma yöntemidir. Rib (diş) yönteminde, kanal içine düşük yükseklikli engeller yerleştirililerek türbülanslı akışa ulaşmak amaçlanır (Şekil 1.9). Soğutma kanallı palelerde en çok kullanılan soğutma yöntemi budur. Etkinliklerine göre farklı şekillerde uygulanabilir. Kare, üçgen yamuk kesitli modeller yanısıra Şekil 1.9’da görüldüğü gibi üstten bakışta düz, açılı ve “V” şeklinde olanları da mevcuttur.



Şekil 1.9 Rib uygulama şekilleri (Han and Wright, 2006)

Şekil 1.10’da modern bir gaz türbin palesinde uygulanmış tüm ileri soğutma teknikleri görülmektedir. Bu teknikler yardımıyla metal malzemeye yüksek sıcaklıklara kadar dayanım sağlanır.



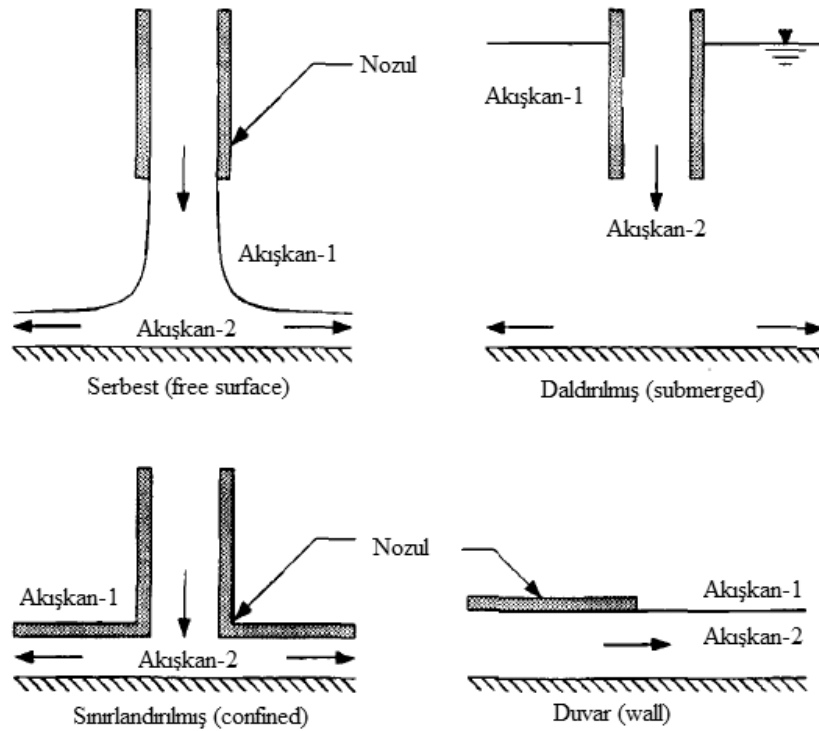
Şekil 1.10 Modern bir palede uygulanan soğutma teknikleri (Han and Wright, 2006)

2. JET ÇARPMA İLE SOĞUTMA SİSTEMİ

Bu bölümde jet çarpma yöntemi ile soğutmanın nasıl yapıldığı, çarpan akışkanın davranışı ve farklı jet çarpma uygulamalarının yanısıra literatürde bu sistemin nasıl çalışıldığı ve hangi parametrelere dikkat edildiği anlatılacaktır.

2.1. Jet Çarpma ile Soğutma Teorisi

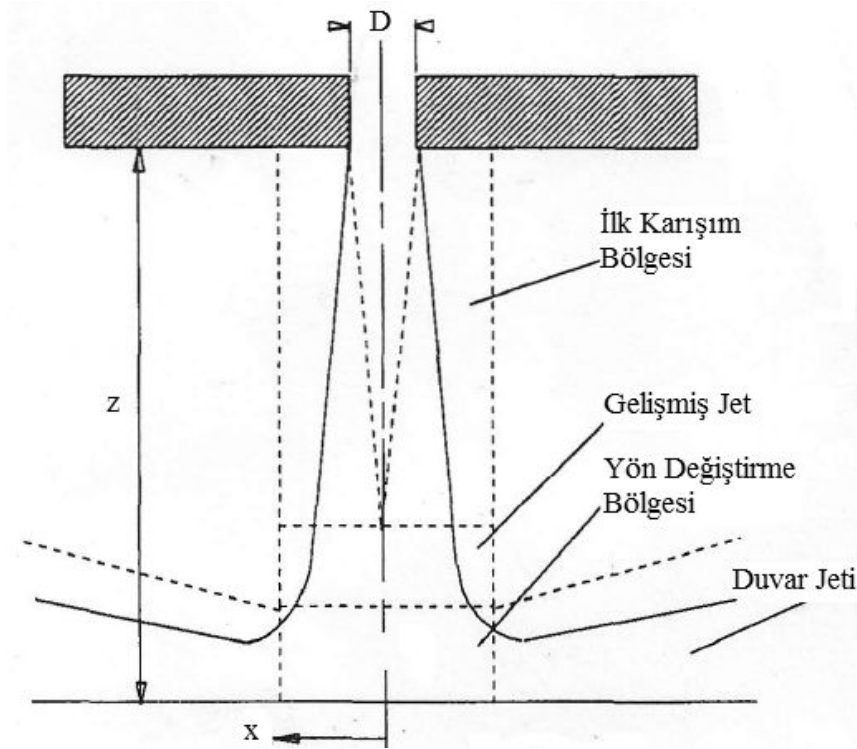
Jet çarpma ile soğutma sistemi elektronikten gaz türbin motorlara kadar çok geniş alanda yaygın olarak kullanılmaktadır. Kullanıldığı alana göre yapısı da değişen jet çarpma ile soğutma temel olarak dört şekilde uygulanır, bunlar; serbest (free surface), daldırılmış (submerged), sınırlandırılmış (confined) ve duvar (wall) jetleridir (Şekil 2.1).



Şekil 2.1 Jet çarpma uygulama çeşitleri (Wolf, et al., 1993)

Gaz türbin motorlarda uygulanan yöntem sınırlandırılmış jet çarpma yöntemidir. Bu yöntemde gaz nozulu terk ederek, nozul yüzeyi ile hedef yüzey arasına dolar.

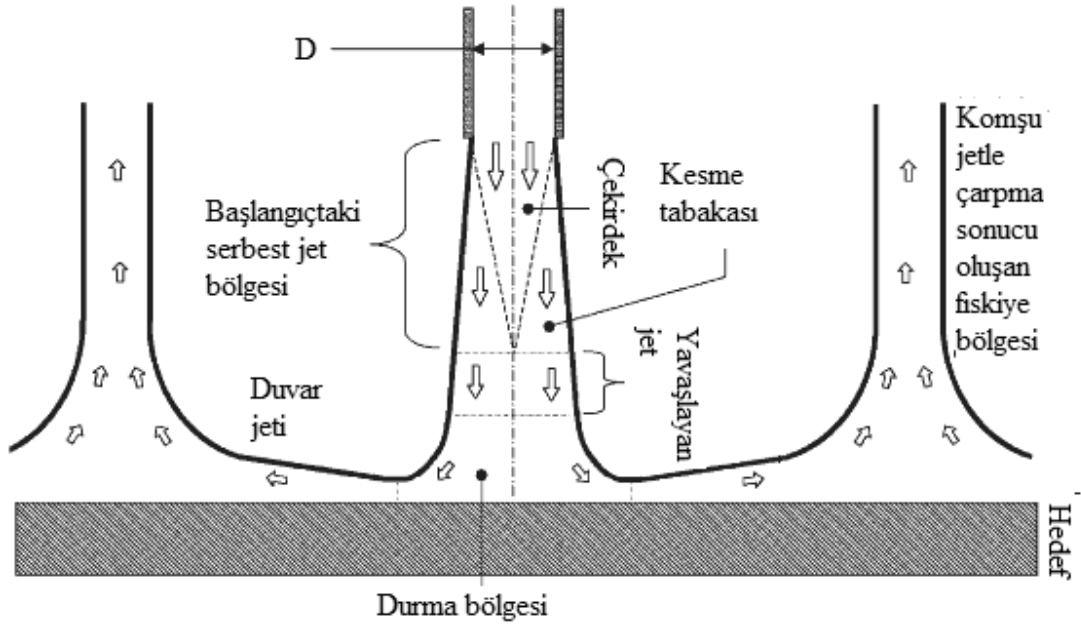
Hedef yüzeye çarpan bir jet'in akış alanı farklı bölgelere ayrılabilir. Bu akış sırasında jet nozulu terk eder ve serbest jet gibi davranır, daha sonra ilk karışım bölgesinde yavaşlar ve yön değiştirme bölgesinde de tamamen durgunlaşır (stagnation). Son olarak hedef yüzeye çarparak yön değiştiren jet duvara paralel ilerleyerek (duvar jeti) nozul yüzeyi ile hedef yüzey arasını doldurur. Duvar jeti bölgesi aynı zamanda sınır tabakasıdır. Şekil 2.2'de bu bölgeler görülmektedir.



Şekil 2.2 Jet akış alanı bölgeleri (Jambunathan, et al., 1992)

Eğer komşu jetler de mevcutsa, akış alanında yeni bölgeler ortaya çıkar. Bunlardan en dikkat çekicisi ise komşu jetlerin duvar jetlerinin çarpışması sonucu ortaya çıkan fışkiye

bölgeleridir (Şekil 2.3). Bu çarpmanın gerçekleştiği alanlarda ikincil durma bölgeleri ortaya çıkar (Martin, 1977).



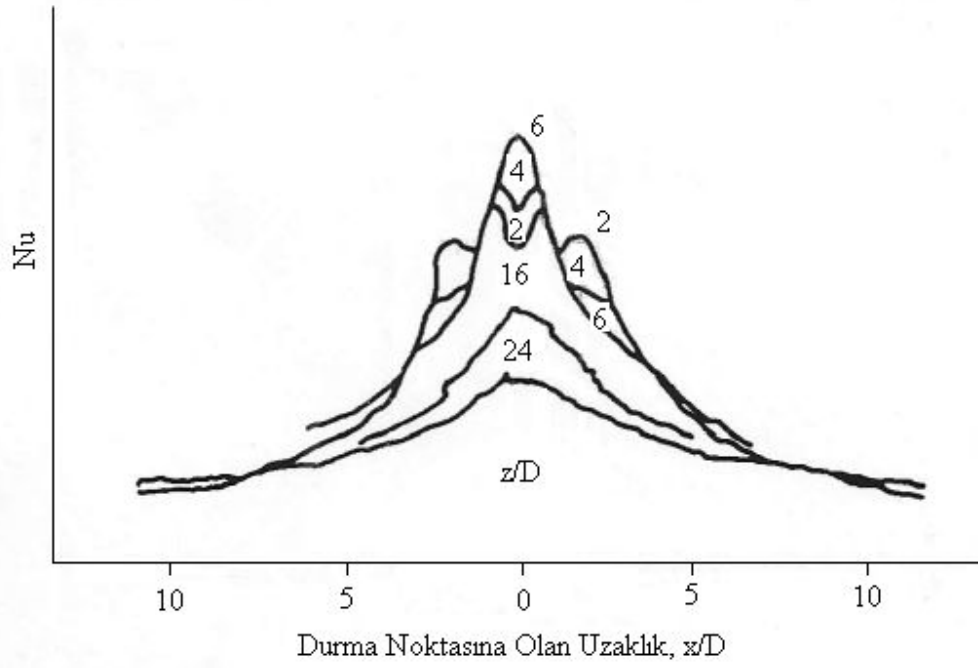
Şekil 2.3 Çoklu jet uygulamasında akış alanı bölgeleri (Zuckerman and Lior, 2006)

2.2. Literatür araştırması

Literatürde jet çarpma ile soğutma fenomeni detaylı olarak incelenmiştir. Çalışmalar genelde tek jet ve sıralı ya da kaydırılmış sıralı jetlerin üzerinde yoğunlaşmıştır. Özellikle gaz türbin motorlarla ilgili olanlarda düz ve konkav hedef yüzeyler olarak farklı ana başlıklarda gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmalarda kullanılan ana parametreler; Reynolds sayısı, hedef yüzey ile jet çıkış yüzeyi ve jet ile komşu jetler arasındaki mesafelerdir.

Gardon ve Corbonpue (1962) tek jet için ısı transfer katsayısının radyal değişimini ölçmüşlerdir (Jambunathan, et al.,1992). Ölçümler Şekil 2.4'de görülmektedir. Buna göre düşük jet ile hedef yüzey arasındaki mesafe değerlerinde ($z/D < 6$) ısı transfer oranının

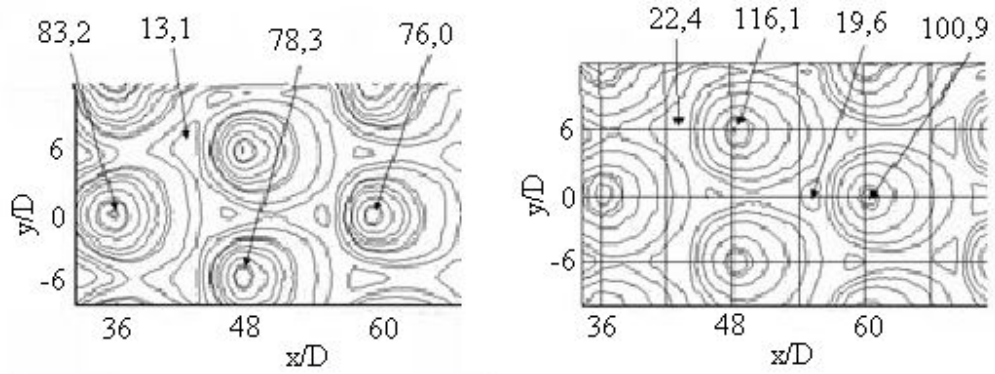
durma noktasından olan mesafeye göre değişimi belirtilmiştir. $x/D=0$ ile $x/D=0,5$ arasında maksimum değer, $x/D=2$ civarında da ikinci maksimum görülmüştür.



Şekil 2.4 Nusselt sayısının durma noktasından olan uzaklığa göre değişimi (Gardon and Corbonpue, 1962: Jambunathan'dan, 1992)

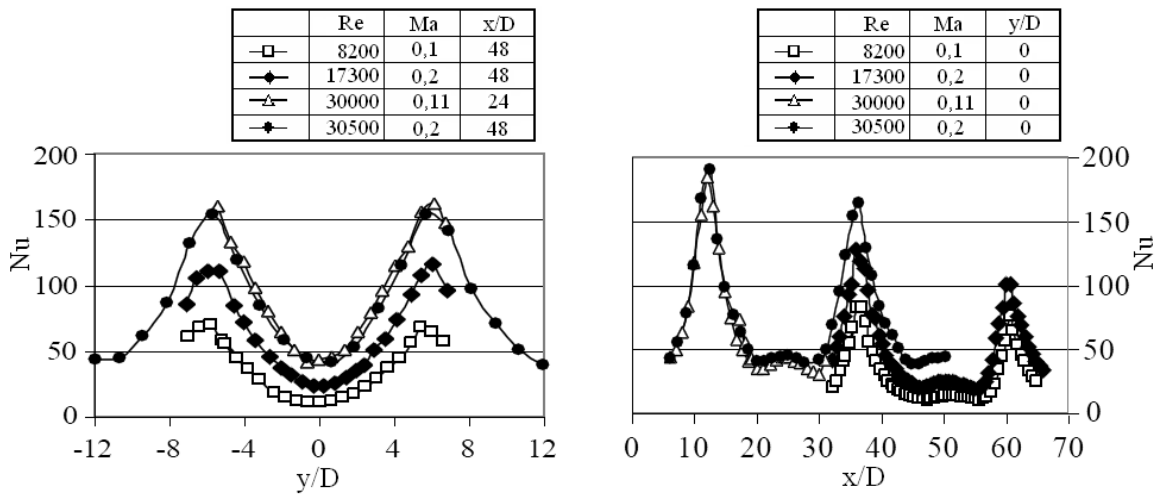
Goodro (et al., 2007) düzlem yüzeye çarpan jetleri incelemek için bir fan tarafından üflenen havayı plenum (hava kanalı) kullanarak sonunda delikli bir yüzey bulunan kutuya taşıyan deney düzeneği hazırlamıştır. Deneyler sonucunda, farklı Reynolds sayıları ve Mach sayılarında delikler arasındaki mesafenin Nusselt sayısı dağılımına dolayısıyla ısı transferine etkisi incelenmek istenmiştir. Jet delikleri kaydırılmış sıralı olarak yerleştirilmiştir. Yapılan deneylerde 8200, 17300 ve 30500 Re sayıları ile 0,1, 0,2, 0,11 Mach sayılarında delik çapı ve delik aralığı değiştirilmiştir. Kullanılan delik çapı değerleri 4,5 mm, 8 mm, 15 mm ve delik aralığı da 8D ve 12D'dir. Deneyler sonucunda Şekil 2.5'deki gibi Nu sayısı dağılımı ortaya çıkmıştır. Sonuçlara göre delik merkezlerinde

maksimum Nu sayıları görülmüş; delik merkezlerinden uzaklaştıkça değerlerin azaldığı, yanyana olan iki deliğe en uzak bölgede ise minimuma ulaştığı gözlemlenmiştir.



