



**TARSUS**  
ÜNİVERSİTESİ

**T.C.**

**TARSUS ÜNİVERSİTESİ**

**LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**ELEKTRONİK BİLEŞENLERİN ÇARPAN JETLER İLE  
SOĞUTULMASINDA NOZUL KONUMUNUN AKIŞ VE ISI TRANSFERİ  
KARAKTERİSTİKLERİ ÜZERİNDEKİ ETKİSİ**

**MELİSA ALBAYRAK**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**TARSUS - 2023**

**T.C.**  
**TARSUS ÜNİVERSİTESİ**  
**LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**  
**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**ELEKTRONİK BİLEŞENLERİN ÇARPAN JETLER İLE SOĞUTULMASINDA  
NOZUL KONUMUNUN AKIŞ VE ISI TRANSFERİ KARAKTERİSTİKLERİ  
ÜZERİNDEKİ ETKİSİ**

**MELİSA ALBAYRAK**

**Danışman: Dr. Öğr. Üyesi BUĞRA SARPER**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**TARSUS - 2023**

**Tarsus Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürlüğüne;**

Bu çalışma, jüri tarafından Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

**Başkan:** Dr. Öğr. Üyesi Buğra SARPER  
(Danışman)

**Üye:** Doç. Dr. Ata HANLAR

**Üye:** Dr. Öğr. Üyesi Mustafa Yusuf YAZICI

Yukarıdaki Jüri kararı Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun ...../..../2023 tarih ve ...../.....sayılı kararıyla onaylanmıştır.

**ONAY**

Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim elemanlarına ait olduklarını onaylıyorum.  
.../.../2023

Prof. Dr. Osman Murat ÖZKENDİR  
Enstitü Müdürü

**NOT:** Bu tezde kullanılan ve başka kaynaktan yapılan bildirişlerin, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak gösterilmeden kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunu'ndaki hükümlere tabidir.

## ETİK BEYANI

Tarsus Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

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

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim. .... / .... / 2023

İMZA

Melisa Albayrak

## ÖZET

# ELEKTRONİK BİLEŞENLERİN ÇARPAN JETLER İLE SOĞUTULMASINDA NOZUL KONUMUNUN AKIŞ VE ISI TRANSFER KARAKTERİSTİKLERİ ÜZERİNDEKİ ETKİSİ

Melisa ALBAYRAK

Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Buğra SARPER

Haziran 2023, 104 sayfa

Bu çalışmada, elektronik modüllerin bir dizi sıralı çarpan jet ile soğutulmasında nozul konumunun taşınım ve ısı transferi ve akış karakteristiklerine etkileri deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmanın amacı, en iyi soğutma etkinliğini veren nozul konfigürasyonunun belirlenmesidir. Çalışma, farklı nozul konumları ( $s_{jet}/b=0, 0.166, 0.25, 0.375, 0.5$ ) için üç ayrı kanal yüksekliğinde ( $H/D_{jet}=3, 4, 5$ ) ve beş ayrı jet Reynolds sayısında ( $Re_j=6757, 8586, 10303, 12306, 14023$ ) gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalar kapsamında modül yüzey sıcaklıkları ölçülmüştür. Sayısal çalışmalar ANSYS Fluent 2021 R2 yazılımı ile gerçekleştirilmiş ve düşük Reynolds sayılı SST  $k - \omega$  türbülans modeli kullanılmıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda, jet Reynolds sayısı arttıkça soğutma etkinliğinin arttığı, nozul konumlarındaki değişimin modüllerin çevresindeki karmaşık akım yapısını önemli ölçüde etkilediği ve yerel ve ortalama ısı transfer karakteristiklerinde önemli değişimlere sebep olduğu belirlenmiştir.

**Anahtar kelimeler:** Çarpan jet, nozul konumu, taşınım, elektronik soğutma.

## ABSTRACT

### THE EFFECT OF NOZZLE POSITION ON FLOW AND HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS IN JET IMPINGEMENT COOLING OF ELECTRONIC COMPONENTS

Melisa ALBAYRAK

Master Thesis, Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assistant Prof. Buğra SARPER

June 2023, 104 pages

In this study, the effects of nozzle position on convective heat transfer and flow characteristics are investigated experimentally and numerically in the cooling of electronic modules with a series of impinging jets. The aim of the study is to determine the nozzle configuration that gives the best cooling efficiency. The study is conducted on three channel heights ( $H/D_{jet}=3, 4, 5$ ) and five jet Reynolds numbers ( $Re_j=6757, 8586, 10303, 12306, 14023$ ) for different nozzle positions ( $s_{jet}/b=0, 0.166, 0.25, 0.375, 0.5$ ). Module surface temperatures are measured in the experimental studies. Numerical studies are carried out with ANSYS Fluent 