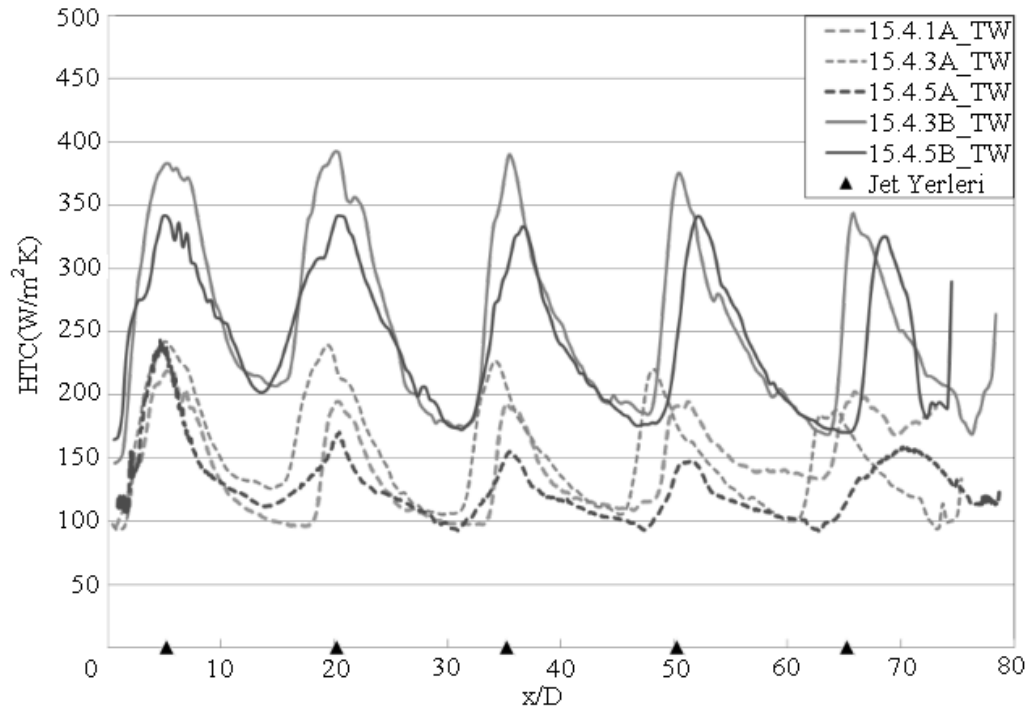
Şekil 2.5 Deney sonucunda Nu sayısı dağılımı (Goodro, et al., 2007)

Farklı Re ve Ma sayılarında bölgesel Nu sayısının plaka üstündeki koordinatlara (x-y) göre değişimi Şekil 2.6'da verilmektedir.



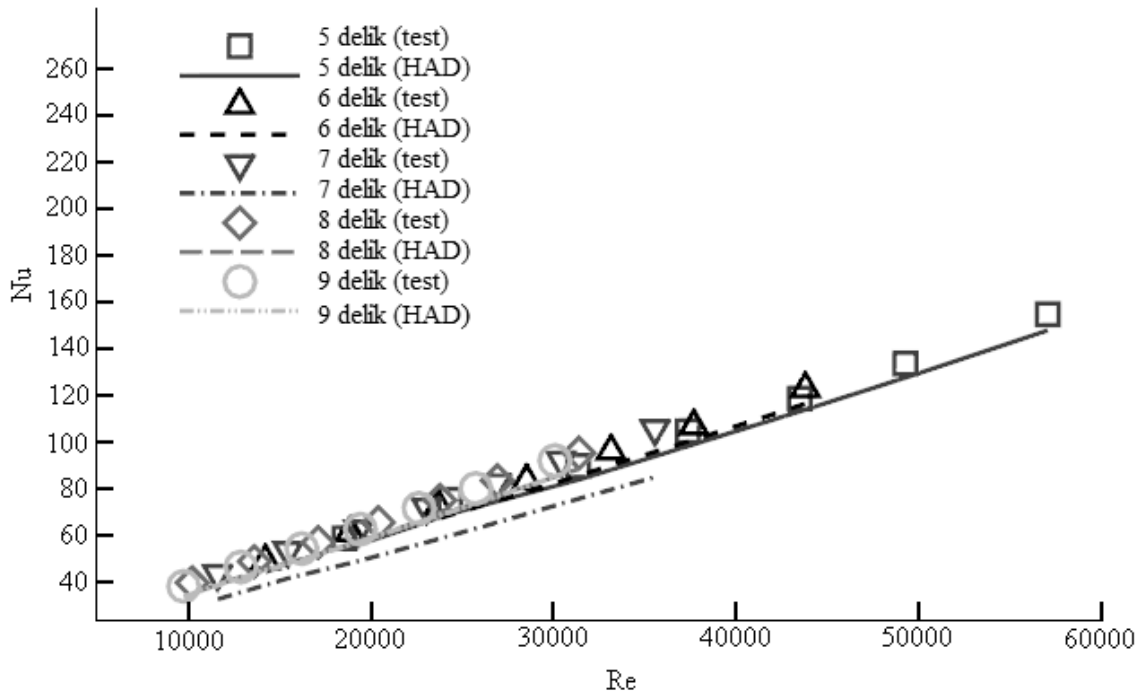
Şekil 2.6 Jetler arasındaki mesafeye göre Nu sayısı değişimi (Goodro, et al., 2007)

Ricklick (2006) de çalışmalarını düz hedef yüzey kullanarak tamamlamış, fakat sıralı dizilmiş tek sıra jetler kullanmıştır. Belirlenen geometrinin hem test düzeneği hem de HAD modelleri hazırlanmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma sırasında test düzeneğinde termal boya ile sıcaklık dağılımı gözlemlenmiştir. Düzenekte yan yüzeyleri ve bir çıkışı kapalı olan bir kanal kullanılmış, sadece jetlerden hava girip açık yüzeyden çıkışı sağlanmıştır. Deneylerde iki farklı Re sayısı (17000-18000 aralığı ve 43000-45000 aralığı), iki farklı jetler arası mesafe (5D, 15D), üç farklı hedef yüzeye olan uzaklık (1D, 3D, 5D) kullanılmıştır. Kanalı oluşturan dört yüzeye de (jetlerin bulunduğu yüzey dahil) ısıtıcı yerleştirilmiş, sabit ısı akısıyla sadece hedef yüzey, hedef yüzey ve yan yüzeyler ve tüm yüzeyler ısıtılarak sonuçlar gözlemlenmiştir. Bunların yanısıra jetlerden geçen hava için de, girişten basınçlı hava veya çıkıştan düşük basınçlı bölge (hava emme) sağlanarak etkileri gözden geçirilmiştir. Hedef yüzeye olan uzaklığın değişmesiyle ısı transfer katsayısının (HTC) değişimini gösteren sonuçlar Şekil 2.7’de gösterilmektedir.



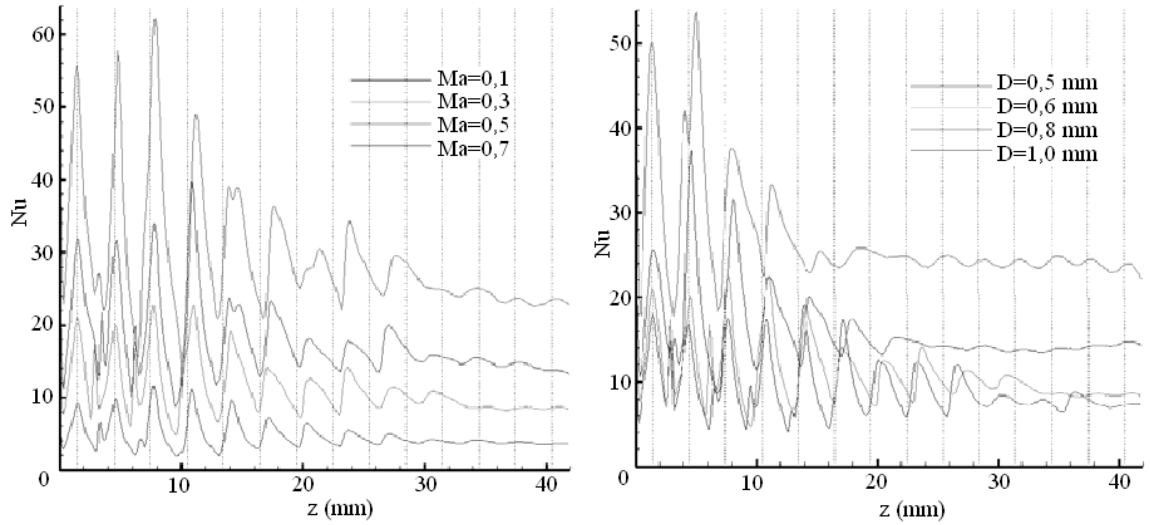
Şekil 2.7 Hedef yüzeye olan uzaklık ile HTC'nin değişimi (Ricklick, 2006)

Diğer taraftan Elebiary (et al., 2011) türbin palelerinin hücum kenarlarındaki (sıcak havayla ilk karşılaşan kısım) soğutmayı simüle edebilmek için konkav hedef yüzeyi belirlemiş ve konkav yüzeye çarpan jetler üzerinde deneyler yapmıştır. Deney düzeneğinde iki kanal kullanılmış ve bu kanallar arasındaki kütle transferi jetlerle gerçekleştirilmiştir. Deney matrisinde sırasıyla 5, 6, 7, 8, 9 delikli modeller kullanılmıştır. Buna ek olarak hedef yüzeyin olduğu kanalda hava çıkış yönü değiştirilerek etkisine bakılmıştır. Kullanılan delik şekli eliptik olarak seçilmiş, delik sayısı azaltılırken akışın girdiği yönden itibaren sırasıyla birden dördüncü deliğe kadar kapatılmıştır. Yapılan deneyler HAD programıyla modellenmiş ve karşılaştırılmıştır. HAD modeliyle deney arasında, %0,3 ile %24,5 arasında sapma olduğu görülmüş, fakat bazı yüksek hata oranına rağmen model ve deney arasında davranış benzerliği gözlemlenmiştir. Bunlara ek olarak karşı akış (cross flow) gözlemlenmiş, kanal boyunca değişimi incelenmiştir. Re sayısının değişimine göre Nu sayısı değişimi hem test hem de HAD sonuçları olarak karşılaştırılmış Şekil 2.8'de gösterilmiştir.



Şekil 2.8 Re sayısı değişimiyle Nu sayısı değişimi (Elebiary, et al., 2011)

Liu (et al., 2010) da konkav yüzeylerde HAD çalışmaları yapmıştır. HAD modeli olarak sıralı dizilmiş tek sıra jetlerin bulunduğu bir kanal kullanmıştır. Çalışmalarda Ma sayısı, jet çapı ve hedef yüzeye olan uzaklığın hedef yüzeydeki HTC'ye etkisi incelenmiştir (Şekil 2.9).



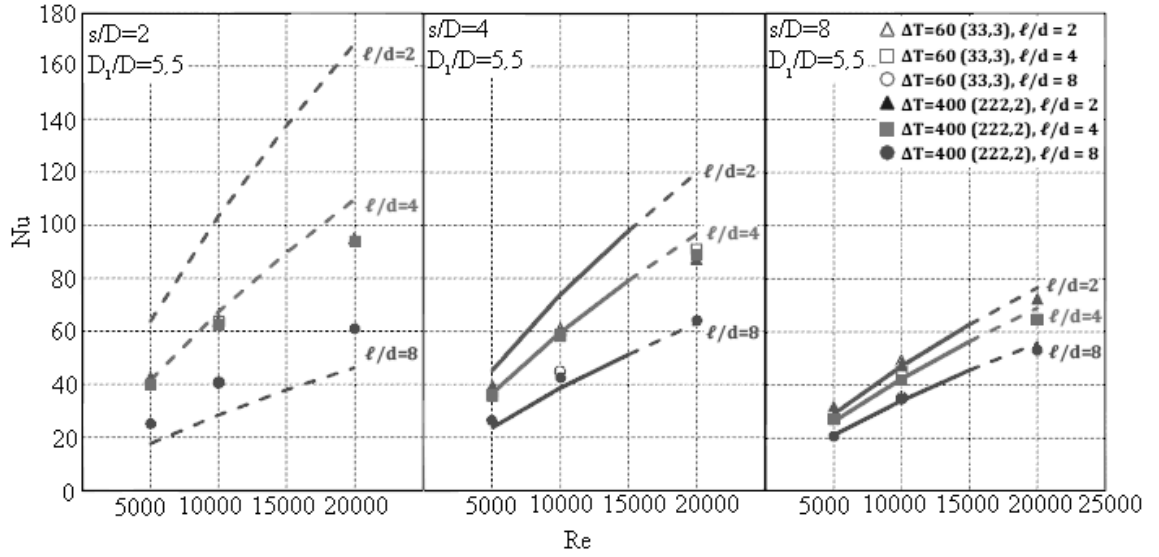
Şekil 2.9 Ma sayısı ve Jet çapının değişimiyle Nu sayısı değişimi (Liu, et al., 2010)

Bunlara ek olarak, kanal içinde meydana gelen ikincil akışın (cross flow) etkileri de incelenmiştir. Buna göre, kanalda ilerledikçe kanal içindeki debinin artmasından dolayı ikincil akış jetleri süpürmeye başlamış, jetlerin hedef yüzeye ulaşmasını engellemiştir. Bu sebeple de hedef yüzeydeki ısı transfer katsayısında düşüş gözlemlenmiştir.

Martin (et al., 2012) ise, daha önce bahsedilen deneylerdeki gibi farklı Re sayılarının, delikler arasındaki mesafenin, jet ile hedef yüzey arasındaki mesafenin yanı sıra yüzey sıcaklığı ile jet sıcaklığı arasındaki farkın da ısı transferi oranına etkisini incelemiştir. Ayrıca, konkav yüzeylere çarpan jetlerin hedef yüzey çapından da etkilendiğini belirten denklem 2.1'i de doğrulamak için deneyler yapmışlardır.

$$Nu = 0,44 \cdot Re_{jet}^{0,7} \left(\frac{d}{s} \right)^{0,8} \exp \left[-0,85 \left(\frac{l}{d} \right) \left(\frac{d}{s} \right) \left(\frac{d}{D} \right)^{0,4} \right] \quad 2.1$$

Konu deneyleri gerçekleştirebilmek için; farklı delikler arası mesafe, delik çapı ve sayısı içeren plakalar kullanılmıştır. Bu plakalar hava üfleyen kanalın ucuna takılarak, konkav şeklindeki yüzeye hava çarptırılmıştır. Deneyler sonucunda elde edilen Nu sayısı değerleri ve Nu sayısının parametrelere göre değişimi Şekil 2.10'da gösterilmektedir.



Şekil 2.10 Re sayısı, s ve l değişimine göre Nu sayısı değişimi (Martin, et al., 2012)

Ayrıca Martin (1977) sıralı jet dizileri için Nu sayısını hesaplamak amacıyla denklem 2.2'yi elde etmiştir.

$$Nu = Pr^{0,42} \cdot K \cdot \sqrt{a} \cdot \frac{1 - 2,2a}{1 + (z/d - 6) \cdot \sqrt{a}} \cdot Re^{2/3} \quad 2.2$$

$$K = \left[1 + \left(\frac{z/d}{0,6/\sqrt{a}} \right)^6 \right]^{-0,05} \quad 2.3$$

$$a = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d}{y_n} \right)^2 \quad \text{Düz sıralı jetler için} \quad 2.4$$

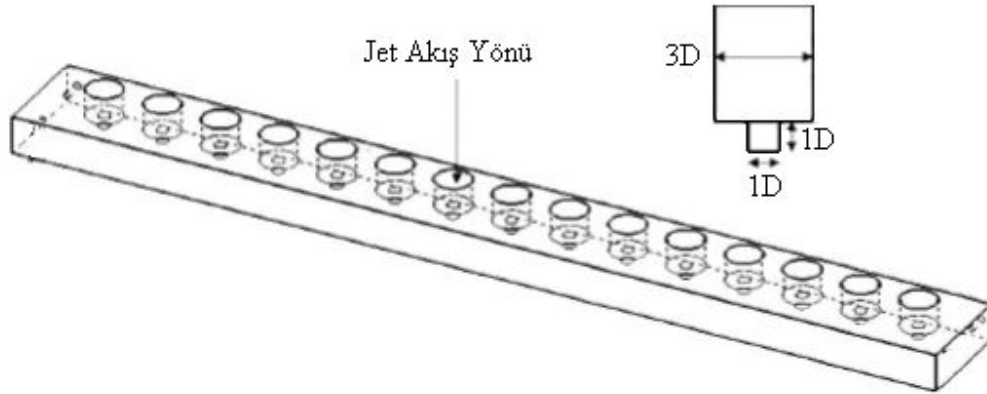
$$a = \frac{\pi}{2 \cdot \sqrt{3}} \cdot \left(\frac{d}{y_n} \right)^2 \quad \text{Kaydırılmış sıralı jetler için} \quad 2.5$$

3. METODOLOJİ ve YÖNTEM

Bu bölümde, gerçekleştirilecek çalışmanın doğru sonuç vermesi için izlenecek yöntem ve uygulanacak metodlar anlatılacaktır. Bu amaçla öncelikle literatürde sonuçlarına erişilebilen amaca uygun olarak belirlenmiş test düzeneği anlatılacak, daha sonra da HAD hesaplarında kullanılacak hesaplama şekilleri anlatılacaktır.

3.1. Doğrulama Test Düzeneği

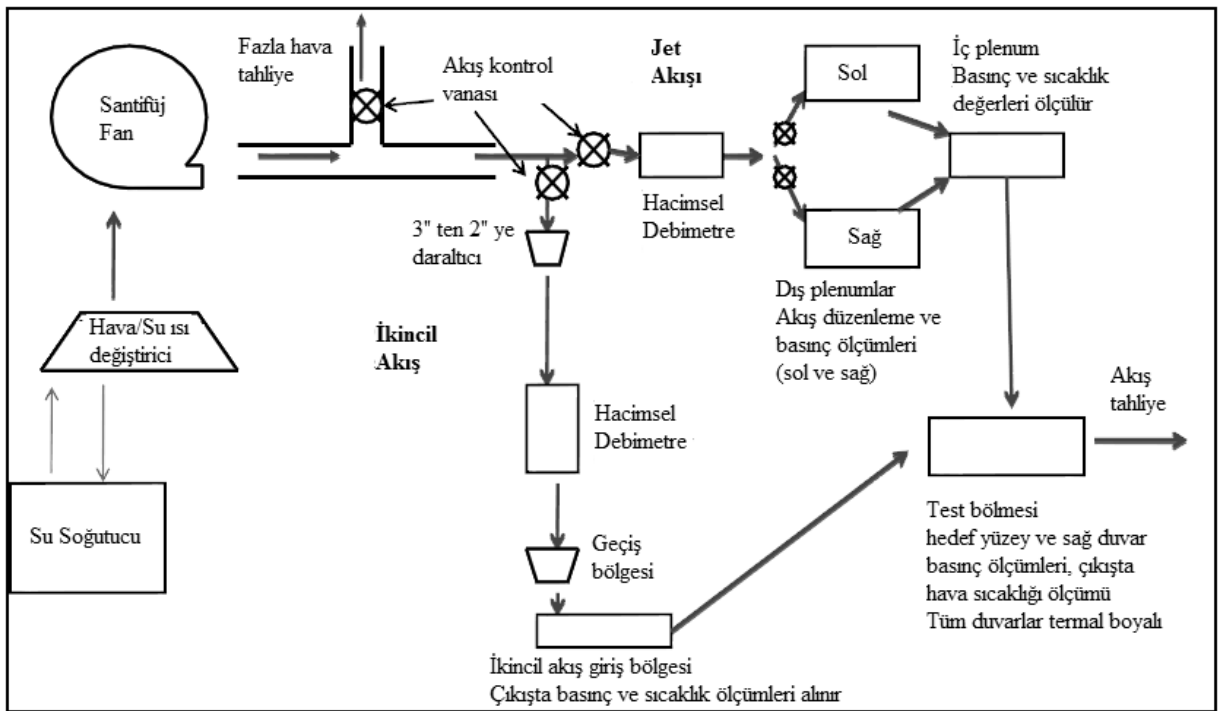
Ricklick (2006) tek sıra dizili bir jet grubunun karakteristik özelliklerini belirleyebilmek amacıyla bir test düzeneği kurmuş ve çeşitli akış ve ısı transfer testleri gerçekleştirilmiştir. Bu düzeneğin geometrik özellikleri türbin palesinde uygulanabilecek şartlarda seçilmiş ve test amaçlı ölçekli olarak büyütülmüştür. Kullanılan jet plakası Şekil 3.1’de görülmektedir.



Şekil 3.1 Testte kullanılan jet plakası (Ricklick, 2006)

Bu geometride jetin çapı kadar jet yüksekliği kullanılmış, fakat literatürde çokça uygulanan şekilde jet girişinde neredeyse düz hız profili yakalayabilmek için çapın üç katı kadar havşa açılmıştır. Delikler arasındaki mesafe jet çapının beş katı, kanalın genişliği dört katı olarak

oluşturulmuştur. Ek olarak, kanalın yüksekliği ise jet çapının bir, üç ve beş katı olacak şekilde ayarlanabilir yapılmıştır. Ayrıca her üç delikten ikisi kapatılarak aralarında 15D mesafe olan beş delikli ikinci bir kanal oluşturulmuştur. Prizmatik kanalın başındaki kapalı olan yüzey hariç diğer dört yüzeye ise ısıtıcılar yerleştirilmiştir. Hazırlanan test bölümü Şekil 3.2’de akış şeması gösterilen düzeneğe yerleştirilmiştir.



Şekil 3.2 Test düzeneği akış şeması (Ricklick, 2006)

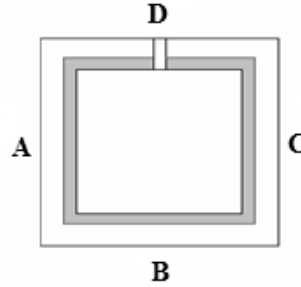
Akış şemasına göre; fanın üflediği havayı 30 °C’de tutabilmek için ısı değiştirici kullanılmıştır. Jet akışı kontrol ve ölçüm istasyonlarından geçtikten sonra ortalama jet Re sayısı hesaplanmıştır. Daha sonra akış ikiye ayrılmış ve yan plenumlarda durgunlaştırılıp düzeltilmiştir. En sonunda merkez plenum’a giren hava jetlerden kanala iletilmiştir. Üretilen test düzeneği Şekil 3.3’de verilmiştir. Testler Çizelge 3.1’deki matrise göre gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.3 Üretilen test düzeneği (Ricklick, 2006)

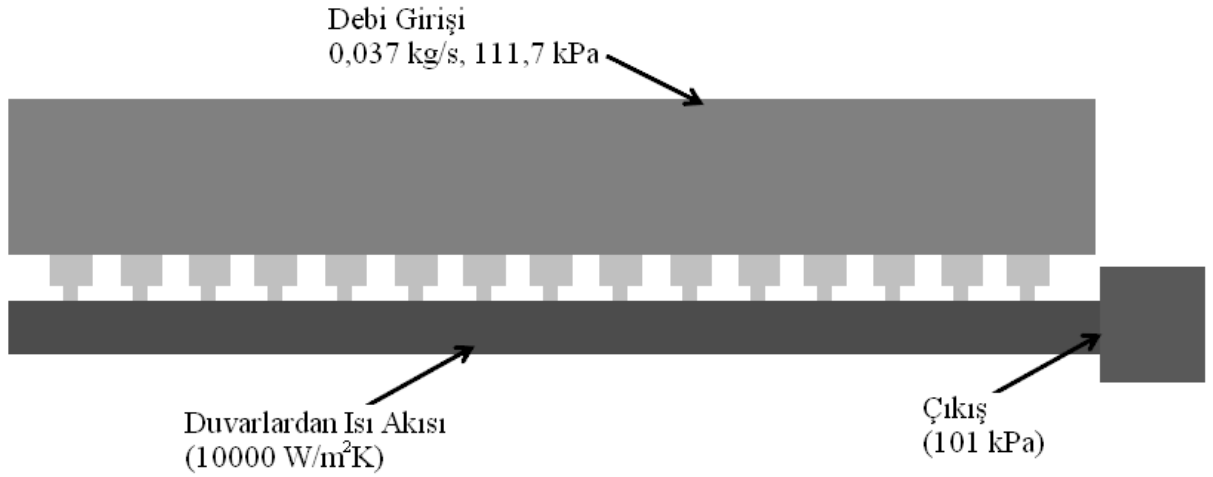
Çizelge 3.1 Test matrisi (Ricklick, 2006)

Test No	Ort. Re Sayısı	X/D	Y/D	Z/D	Delik Sayısı	Isıtılan Yüzeyler (Şekil 3.4)
5.4.1Ai	17000	5	4	1	15	A, B, C, D
5.4.1Aii						A, B, C
5.4.1Aiii						B
5.4.3Ai	18000	5	4	3	15	A, B, C, D
5.4.3Bi	45000	5	4	3	15	A, B, C, D
5.4.3Bii						A, B, C
5.4.3Biii						B
5.4.5Bi	43000	5	4	5	15	A, B, C, D
5.4.5Bii						A, B, C
5.4.5Biii						B



Şekil 3.4 Isıtılan yüzeylerin kodları (Ricklick, 2006)

Doğrulama amaçlı kullanılacak testlerdeki sınır şartları şematik olarak Şekil 3.5’de gösterilmiştir.



Şekil 3.5 Sınır şartları şeması (Ricklick, 2006)

3.2. HAD Yöntemleri

Akışlarda türbülansın etkisini inceleyebilmek amacıyla detaylı nümerik araştırmalar yapılmaktadır. Bunun için üç temel yöntem kullanılmaktadır, sırasıyla; ortalama Reynolds sayılı Navier-Stokes (RANS) denklemleri, Büyük Eddy Simülasyonu (Large Eddy

Simulation, LES) ve doğrudan nümerik hesaplama (DNS) yöntemleridir. LES ve DNS yöntemlerinde düzensiz Navier-Stokes denklemleri çözüldüğünden zaman ve bilgisayar kaynakları açısından çok masraflıdır. Bu yüzden akış uygulamalarında genel olarak RANS yöntemi kullanılır. En bilinen RANS türbülans modelleri ise k-ε, k-ω ve Reynolds stres modelleridir. Bu modellerde farklı sayıda taşınım denklemleri çözülerek sonuç elde edilir. Karışım uzunluğu modeli sıfır adet, Spalart-Almaras modeli bir adet, k-ε, k-ω ve cebirsel stres modelleri ikişer adet, Reynolds stres modeli ise yedi adet taşınım denklemi çözer (Versteeg and Malalasekera, 2007).

k-ε modelinin jet çarpma problemlerinde zayıf sonuçlar verdiği konusunda yaygın fikir olsa da çok fazla örneğe / uygulamaya sahip olması ve daha iyi modellerle karşılaştırma yapılabilmesi sebebiyle sıklıkla kullanılmaktadır. Bunun bir diğer sebebi de uygulama zamanının diğerlerine oranla oldukça düşük olmasıdır. Model, yüksek Re sayılı (tamamen türbülansa geçmiş akış) akış davranışları üzerine kurulmuştur ve hız değişimlerinin direk fonksiyonu olan Reynolds stres değerlerini hesaplamak için Boussinesq hipotezini kullanır. Bağımsız olarak türbülans enerji (k) ve türbülans yıkım / dağılım oranını (ε) izler. Diğer RANS modelleri gibi denklemleri tamamen yakınsatmak amacıyla deneylerden elde edilmiş sabitlere ihtiyaç duyar. Duvar yakınındaki hız profillerini doğru tahmin edebilmek amacıyla duvar fonksiyonları kullanır (Zuckerman and Lior, 2006). k ve ε denklem 3.1 ve denklem 3.2 olmak üzere iki taşınım denkleminde hesaplanır.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad 3.1$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad 3.2$$

Denklemlerde; G_k ortalama hız değişimlerinden dolayı oluşan türbülans kinetik enerji üretimidir, G_b kaldırma kuvvetinden dolayı üretilen türbülans kinetik enerjidir, Y_M sıkıştırılabilir türbülans içindeki salınım yapan genleşmenin toplam dağılım oranına katkısıdır, $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, $C_{3\varepsilon}$ sabit sayılardır, σ_k ve σ_ε k ve ε için türbülans Pr sayılarıdır ve S_k ve S_ε ise kaynak terimleridir.

Realizable k- ε modeli ise standart k- ε modelinden iki temel şeyle ayrılır. Birincisi, bu model türbülans viskozitesi için alternatif formüller içermektedir. İkincisi ise, vortisite salınımlarının taşınım denkleminde elde edilen değiştirilmiş taşınım denklemiyle dağılım oranını (ε) bulmasıdır. Model, Reynolds stres değerleri için kesin matematiksel sınırlar içinde kaldığından ve türbülanslı akışın fiziğiyle uyumlu olduğundan “realizable” olarak adlandırılmıştır. Bu model jet akış hesaplamalarında sıklıkla kullanılmaktadır (Ansys Fluent Theory Guide, 2010).

k- ω modeli türbülans yoğunluğu (k) ve birim türbülans kinetik enerjisi başına dağılım oranı (ω) için çözüm yapar. ω , hız bölgesinden direk hesaplanmak yerine deneysel olarak elde edilmiş korunum denklemlerini kullanarak hesaplanır. Daha sonra ise k ve ω 'nın fonksiyonu olarak türbülans viskozitesi bulunur (denklem 3.3, denklem 3.4) (Zuckerman and Lior, 2006).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - Y_k + S_k \quad 3.3$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \quad 3.4$$

Denklemlerde; G_k ortalama hız değişimlerinden dolayı oluşan türbülans kinetik enerji üretimidir, G_ω ω üretimidir, Γ_k ve Γ_ω k ve ω 'nın efektif yayılma gücüdür, Y_k ve Y_ω k ve ω 'nın türbülansdan dolayı dağılmasıdır ve S_k ve S_ω ise kaynak terimleridir.

Cebirsel stres modeli (Algebraic stres model) basit akış problemlerinin çözümünde hesaplama zamanı ve işlemci açısından az kaynak harcar. Duvara yakın bölgelerde düşük ağ yapısı çözünürlüğü (büyük eleman boyutu) ile hesaplama verimliliği sağlar. Ayrılmış diferansiyel taşınım denklemleri yerine daha az hesaplamayla cebirsel denklemler çözer. Çünkü türbülans hız salınımı değişiminin ortalama hız değişiminden daha yavaş olduğu durumlarda Reynolds stres değerleri baskın ortalama hızın zamana ve konuma göre türevlerinin cebirsel fonksiyonu olarak alınabilir. Bu yöntem genelde kanal akış ya da serbest jetler gibi basit akışları hesaplamada kullanılmaktadır. Fakat, jet çarpma probleminde duvar boyunca sınır tabakası dengede olmadığından bu yöntem basit bir yaklaşım olarak kalmaktadır (Zuckerman and Lior, 2006).

Sonuç olarak zaman ve çözücü işlemci bakımından çok fazla kaynağa ihtiyaç duymayan HAD yöntemlerinin jet çarpma problemine özel karşılaştırılması Çizelge 3.2’de gösterilmiştir.

Çizelge 3.2 Jet çarpma problemine özel türbülans modelleri karşılaştırması
(Zuckerman and Lior, 2006)

Türbülans modeli	Zaman İhtiyacı	HTC hesaplama performansı
k- ϵ	Düşük ♦ ♦ ♦ ♦	Zayıf: %15-60 hata ♦
k- ω	Düşük-Orta ♦ ♦ ♦ ♦	Zayıf-Makul: %10-30 hata ♦ ♦
Realizable k- ϵ	Düşük ♦ ♦ ♦ ♦	Zayıf-Makul: %15-30 hata ♦ ♦
Cebirsel stres modeli	Düşük ♦ ♦ ♦ ♦	Zayıf-Makul: %10-30 hata ♦ ♦

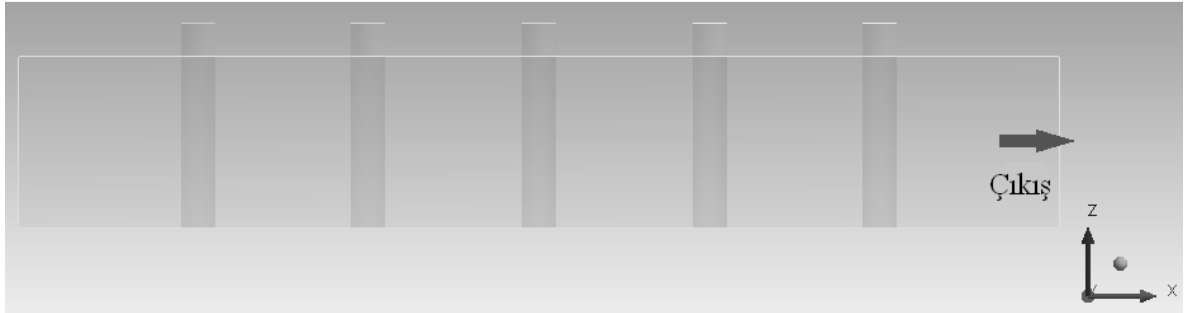
LES ve DNS modelleri çok başarılı sonuçlar sağlasa da zaman ve hesaplama aracı olarak bir hayli masraflıdır.

4. DOĞRULAMA ÇALIŞMASI

Bu bölümde, Bölüm 3.1’de verilen doğrulama modelini esas alarak oluşturulan HAD modeli ve doğrulama çalışması anlatılacaktır. Buna ek olarak, hesaplamalarda kullanılan ağ yapısının sonuca etkisini araştırmak amacıyla yapılan ağ’a bağlılık çalışması açıklanacaktır.

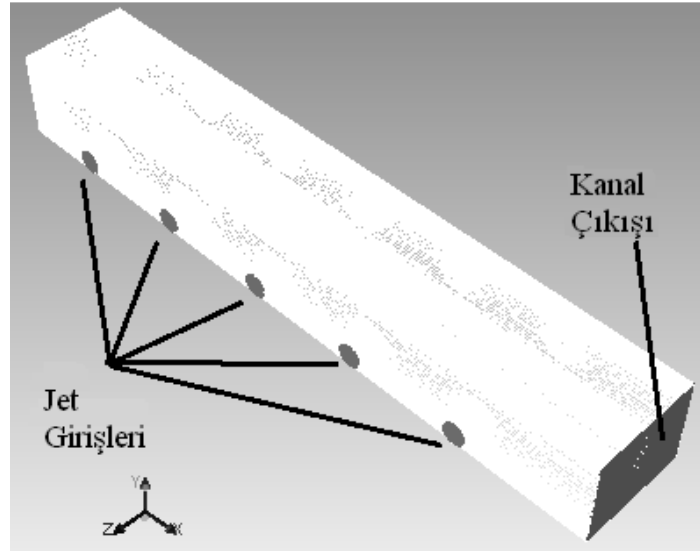
4.1. Doğrulama HAD Modeli

Jet çarpma sisteminin HAD modelini hazırlarken kullanılan sonlu hacimler programının ne ölçüde doğru sonuçlar verdiğini görebilmek amacıyla literatürde detayları bulunan bir test düzeneğinin HAD modeli hazırlanmıştır. HAD hesaplamaları sonucunda elde edilen veriler ise test sonucunda elde edilen verilerle karşılaştırılarak hata oranı belirlenmiştir. Bu amaçla Ricklick (2006)’in çalışmasında kullandığı test düzeneği modellenmiştir. Modelleme sırasında beş delikli bir ucu kapalı bir kanal geometrisi oluşturulmuştur (Şekil 4.1). Bu geometride Çizelge 3.1’den görülen 5.4.5Bi şartları uygulanmıştır. Buna göre kanalın yüksekliği ve jetler arasındaki uzaklık jet çapının beş katıdır.



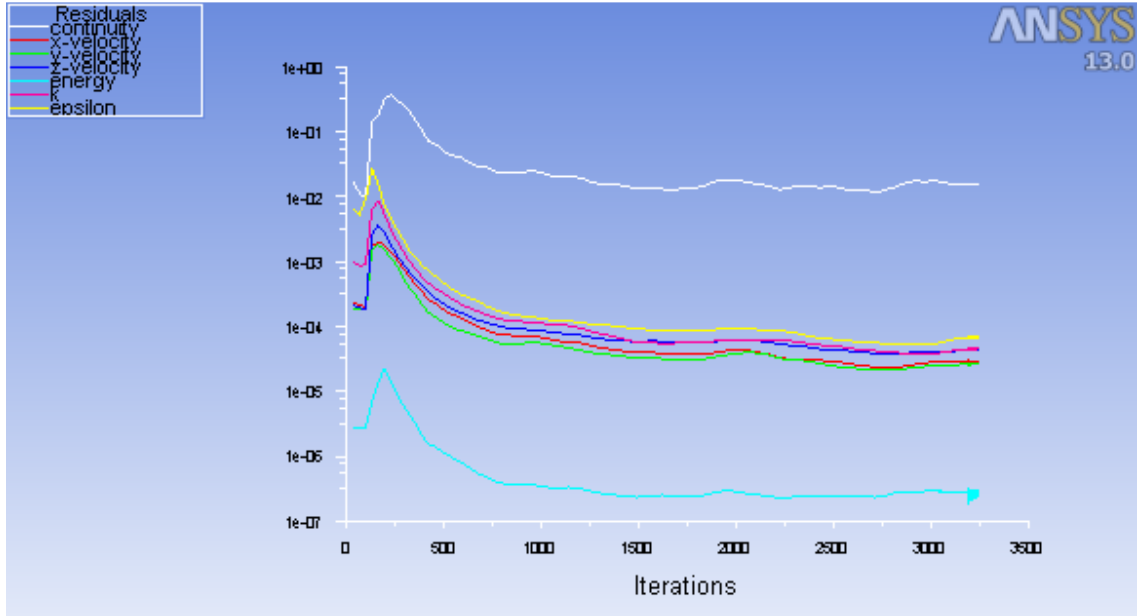
Şekil 4.1 Doğrulama HAD geometrisi

Şekil 4.1’de görüldüğü gibi jetlerin giriş yaptığı yüzey doğrudan kanala açılmamaktadır. Jet giriş yüzeyi hız profilinin gelişmesi, ve doğrulama modeline uyumlu olması için jet çapı kadar uzağa tanımlanmıştır. Şekil 4.2’de gösterilen kanal girişleri ve çıkışına sınır şartları tanımlanmıştır.



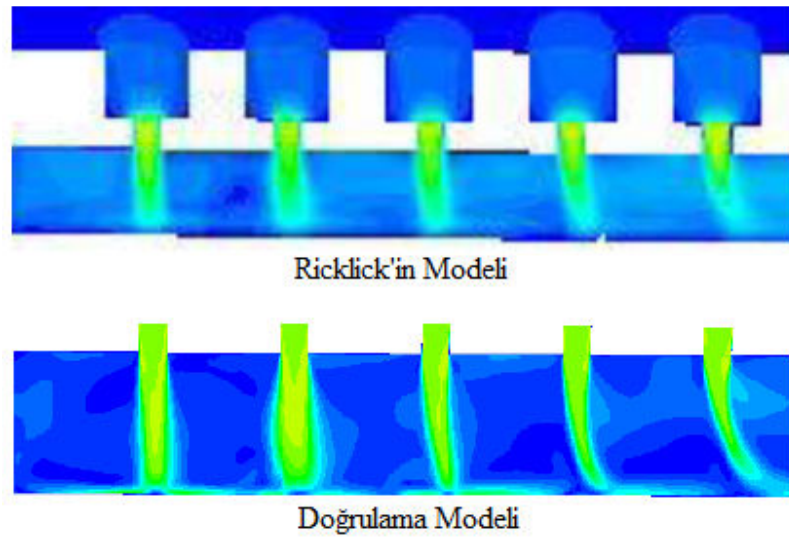
Şekil 4.2 Kanal giriş ve çıkışları (Fluent)

Jet girişlerine 300 K sıcaklığında kütle girişi (mass-flow-inlet) tanımlanmıştır. Her deliğin debisi doğrulama modelinde kullanılan 0,037 kg/s debinin onbeşte biridir. 111,7 kPa basınç tanımlanmış, türbülans yoğunluğu ve hidrolik çap verilmiştir. Buna göre girişlerde türbülans yoğunluğu %5 olarak çözüm alınmıştır. Kanal çıkışında ise basınç çıkış (pressure-outlet) tanımlanmış, testlerin yapıldığı laboratuvar ortamının basıncı olan 101 kPa verilmiştir. Türbülans ise girişlerdeki gibi yine yoğunluk ve hidrolik çap ile tanımlanmıştır. Çıkış türbülans yoğunluğu %2 olarak belirlenmiştir. Kütle giriş-çıkışı olmayan duvarlardan kanal yüzeylerine ise sabit duvar tanımında 10000 W/m^2 ısı akısı tanımlanmıştır. Test matrisindeki gibi dört yüzeyde aynı ısı akısıyla ısıtılmıştır. Çözümlerde realizable k- ϵ modeli gelişmiş duvar yaklaşımıyla (enhanced wall treatment) kullanılmıştır. Bu yaklaşımın başarılı olması için ise sınır tabakasına daha sık ağ yapısı oluşturulmuştur. Çünkü duvar yakınındaki ağ yapısı yeterince iyi ise viskoz tabaka iyi çözümlenebilmektedir (Ansys Fluent Theory Guide, 2010). Çözme sırasında ise başlangıçta tüm çözüm metodları birinci derece seçilmiş, yakınsama göstergelerinin (residual) sabit değerler almaya başladığı iterasyonlardan sonra ise tamamen ikinci derece olarak değiştirilmiştir. Bu değişim Şekil 4.3’de görülmektedir.



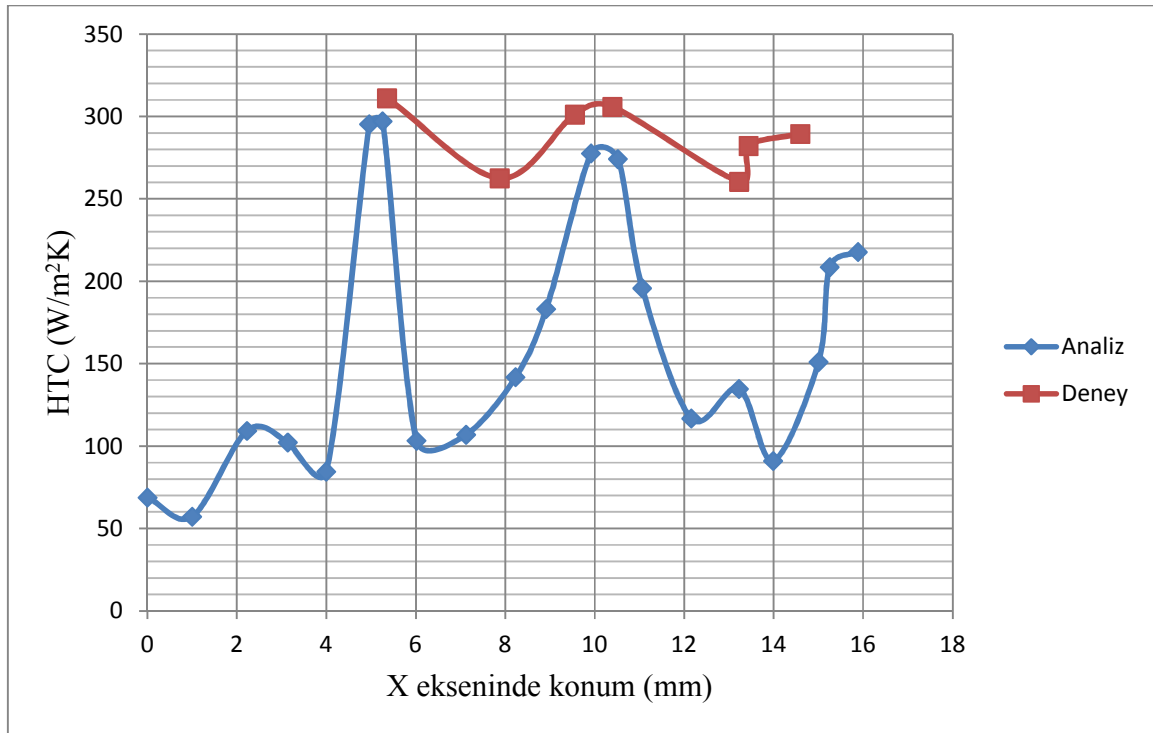
Şekil 4.3 Doğrulama analizi yakınsama göstergeleri

Analizden elde edilen sonuçlar ile test sonuçları karşılaştırılmıştır. Şekil 4.4'te kanal simetri düzlemindeki hız büyüklüğü dağılımı karşılaştırması görülmektedir.



Şekil 4.4 Hız Büyüklüğü Dağılımı Karşılaştırması (Ricklick, 2006)

Akışkanın jet hareketi ve hız büyüklüğü dağılımı doğrulama modeliyle benzer özellikler göstermektedir. Birinci jetten sonra hedef yüzeyde olan sapma görülmektedir. Daha sonra hedef yüzeydeki ısı transfer katsayısı değerleri karşılaştırılmış, jet merkezlerindeki maksimum değerlerin doğru tahmin edilmesine rağmen, komşu jet akışlarının kesiştiği bölgelerde yeteri kadar doğru değer bulunamamıştır (Şekil 4.5). Kesişme bölgelerindeki değerleri yakalayamamanın bir sebebi de ikincil akış (cross flow) olabilir. Çünkü analiz modelinde beş delik kullanıldığından kanal içindeki ikincil akışın debisi, deneyde kullanılan onbeş delikli modele göre daha düşüktür. Buna göre hedef yüzeydeki ısı transfer katsayısı değerlerinin hangi mertebede olacağı konusunda bilgi almak amacıyla analizler tamamlanabilir.



Şekil 4.5 Hedef yüzeyde ısı transfer katsayısı karşılaştırması (doğrulama)

4.2. Ağ Yapısına Bağlılık Çalışması

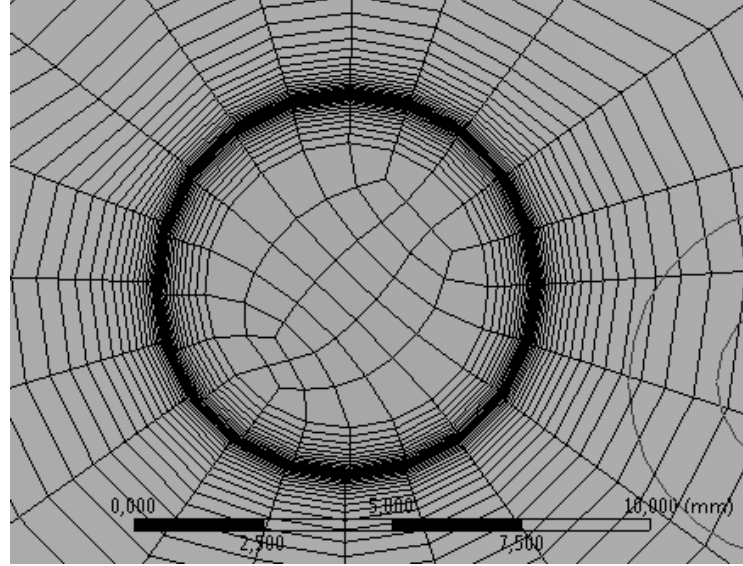
Ricklick'e (2006) göre ısı transferi çözümlerinde $y^+ \approx 1$ olması gerekmektedir. Çünkü y^+ değeri viskoz tabakanın duvardan başlayarak kaç eleman geçtiğinin göstergesidir. Eğer $y^+ = 1$ ise bu tabaka bir hücre kalınlığındadır (Ansys Fluent Theory Guide, 2010). Ayrıca genelde endüstriyel uygulamalarda Re sayısı 10000 ve daha fazla olduğundan durma noktasındaki sınır tabakası kalınlığı jet çapının %1'i kadardır (Martin, 1977). Bu sebeplerden dolayı farklı ağ yapıları oluşturulup analiz edilerek en iyi y^+ değerine hangi ağ özellikleriyle ulaşıldığı tespit edilmiştir. Ağ yapıları karşılaştırması Çizelge 4.1'de verilmektedir.

Çizelge 4.1 Ağ yapısının y^+ değerlerine etkisi

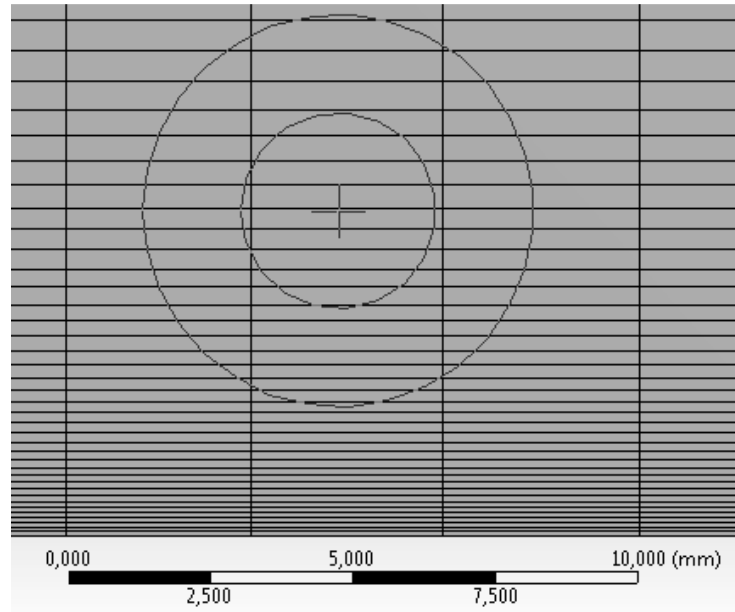
Ağ No	Özellik	Eleman sayısı	İlk eleman boyu	y^+ değeri
1	STA, KTA var, yoğun	911898	0,015 (D/500)	1,2
2	STA, KTA var	784400	0,075 (D/100)	9,7
3	STA var	348680	0,075 (D/100)	9,0
4	Yoğun	668680	0,375 (D/20)	68
5	Kaba	70310	0,750 (D/10)	75

Kesme tabakası ağ yapısı ve sınır tabakası ağ yapısı sırasıyla Şekil 4.6 ve Şekil 4.7'de görülebilir. Bu sonuçlara göre, Ağ No 2 ve 3 arasında karşılaştırma yapılırsa birinde diğerinden iki katı fazla eleman olmasına rağmen ilk eleman boyutları aynı olduğundan y^+ değerleri de birbirine yakın hesaplanmıştır. Ek olarak, Ağ No 3 ile 4 arasında yapılan karşılaştırmada da daha fazla elemana sahip fakat ilk eleman boyutu büyük olan modelin y^+ değeri çok yüksek hesaplanmıştır, neredeyse Ağ No 5'deki gibi hesaplanan y^+ değeri 668680 eleman ile 70310 eleman kullanılarak hesaplanan sonuçların aynı ölçüde yanlış

çıkıldığını göstermiştir. Sonuç olarak yapılan çalışmaya göre; çözümlerde STA olan, KTA uygulanmayan yoğun ağ yapısı kullanılmaya karar verilmiştir.



Şekil 4.6 Kesme tabakası ağ yapısı



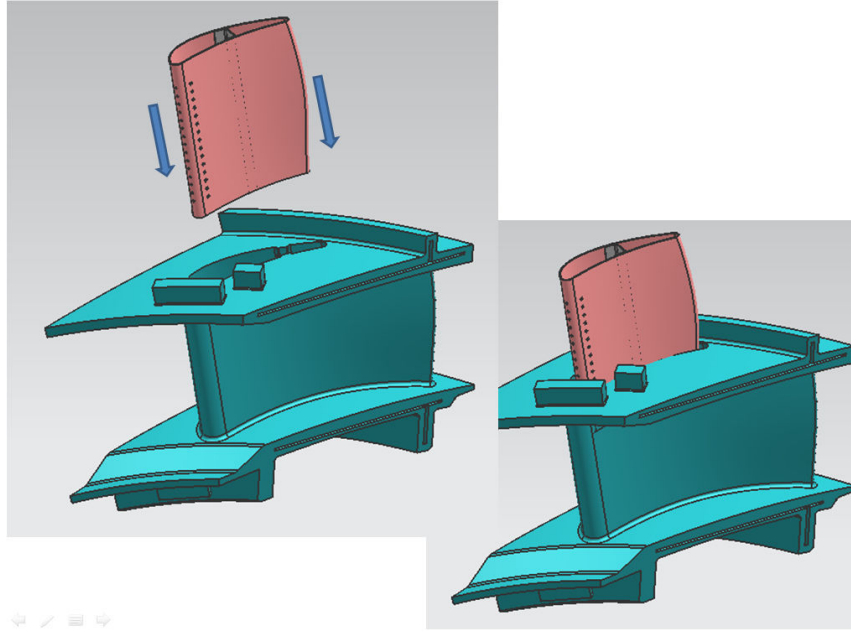
Şekil 4.7 Sınır tabakası ağ yapısı

5. PARAMETRİK ÇALIŞMA

Bu bölümde çalışmanın amacı anlatılıp problem tanıtılacaktır. Daha sonra hem sonlu hacimler hem de sonlu elemanlar programlarıyla yapılan jet çarpma ile soğutma analizleri incelenecektir.

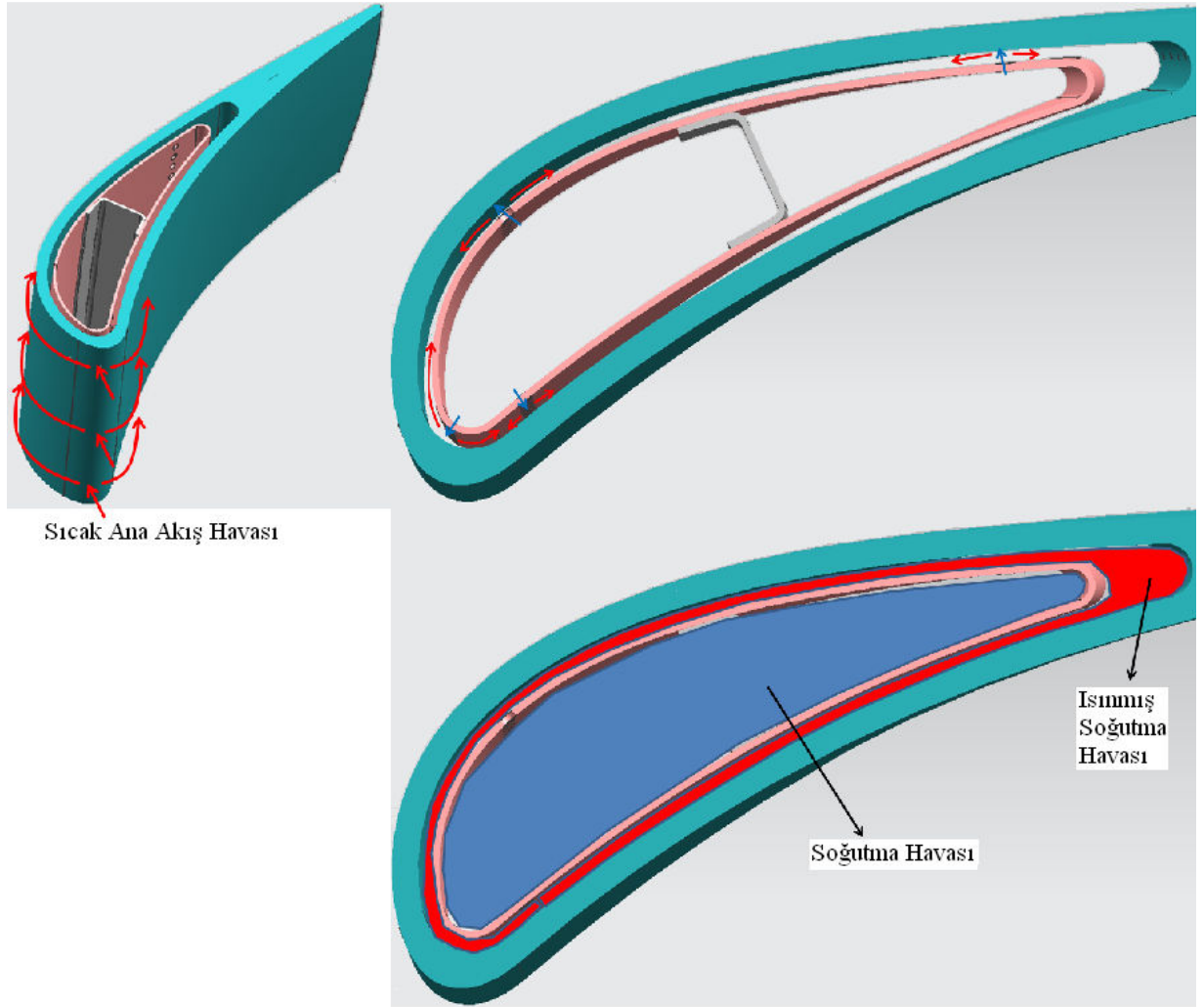
5.1. Problem Tanımı

Gaz türbin motorlarda uygulanmak üzere gerçekleştirilen bu çalışmada jet çarpma sisteminin karakteristik parametreleri değiştirilmiş, en iyi sonuç veren parametre grubu belirlenmeye çalışılmıştır. Kanatçıklar gaz türbin motorda yanma odasından sonra yer aldığından, yanma sonucu ortaya çıkan sıcak gazlar doğrudan kanatçık yüzeylerine temas etmektedir. Bu sebeple kanatçıkların içine döküm sırasında soğutma kanalları açılmaktadır. Jet çarpma sistemini uygulayabilmek için ise bu soğutma kanalının içine kanal ile belli bir boşluk oluşturacak şekilde ikinci bir soğutma kanalı yerleştirilir (Şekil 5.1).



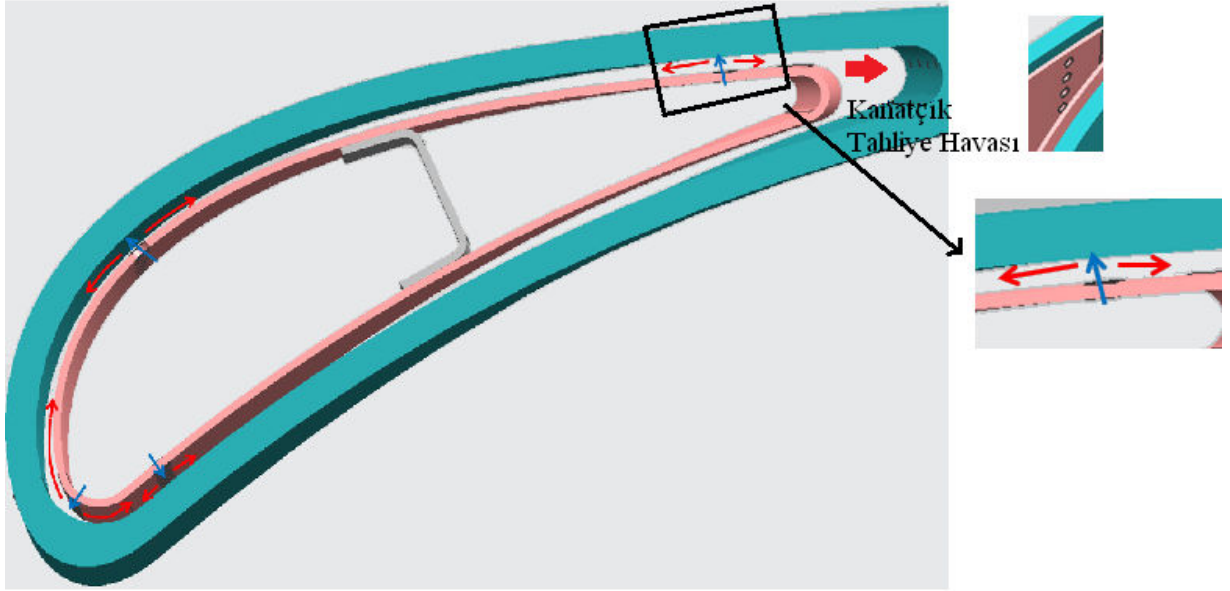
Şekil 5.1 Kanatçık içine yerleştirilen jet çarpma plakası

Bu soğutma kanalı sac malzemedan imal edilmiştir ve üstünde sıralanmış jet soğutma delikleri bulunmaktadır. Kanatçık ve kanatçık içindeki hava akışları Şekil 5.2’de şematik olarak verilmiştir.



Şekil 5.2 Şematik olarak kanatçık'taki hava akışları

Çalışmalarda kullanılacak model olarak şekillerde görülen kanatçığın emme tarafını soğutan jet sırası seçilmiştir (Şekil 5.3).



Şekil 5.3 Çalışılan jet sırası

Bu jet sırası için oluşturulacak kanal geometrisinde jet çarpma plakası ile kanatçık iç kanal yüzeyi arasındaki mesafe kanal yüksekliğidir (z). Kanalın yan yüzeyleri açıktır ve jetler hedef yüzeye çarptıktan sonra iki tarafa da sıçramaktadır. Jetlerden çıkan tüm hava kanatçık firar kenarından tahliye edildiğinden, kanalın kök ve uç (alt ve üst) uçları ise kapalı olarak tasarlanmıştır. Bu geometride kullanılacak önemli sınır şartları aşağıda verilmiştir.

- Kanatçık yüzey metal sıcaklığı: 1250 K
- Kanatçık kök ve uç metal sıcaklığı: 750 K
- Soğutucu akışkan sıcaklığı: 500 K
- Bir sıra jet çarpma soğutma sistemi için kütle debisi: 0,000693 kg/s
- Bir jet sırasındaki delik sayısı: 7
- Jet çapı: 0,5 mm
- Ana akış basıncı: 800 kPa
- Soğutma havası basıncı: 400 kPa

5.2. Parametrik HAD Modeli

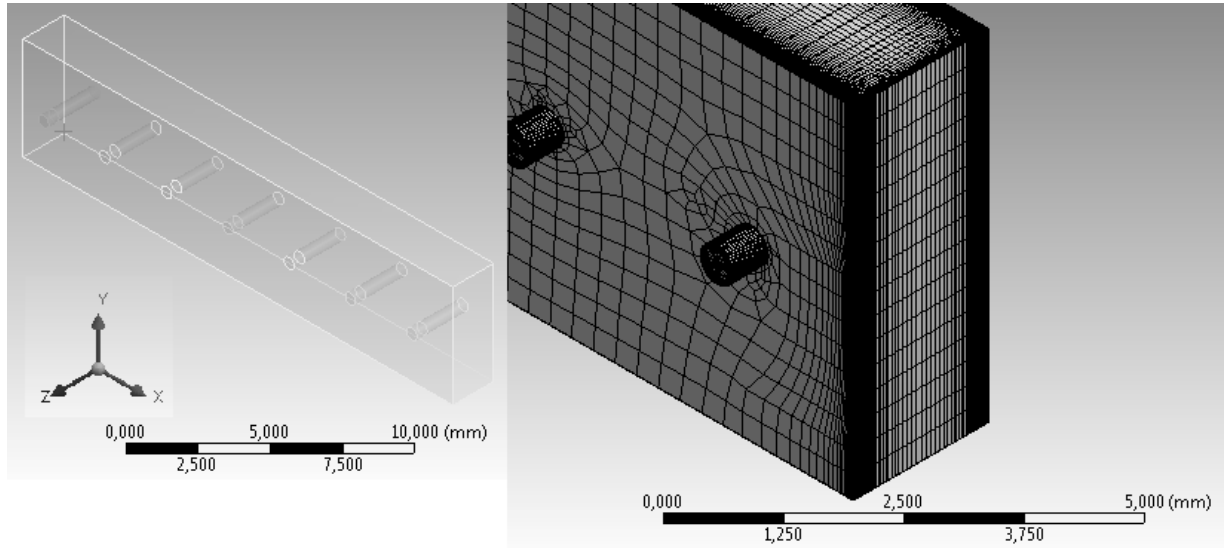
Bölüm 5.1’de belirlenen geometri ve sınır şartlarına göre, ticari olarak erişilebilen Ansys Fluent kullanılarak HAD modeli hazırlanmıştır. Bu model hazırlanırken daha önce doğrulama aşamasında güvenilirliği test edilen yöntemler kullanılmıştır. HAD hesaplamalarında değiştirilerek kullanılacak parametreler belirlenmiş, jetler arası mesafe (x), kanal yüksekliği yani jet düzlemi ile hedef yüzey arasındaki z mesafesi ve Re sayısı olarak karar verilmiştir. Bu parametrelerin hangi sırayla değiştirileceği ve toplamda kaç farklı model hazırlanacağını belirlemek için analiz matrisi hazırlanmıştır (Çizelge 5.1). Matriste üç farklı Re sayısı kullanılmıştır (4000, 5000, 10000). Re sayıları maksimum jet hızını yani Ma sayısını sınırlamak amacıyla düşük tutulmuştur. Çünkü fiziksel özellikler sabit kabul edildiğinden, sabit jet çapı kullanılarak sadece kütle debisi değişikliği Re sayısını değiştirebilmektedir. Sistemin vereceği cevapların tahmin edilebilirliği ve analiz kolaylığı sağlaması amacıyla maksimum Ma sayısı 0,4 civarında belirlenmiştir. Bu bölgede akışkanın sıkıştırılmaz olduğu kabul edilmektedir. Ek olarak, 21 mm’lik sabit kanal boyunda 7 adet kullanılmıştır. Kanal yüksekliği 2D, 3D, 4D ve jetler arası mesafe 4D, 5D, 6D olmak üzere her iki parametrede de üç farklı değer kullanılmıştır. Kanal yüksekliği azaldıkça jetlerin konumları değişmemekte; fakat jetler arası mesafe küçüldükçe merkez jet’in konumu sabit kalarak, jetler kanal orta bölgesinde dizilmektedir yani kenarlardan uzaklaşmaktadır.

Çizelge 5.1 Parametrik analiz matrisi

Analiz No	X/D	Z/D	Re sayısı	Jet kütle debisi (kg/s)(10 ⁻⁵)
1	4	2	4000	4,0
2			5000	5,1
3			10000	9,9
4		3	4000	4,0
5			5000	5,1
6			10000	9,9
7		4	4000	4,0
8			5000	5,1
9			10000	9,9
10	5	2	4000	4,0
11			5000	5,1
12			10000	9,9
13		3	4000	4,0
14			5000	5,1
15			10000	9,9
16		4	4000	4,0
17			5000	5,1
18			10000	9,9
19	6	2	4000	4,0
20			5000	5,1
21			10000	9,9
22		3	4000	4,0
23			5000	5,1
24			10000	9,9
25		4	4000	4,0
26			5000	5,1
27			10000	9,9

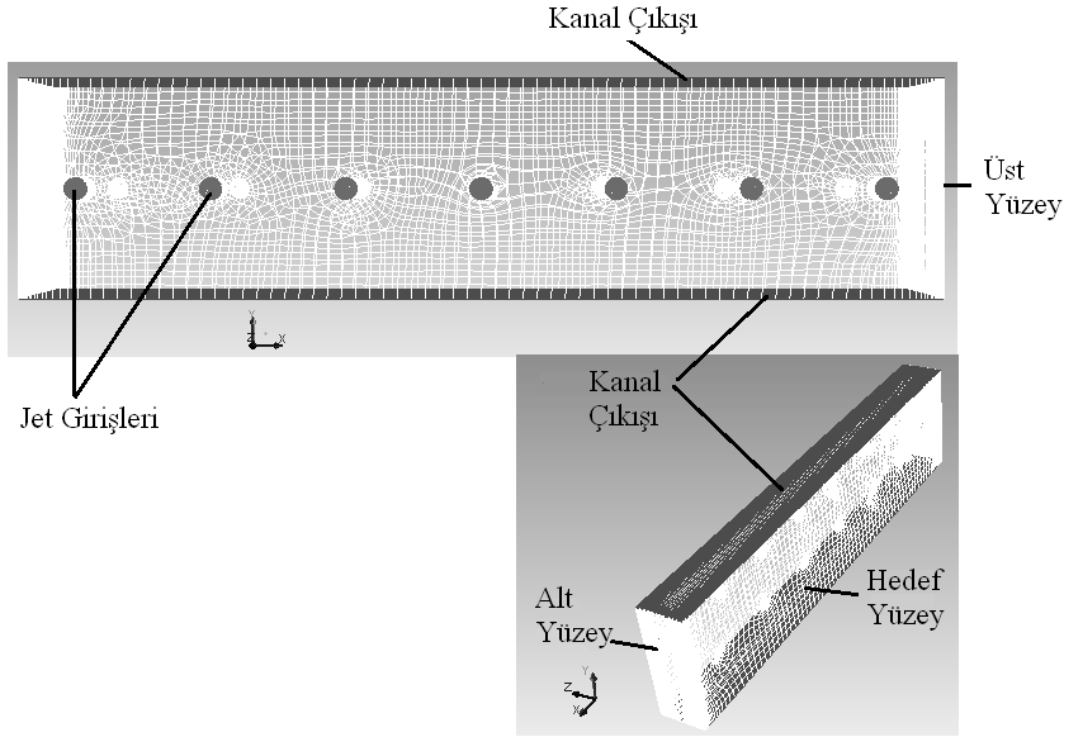
5.2.1. Model özellikleri

Modelde geometri oluşturulmuş ve sınır tabakası daha yoğun olacak şekilde ağ yapısı elde edilmiştir (Şekil 5.4). Kanalin genişliği (y) ise çıkış şartlarının jet alanını etkilememesi amacıyla geniş tasarlanmıştır (10D), aksi takdirde çıkış yüzeylerinden tersine akış gerçekleşerek jet akışını bozmaktadır.



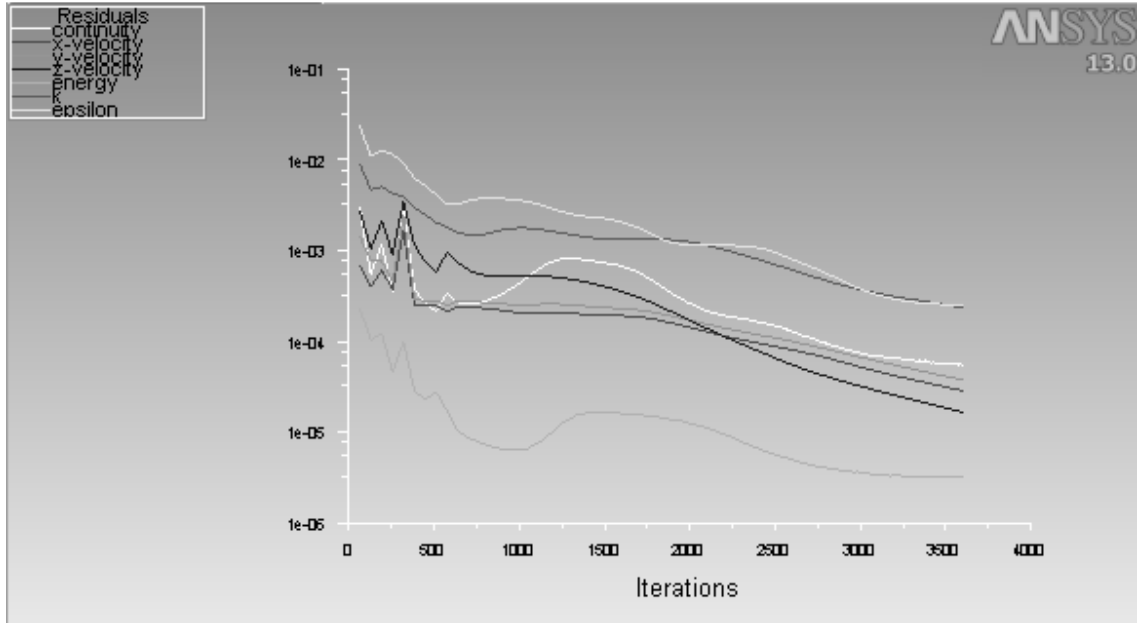
Şekil 5.4 27 no’lu analiz geometrisi ve ağ yapısı

Sınır tabakasında ilk eleman boyu 0,015 mm’dir ve jet çapının 333’te biridir. Geometri kullanılarak duvar ve giriş çıkış sınır şartları belirlenerek fluent analiz modeli hazırlanmıştır (Şekil 5.5). Doğrulama modelinde olduğu gibi her jet girişine kütle girişi, kanal çıkışlarına da basınç-çıkışı tanımlanmıştır. Kanal alt ve üst yüzeylerine 750 K, hedef yüzeye ise 1250 K sıcaklık atanmıştır. Diğer duvarlarda ise (jet düzlemi, jet giriş silindirik duvar düzlemleri) herhangi bir sınır şartı tanımlanmamıştır.



Şekil 5.5 Fluent model yüzey isimleri

Analizlerde gelişmiş duvar yaklaşımı ile realizable $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır. Bu modelle çözüm yaparken, çözüm metodlarında öncelikle birinci derece denklemlerle iterasyon yapılmış, stabil olmaya başladıktan sonra (çıkış yüzeylerindeki tersine akışın sona ermesi) tüm denklemler ikinci dereceye yükseltilmiştir. Bu işlem sırasında tüm *under-relaxation* faktörleri minimum'a indirilmiş zaman kazanmak amaçlanmıştır, ikinci derece denklemlere geçişle birlikte faktörler programda varsayılan ayarlarında kullanılmıştır. Analizler sırasında yakınsayıp yakınsamadığı göstergelerin yanısıra hedef yüzey ortalama ısı transfer katsayısının değişimiyle de gözlemlenmiştir. Yakınsama göstergeleri Analiz No 27 için Şekil 5.6'da gösterilmiştir.

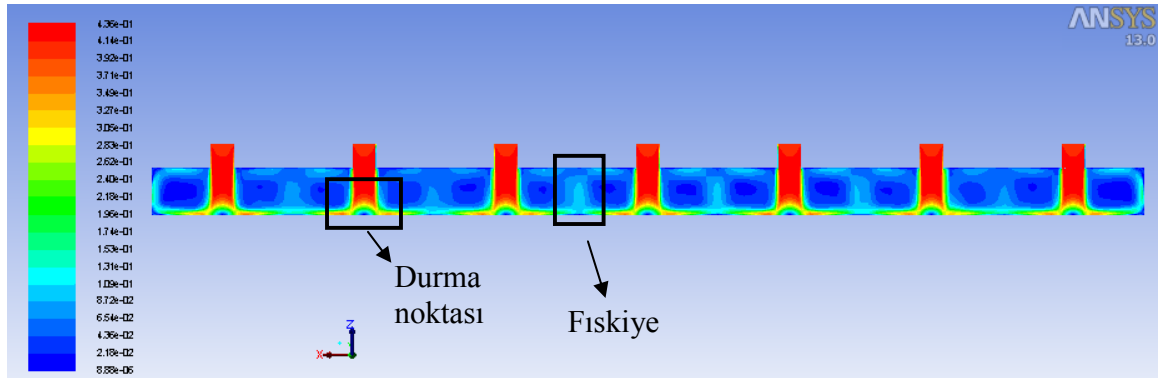


Şekil 5.6 27 no’lu analiz için yakınsama göstergeleri

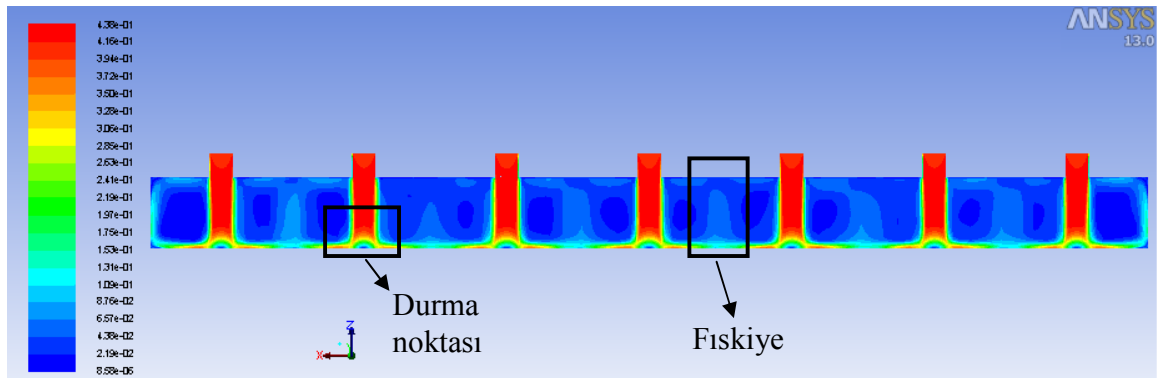
5.2.2. Parametrik Sonuçlar

Analizler sonucunda kanal simetri düzlemindeki hız dağılımlarına bakılarak jet davranışları hakkında bilgi edinilebilir. Şekil 5.7’de 21, 24 ve 27 no’lu analizlerin hız dağılımları kanal yüksekliği değiştikçe jetlerin akış alanının değişim şekli görülmektedir. Buna göre kanal yüksekliği azaldıkça jet çarpışmalarından meydana gelen “fiskiye”lerin kanal yüksekliğine oranının arttığı görülmektedir. 27 no’lu analizde kanal yüksekliği kadar yüksekliğe ulaşamayan fiskiyenin, 21 no’lu analizde jet düzlemine ulaşp, oradan tekrar sıçradığı gözlemlenmiştir. Buna ek olarak 4D kanal yüksekliğinde görülen jetler arasındaki tek büyük vorteks, 2D kanal yüksekliğinde fiskiyenin etkisiyle iki küçük vorteks haline dönüşmüş ve türbülans oranı artmıştır. Şekil 5.8’de ise 9, 18 ve 27 no’lu analizlerin simetri eksenindeki hız dağılımı verilmiştir. Buna göre jetler birbirine yaklaştıkça merkezde toplandığından kanal sonlarındaki duvar jetleri daha yavaşlamış ve etkilerini yitirmişlerdir.

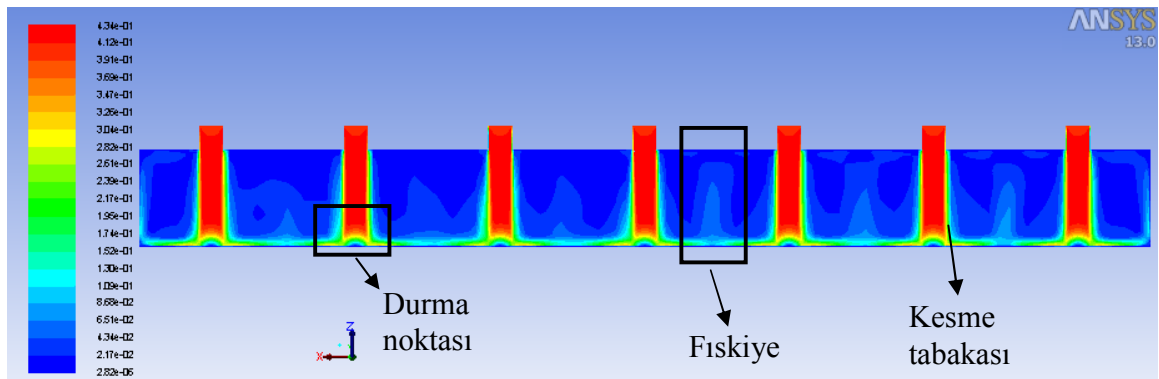
Ayrıca fiskiyelerin yön değiştirip jetlere temas etmesiyle kesme tabakaları da daralmış ve x ekseninde jet etki çapı küçülmüştür.



a) 21 no'lu analiz

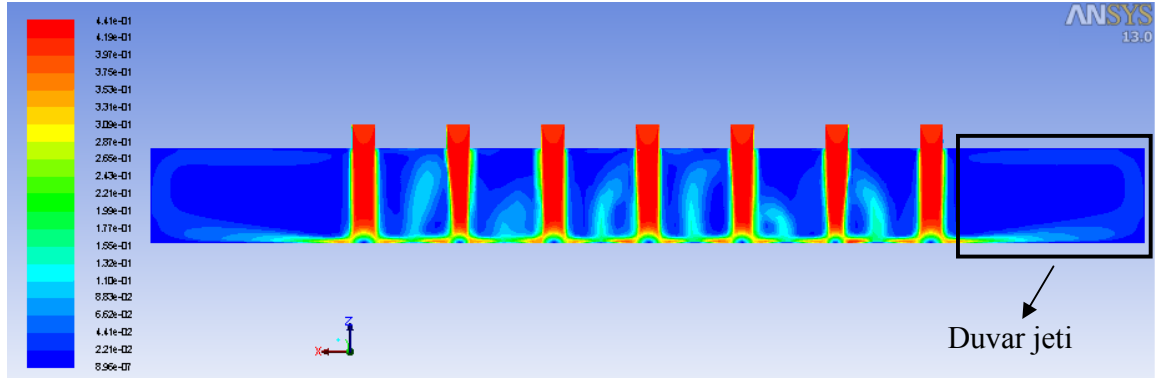


b) 24 no'lu analiz

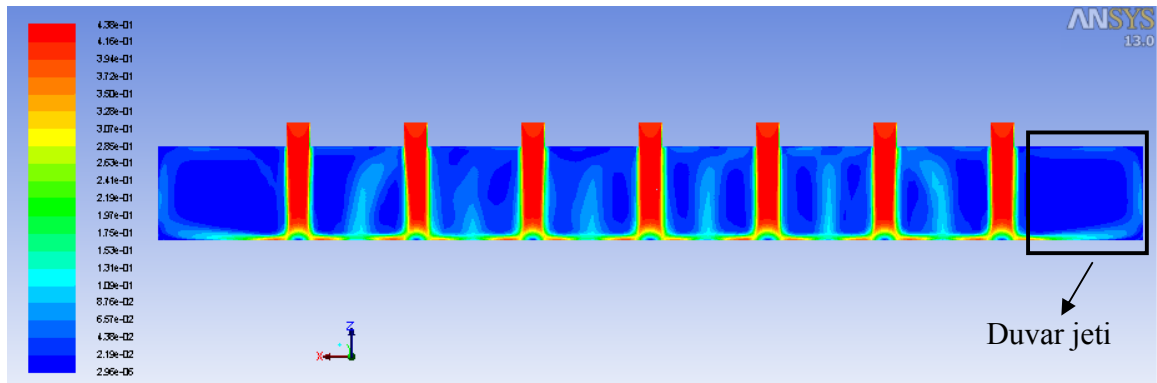


c) 27 no'lu analiz

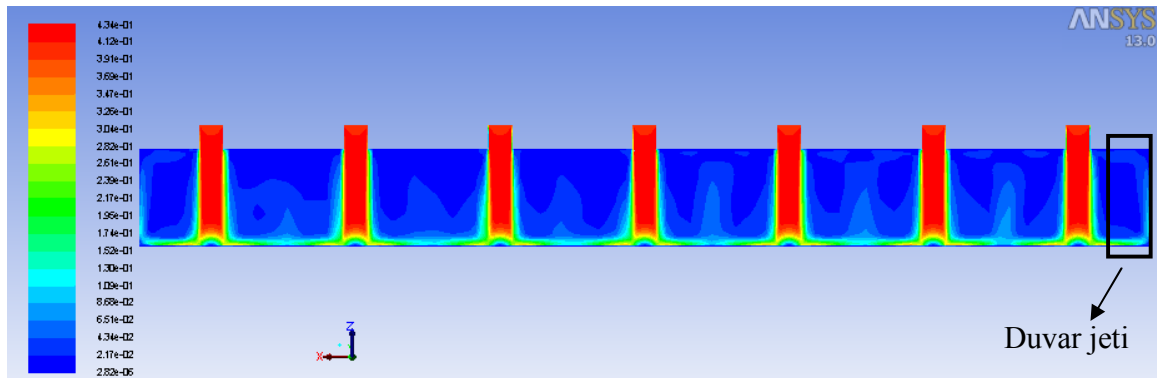
Şekil 5.7 Kanal yüksekliği değişimi ile hız dağılımı değişimi



a) 9 no'lu analiz



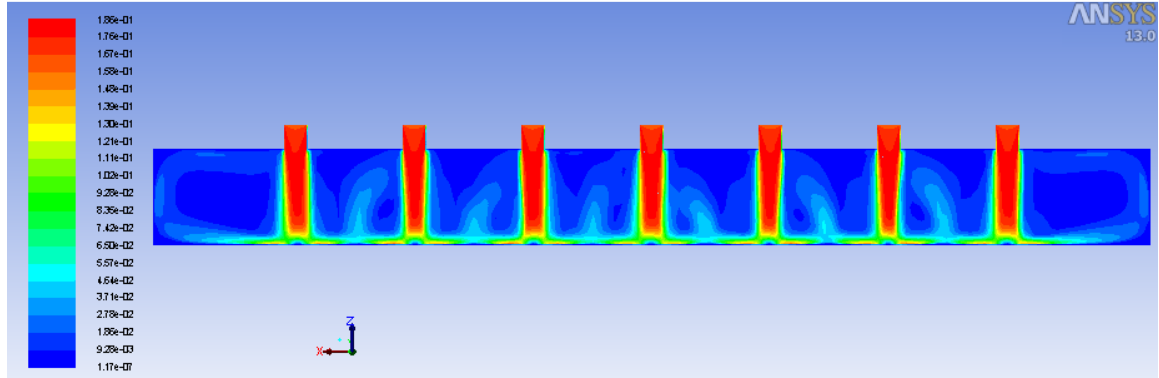
b) 18 no'lu analiz



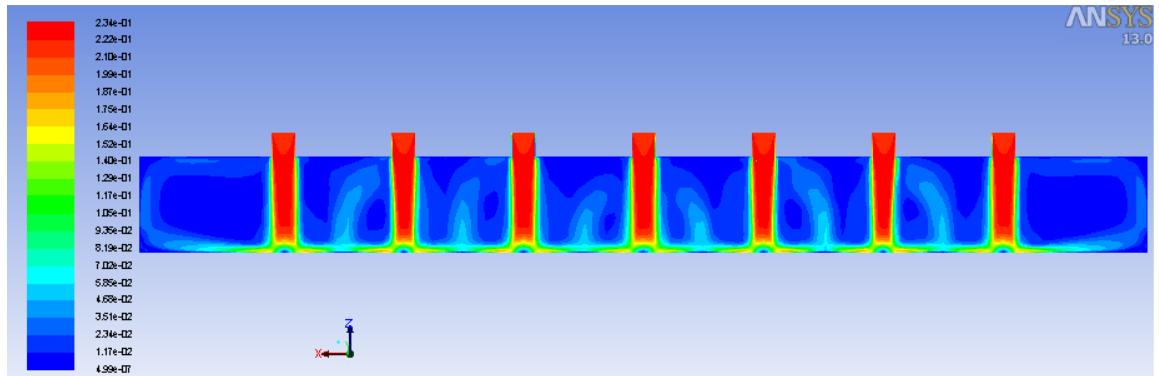
c) 27 no'lu analiz

Şekil 5.8 Jetler arası mesafe değişimi ile hız dağılımı değişimi

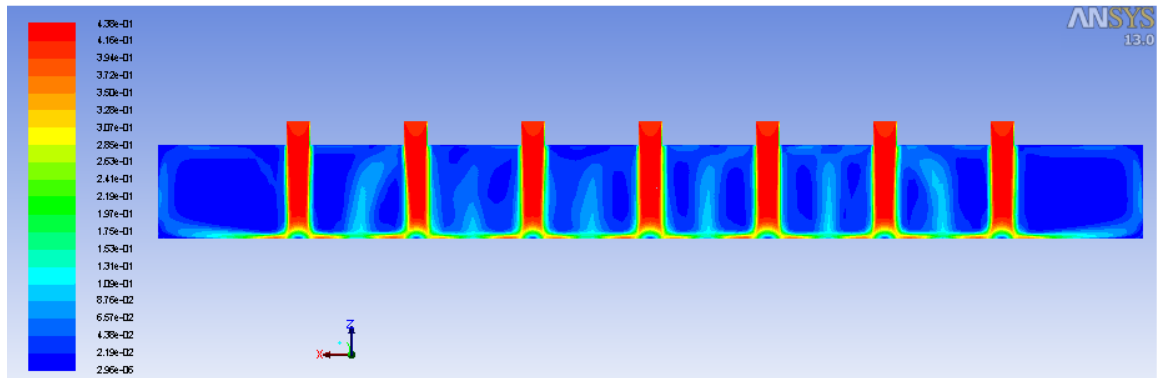
Son olarak Re sayısı değişiminin kanal hız dağılımına etkisi 16, 17 ve 18 nolu analizlerin incelenmesiyle Şekil 5.9'da gösterilmiştir.



a) 16 no'lu analiz



b) 17 no'lu analiz

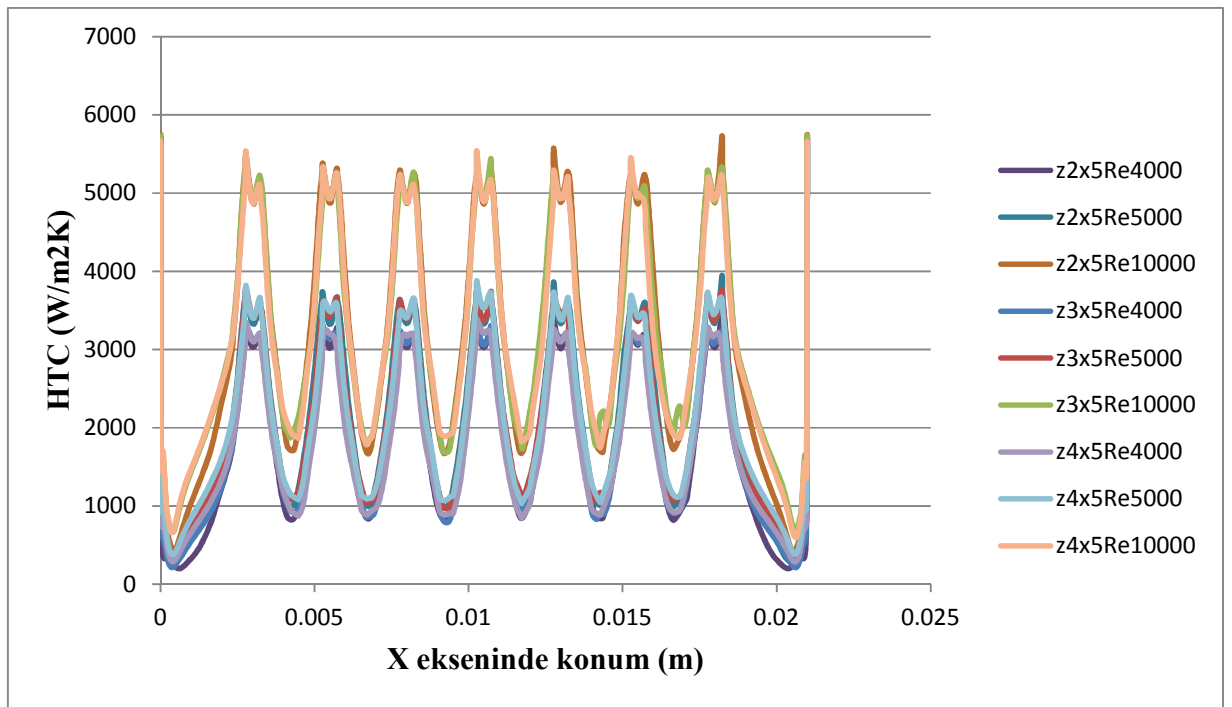


c) 18 no'lu analiz

Şekil 5.9 Re sayısı değişimi ile hız dağılımı değişimi

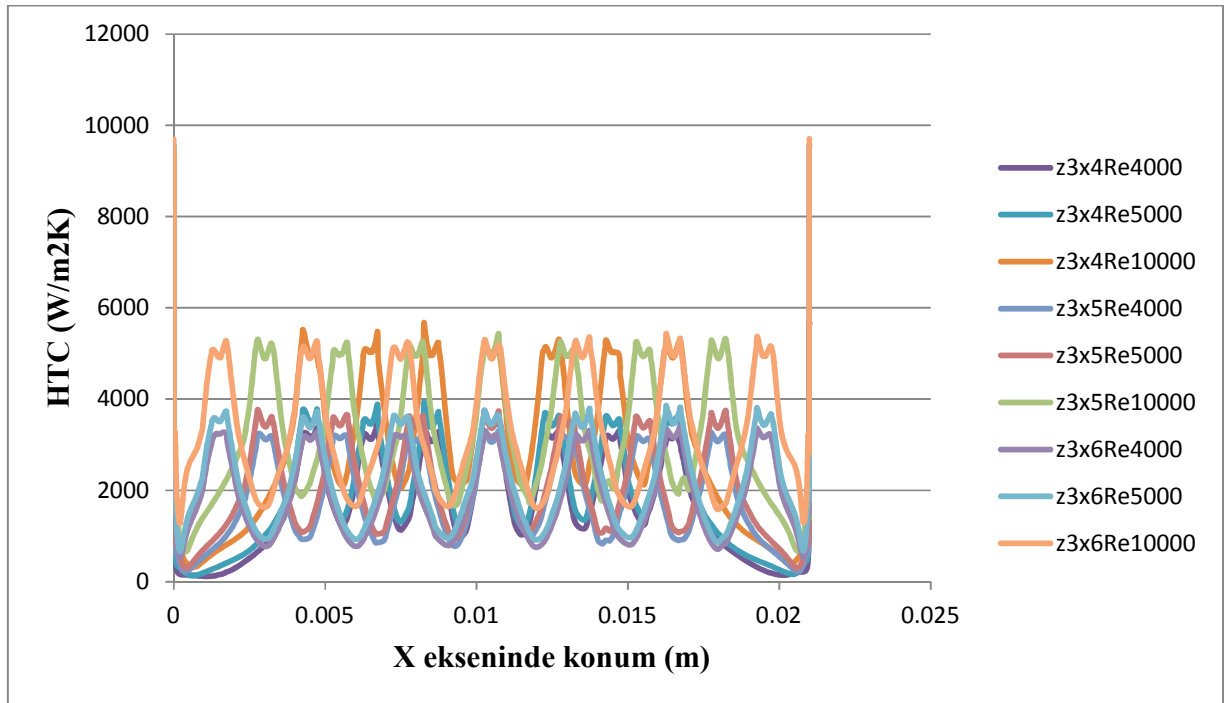
Diğer parametrelerde de olduğu gibi Re sayısı artınca fıskiye büyüklüğü artmış ve dolayısıyla kesme tabakaları küçülmüş, x ekseninde jet etki alanı daralmıştır.

Parametre değişimleri hız dağılımını değiştirmiş, dolayısıyla da hedef yüzey ısı transfer katsayısı değişmiştir. Akışkan hareketinin olduğu kanalın yan yüzeyleri açık olduğundan herhangi bir parametre değiştiğinde y eksenı yönünde jetlerde bir değişiklik olmamaktadır. Bu nedenle hedef yüzeyin orta çizgisinden alınan HTC değerleri plaka üstündeki maksimum HTC dağılımını sağlamaktadır. İlk olarak, x sabit olduğunda ($x=5D$ için) HTC değişimi Şekil 5.10'da verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi $Re=10000$ olduğunda HTC de en yüksek değerlere ($\approx 5000 \text{ W/m}^2\text{K}$) ulaşmaktadır. Jet merkezine denk gelen durma noktalarının olduğu bölgelerdeki HTC değeri, jetler arası bölgedeki HTC değerlerinin 2,5-3,5 katıdır (merkezde $\approx 5000 \text{ W/m}^2\text{K}$, ara bölgede $\approx 2000 \text{ W/m}^2\text{K}$).



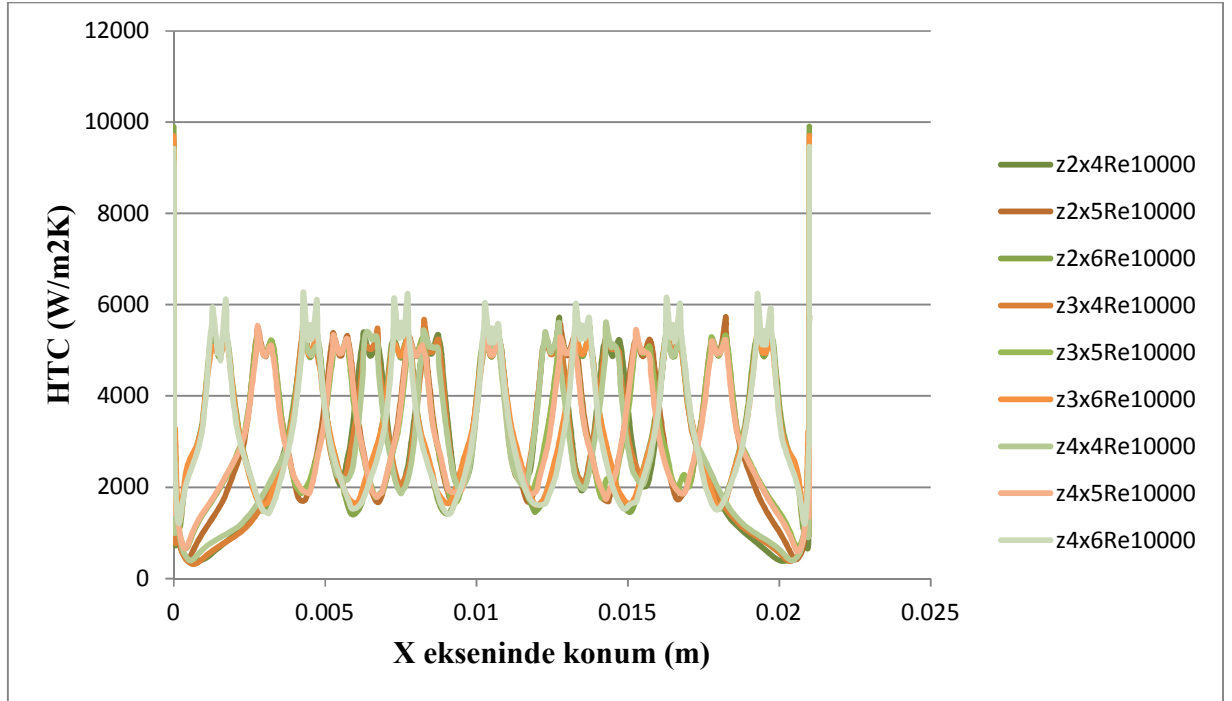
Şekil 5.10 $x=5D$ için farklı z ve Re değerleri ile HTC değişimi

Kanal yüksekliği sabit olduğunda ($z=3D$ için) hedef yüzeyde hesaplanan HTC dağılımı ise Şekil 5.11’de görülmektedir. Bu kanal yüksekliğinde duvar jetleri $z=4D$ ’ye göre daha belirgin olduğundan $x=0$ m ve $x=0,021$ mm konumlarında maksimum HTC değerleri hesaplanmıştır. Bunun yanısıra yine $Re=10000$ için, $5000 \text{ W/m}^2\text{K}$ seviyesinde HTC değerleri elde edilmiştir. $Re=10000$ için HTC değerleri, $Re=4000$ ve $Re=5000$ ’e göre yaklaşık bir buçuk kat daha fazladır.



Şekil 5.11 $z=3D$ için farklı x ve Re değerleri ile HTC değişimi

Diğer iki parametrenin değişiminde yüksek Re sayısının baskın olduğu görüldüğünden Şekil 5.12’de gösterildiği gibi sabit Re sayısı ile x ve z parametreleri değiştirilmiştir. Görüldüğü üzere, sabit Re sayısında diğer parametrelerin değişmesi HTC değişiminde çok baskın bir rol oynamamıştır. Ayrıca x ’in değişmesinin HTC değerleri üstündeki etkisinin az olmasının sebebi, jetler arasındaki mesafenin hala çok yakın olmadığı ve dolayısıyla etki alanlarının üst üste binmemesi olabilir.



Şekil 5.12 Re=10000 için farklı x ve z değerleri ile HTC değişimi

5.3. Sonlu Elemanlar Programıyla Çözüm

Jet çarpma probleminde hedef yüzeydeki ısı transfer katsayısı dağılımını hesaplayabilmek amacıyla Ansys Fluent'e ek olarak sonlu elemanlar programı kullanılmıştır (SC03). Bu program da ticari olarak erişilebilir durumdadır ve özelliği gaz türbin motoru uygulamalarına özel olarak hazırlanmasıdır. Bir diğer özelliği de birçok durum özelinde hazırlanmış deneysel sonuçlara dayalı korelasyonlar kullanmasıdır. Bu korelasyonlar sayesinde herhangi bir akış alanı çözümü yapmaksızın hızlı şekilde sonuç alınabilmektedir. Çünkü önceki bölümlerde bahsedilen Fluent modellerinde yaklaşık 600 bin elemanlı bir model için 2 bin iterasyon yaklaşık olarak 7-8 saat arasında tamamlanmaktadır. Bu durumda sonlu elemanlar programının 30 dakika olan çözüm süreleri ilk sonuç alma ve hızlı optimizasyon yapma konusunda hayli avantaj sağlamaktadır.

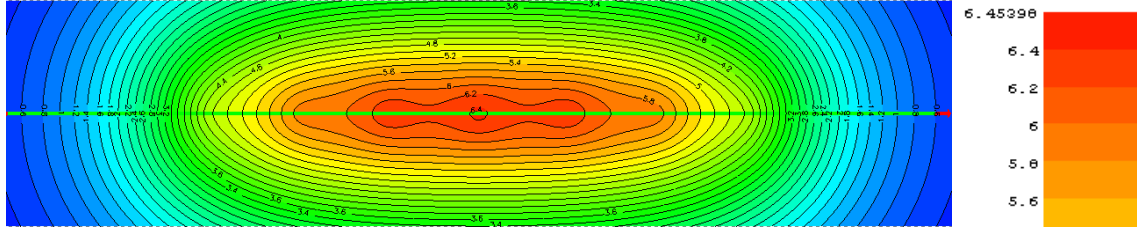
(Kaçar and Erbay, 2013). Program, dairesel jetlerden oluşan bir sıra jet için denklem 5.1 ve denklem 5.2'yi kullanarak ısı transfer katsayısını hesaplamaktadır.

$$HTC = \frac{A Re^{0,7} e^{-0,09 \left(\frac{x}{d}\right)^{1,4}} k_c}{B + \left(\frac{s}{d}\right) \left(\frac{l}{d}\right)^{0,5} d} \quad 5.1$$

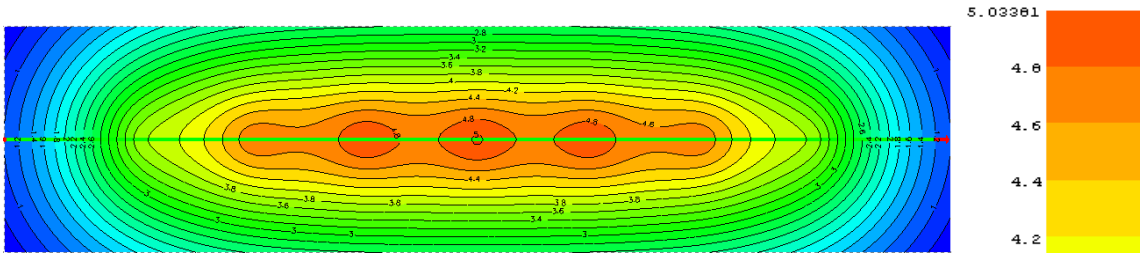
$$Re = \frac{4W}{\pi d \mu} \quad 5.2$$

A ve B değerleri deneysel olarak elde edilmiş sabit sayılardır (SC03 Theory Guide, 2012).

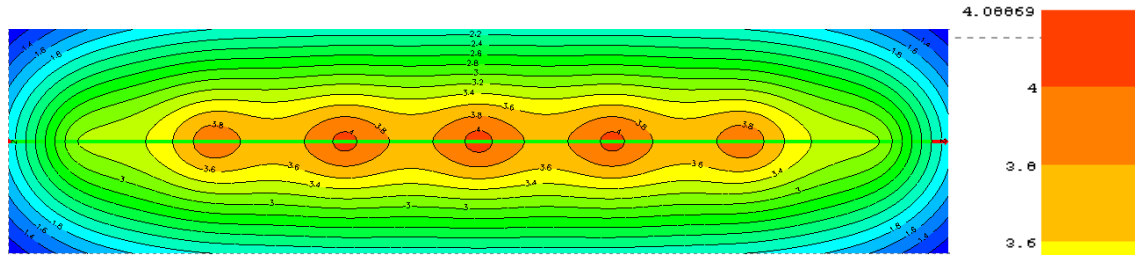
Çizelge 5.1'deki analiz matrisi kullanılarak, HAD modelleri ile aynı sınır şartlarına sahip sonlu elemanlar modelleri oluşturulmuştur. Çözüm sonucunda elde edilen ısı transfer katsayısı dağılımları Şekil 5.13'de 1, 10 ve 19 no'lu analiz sonuçlarıyla örneklendirilmiştir. Bu analizlerde kanal yüksekliği ve Re sayısı sabit tutulurken ($z=2D$, $Re=4000$), jetler arası mesafe değiştirilmektedir ($x=4D$, $5D$, $6D$). Jetler birbirine yaklaştıkça hedef yüzeyin ortasında yüksek HTC'ye sahip bölgeler görülmektedir (En fazla $6454 \text{ W/m}^2\text{K}$). Beklenildiği gibi yüzeyin jetlerden uzak kenarlarında da düşük HTC değerlerine sahip bölgeler genişlemektedir ($0-1000 \text{ W/m}^2\text{K}$ arası değerler). Modeller arasında HTC değerleri karşılaştırılırken, Fluent modellerinde olduğu gibi hedef yüzey simetri ekseninden veriler alınmıştır. Çünkü y ekseninde jet merkezlerini etkileyecek ikinci bir akış bulunmamaktadır.



a) 1 no'lu analiz



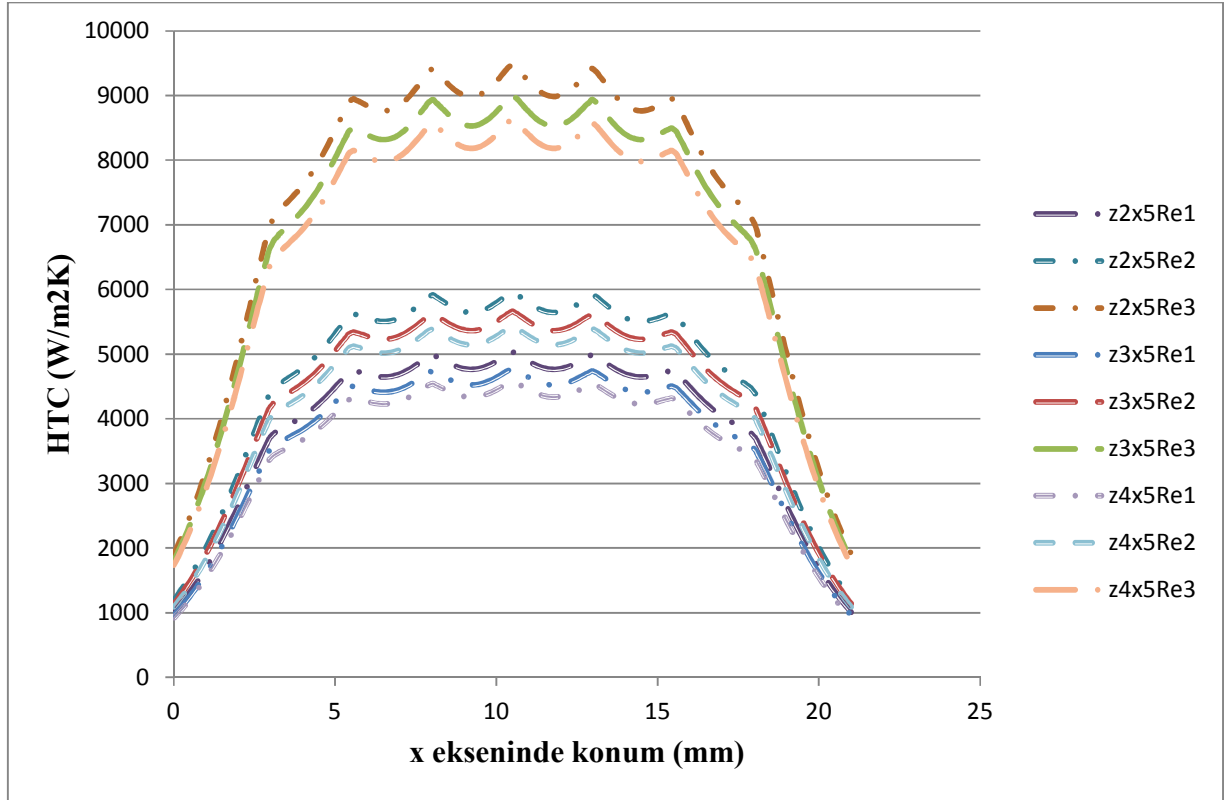
b) 10 no'lu analiz



c) 19 no'lu analiz

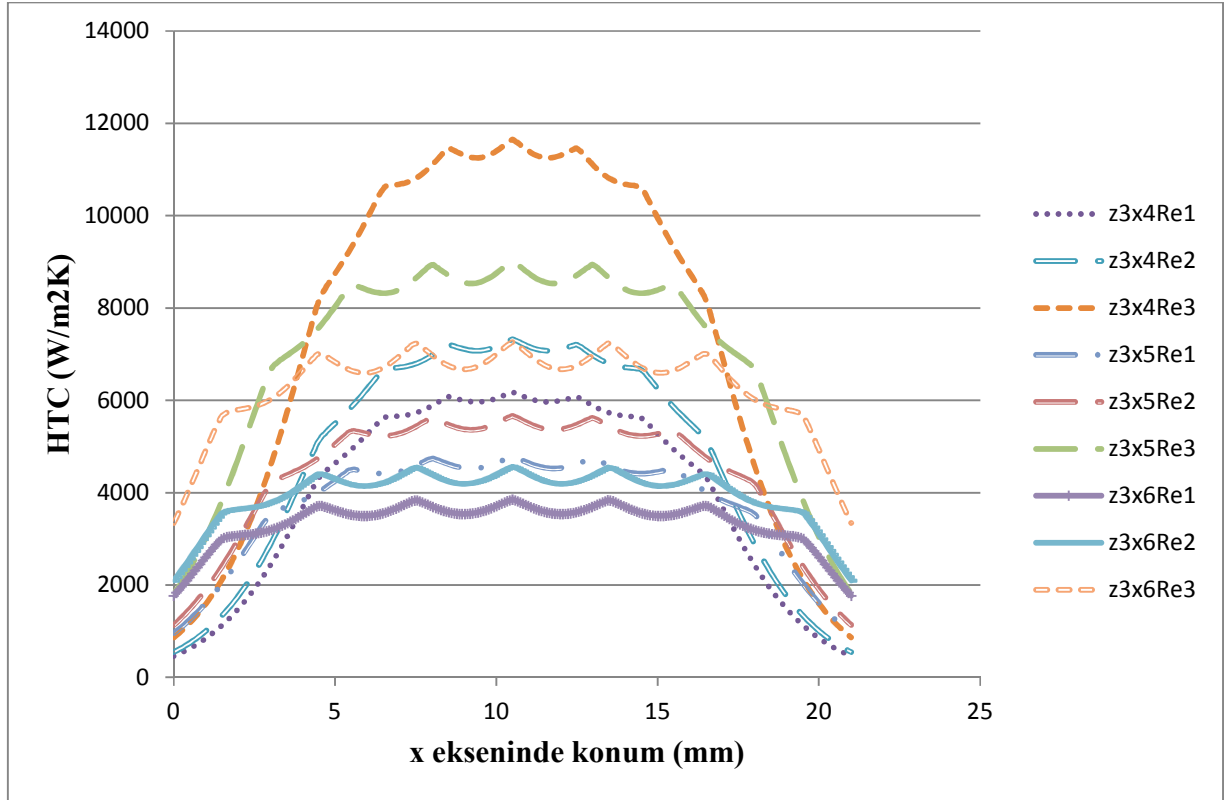
Şekil 5.13 1, 10 ve 19 no'lu analizlerde HTC dağılımı

Sabit x değeriinde ($x=5D$) hedef yüzeydeki HTC dağılımı Şekil 5.14'de verilmektedir. Buna göre kanal yüksekliği 2D (en küçük) Re sayısı 10000 (en yüksek) olan modelde HTC değerleri jet etki alanında $9000 \text{ W/m}^2\text{K}$ 'ye ulaşmıştır.



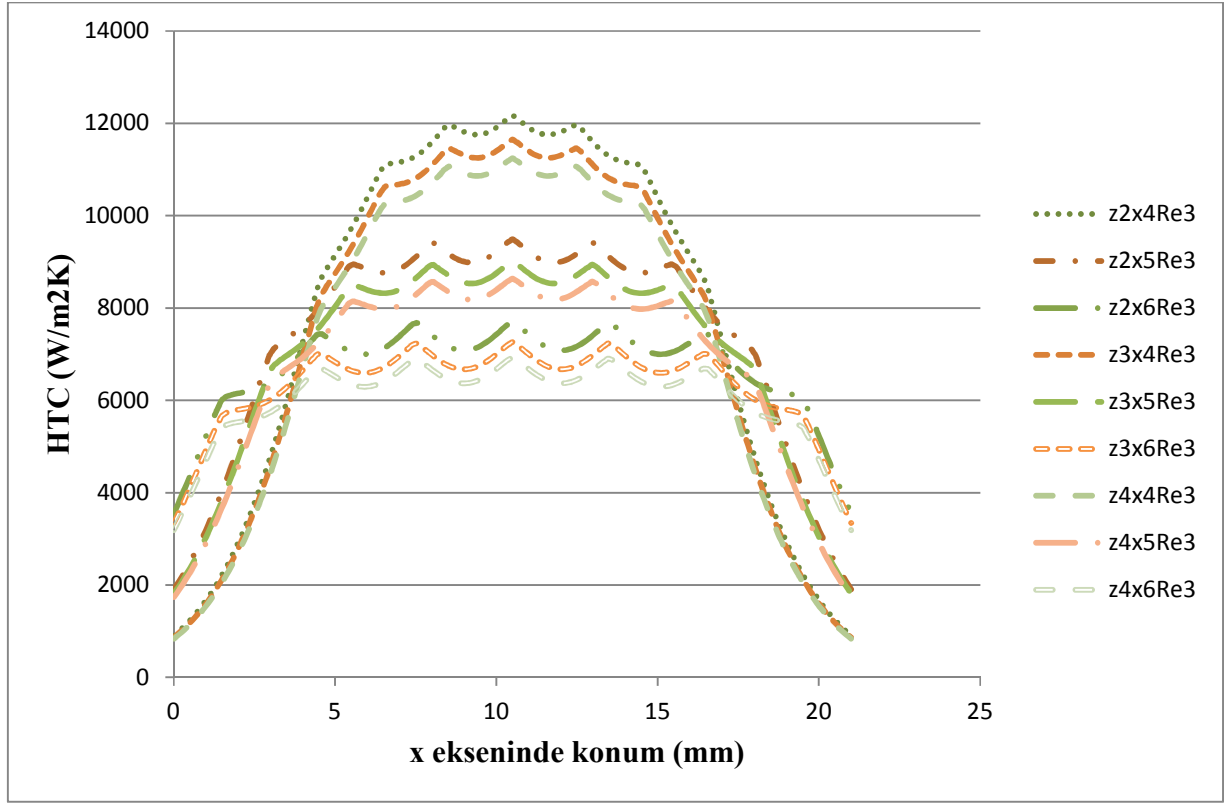
Şekil 5.14 Sabit x ($=5D$) değerinde z ve Re 'ye bağlı HTC değişimi

Sabit z değerinde ($z=3D$) hedef yüzeydeki HTC dağılımı Şekil 5.15'de verilmiştir. Buna göre en yüksek HTC değerleri (jet bölgesinde $\approx 11000 W/m^2K$) Re sayısının 10000 (en yüksek), jetler arası mesafenin ise $4D$ yani en küçük mesafe olduğu modeldedir.



Şekil 5.15 Sabit z ($=3D$) değerinde x ve Re sayısına bağlı HTC değişimi

Son olarak ise sabit Re sayısında ($Re=10000$) hedef yüzeydeki HTC değerleri karşılaştırılmıştır (Şekil 5.16). Bu karşılaştırmaya göre en iyi performansı (en yüksek ısı transfer katsayısı, $HTC \approx 12000 W/m^2K$) hem en düşük kanal yüksekliği ($z=2D$) hem de en küçük jetler arası mesafeye ($x=4D$) sahip olan model sağlamıştır. Diğer taraftan z değeri $3D$ ve $4D$ olarak değiştirildiğinde (arttırıldığında) HTC değeri çok fazla değişmemiştir. Fakat x değeri $5D$ ve $6D$ alındığında (arttırıldığında) HTC değerlerinde %30'a varan ölçüde ($12000 W/m^2K$ 'den $9000 W/m^2K$ 'ye) düşme gerçekleşmiştir. Buna göre kullanılan sonlu elemanlar programı için HTC hesaplarında x parametresi z 'ye oranla daha baskındır.



Şekil 5.16 Sabit Re sayısında (=10000) x ve z'ye bağlı HTC değişimi

6. TARTIŞMA

Sonlu hacimler ve sonlu elemanlar programlarıyla yapılan çözüm sonucunda jet çarpma problemi özelinde hedef yüzey üzerindeki ısı transfer katsayısı değerleri elde edilmiştir. 3 no'lu analizde sonlu elemanlar programı (SEP) (SC03) en yüksek değeri sağlarken, sonlu hacimler programında (Fluent) 27 no'lu analiz en yüksek HTC trendine sahiptir. Bu iki analiz ışığında, iki programın performansı karşılaştırılmıştır (Çizelge 6.1).

Çizelge 6.1 3 ve 27 no'lu analizlerde Fluent ve SC03 karşılaştırması

Analiz No	Çözücü	Ortalama HTC (W/m ² K)	Maksimum HTC (W/m ² K)
3	Fluent	4271	5718
	SC03	7909	12167
27	Fluent	4742	9462
	SC03	6021	6929

Çizelgeye göre programların sonuçları kendi aralarında tutarlıdır, fakat karşılaştırmada büyük farklılıklar gözlemlenmiştir. Örneğin 3 no'lu analizde SEP'in hesapladığı ortalama HTC değeri Fluent'in hesapladığı değerden %85 oranında fazladır. En yüksek HTC değeri ise %100'den fazla hesaplanmıştır ve mantıksız bir sonuç elde edilmiştir. 27 no'lu analizde ise SEP ortalama HTC değerini %27 daha fazla hesaplasa da, en yüksek HTC değerini %27 daha az hesaplamış görünmektedir. Buradaki temel sebep ise Fluent'te duvar jetlerinin etkisiyle plaka kenarlarında görülen ani ısı transfer katsayısı artışıdır. Bu ani yükselişin gerçekte olup olmadığı konusunda literatürden bir bulgu elde edilmediğinden sonuçlara güvenilmemektedir.

Sonuç olarak Fluent'in hedef yüzeyin tamamında olmasa da jetlerin etki ettiği bölgede parametre değişimine desteklenebilir cevaplar vermesinden dolayı, SEP'in sonuçlarının daha az güvenilir olduğu düşünülmektedir.

7. SONUÇ ve ÖNERİLER

7.1. Çalışmanın Genel Değerlendirmesi

Çalışma kapsamında gaz türbin motorlarda ortaya çıkan soğutma problemi anlatılmış ve endüstride sıklıkla uygulanan soğutma teknikleri anlatılmıştır. Bu teknikler ısı transferini yüksek oranda arttırdığından literatürde ileri soğutma teknikleri olarak geçmektedir. Daha sonra jet çarpma ile soğutma sistemi üzerine yoğunlaşmış, gerçek hayatta jet çarpma uygulamalarının nasıl yapıldığı ve başlıca jet çarpma şekilleri belirtilmiştir. Bunlara ek olarak literatürde daha önce çalışılan teknik detaylarla ilgili araştırma yapılmıştır. Araştırma sonucunda belli başlı jet çarpma uygulamalarının deneysel sonuçları, analiz teknikleri ve analiz sonuçları incelenerek, nasıl bir yaklaşım içinde bulunulması gerektiği hakkında bilgi edinilmiştir. Belirlenen problem için analizler yapılmadan önce analiz yapılan programın verileri deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Ayrıca yine programda kullanılacak olan türbülans modelleri hem literatürde hem de program kullanıcı açıklamalarında incelenmiştir. Bunlara göre gerçekleştirilen analizden en doğru sonucu almak hedeflenmiştir. Doğrulama yapılacak test modeli detaylı incelenmiş ve anlatılmıştır, daha sonra aynı sınır şartları kullanılarak benzer sonuçların elde edilip edilmediği kontrol edilmiştir. Aynı zamanda doğrulamada kullanılan model üstünde ağ yapısına bağlılık çalışması yapılmış, en iyi sonucu verebilecek ağ yapısının (eleman boyutu, sınır tabaka) özellikleri tanımlanmıştır. Parametrik çalışmaları yapabilmek amacıyla öncelikle problem tanımlanmış ve ona göre sınır şartları ve etkin parametreler belirlenmiştir. Parametrik çalışma sırasında Fluent gibi HAD çözümü yapan bir programın yanısıra gaz türbin motorlarda kullanılmak amacıyla tasarlanmış ve ticari olarak erişilebilir olan sonlu elemanlar programı (SC03) da kullanılmıştır. Çalışmanın sonunda iki programdan da elde edilen sonuçlar incelenmiş, yorumlanmış ve kendi aralarında karşılaştırılmıştır. Buna göre Fluent analizlerinde en yüksek HTC değeri $z=4D$, $x=6D$ ve $Re=10000$ için ($\approx 9100 \text{ W/m}^2\text{K}$), SC03'te ise en yüksek HTC değeri $z=2D$, $x=4D$ ve $Re=10000$ için ($\approx 12100 \text{ W/m}^2\text{K}$) hesaplanmıştır.

Sonuç olarak, bir sistemin üretimine başlanmasından önce yoğun şekilde gerçekleştirilmesi gereken analizler hakkında bir yöntem belirlenmiş ve jet çarpma soğutma sistemi konusunda literatürle beraber kapsamlı bir bilgi kaynağı oluşturulmuştur. Bu çalışmanın ilerleyen tasarım sürecinde yüksek oranda yardım sağlayacağı ve yol göstereceği düşünülmektedir.

7.2. Yapılması Planlanan Çalışmalar

Jet çarpma konusunda yapılan analizlerde kazanılan tecrübe ile yerli bir jet çarpma test düzeneği kurulup, doğrulama ve geliştirme çalışmalarının yürütülmesi planlanmaktadır. Buna ek olarak bu çalışmada yoğunlaşılan ısı transferi olgusunun yanısıra akışkan özellikleri üstüne de daha detaylı bir çalışma yapılabilir. Bu çalışma sayesinde kanal sonlarındaki HTC artışı, kesme tabakalarındaki değişiklikler gibi akış içindeki beklenmedik sonuçların en aza indirilmesi planlanmaktadır.

Son olarak; daha iyi çözüm alabilen bilgisayarlar ve yeterince zaman olduğu takdirde, daha komplike modeller ve daha fazla karşılaştırmalar yapılabilir. Bunun da tasarım sürecinde büyük etkisi olacaktır.

KAYNAKLAR DİZİNİ

Ansys Inc., 2010, Ansys Fluent Theory Guide, 720 p.

Brevet, P., Dejeu, C., Dorignac, E., Jolly, M. and Vullierne, J.J., 2002, Heat transfer to a row of impinging jets in consideration of optimization, International journal of heat and mass transfer, 45, 4191-4200 p.

Cerri, G., Giovannelli, A., Battisti, L. and Fedrizzi, R., 2007, Advances in effusive cooling techniques of gas turbines, Applied thermal engineering, 27, 692-698 p.

Cunha, F.J., 2006, Heat transfer analysis, The gas turbine handbook, 4.4, 389-410 p.

Elebiary, K. and Taslim, M. E., 2011, Experimental/Numerical crossover jet impingement in an airfoil leading-edge cooling channel, ASME GT2011-46004

Friedrichs, S., 2006, Turbine heat transfer, Rolls-royce Deutschland, 45 p.

Gardon, R. and Carbonpue, J., 1962, Heat transfer between a flat plate and jets of air impinging on it, International developments in heat transfer, International heat transfer conference USA, 454-460 p.

Goodro, M., Park, J., Ligrani, P., Fox, M. and Moon, H., 2007, Effect of hole spacing on jet array impingement heat transfer, ASME GT2007-28292

Han, J.C. and Wright, L.M., 2006, Enhanced internal cooling of turbine blades and vanes, The gas turbine handbook, 4.2.2.2, 321-346 p.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam ediyor)

- Jambunathan, K., Lai, E., Moss, M.A. and Button, B.L., 1992, A review of heat transfer data for single circular jet impingement, International journal of heat and fluid flow, 13, 106-115 p.
- Kaçar, E.N. and Erbay, L.B., 2013, A numerical analysis for the heat transfer of impinging jets, Eurotherm seminar no-96 convective heat transfer enhancement, Brussels
- Lakshminarayana, B., 1996, Fluid dynamics and heat transfer of turbomachinery, John Wiley & Sons Inc., 809 p.
- Liu, Z., Feng, Z. and Song, L., 2010, Numerical study of flow and heat transfer of impingement cooling on model of turbine blade leading edge, ASME GT2010-23711
- Martin, E. L., Wright, L. M. and Crites, D. C., 2012, Impingement heat transfer enhancement on a cylindrical, leading edge model with varying jet temperatures, ASME GT2012-68817
- Martin, H., 1977, Heat and mass transfer between impinging gas jets and solid surfaces, Journal of material processing technology, 136, 1-3, 1-60 p.
- Moustapha, H., Zelesky, M.F., Baines, N.C. and Japikse, D., 2003, Axial and radial turbines, Concepts NREC, 358 p.
- Ricklick, M.A., 2006, Characterization of an inline row impingement channel for turbine blade cooling applications, PhD Thesis, University of Central Florida, 166 p.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam ediyor)

Date, D., 2012, SC03 theory guide, Rolls-royce Inc.

Versteeg, H.K. and Malalasekera, W., 2007, An introduction to computational fluid dynamics-the finite volume method, Pearson prectice hall, 503 p.

Wolf, D.H., Incropera, F.P. and Viskanta, R., 1993, Jet impingement boiling, Advances in heat transfer, J.P. Hartnett, T.F. Irvine and Y.I. Cho, eds., Academic press Inc., 23, 1-132 p.

Zuckerman, N. and Lior, N., 2006, Jet impingement heat transfer: Physics, Correlations and numerical modeling, Advances in heat transfer, 39, 565-631 p.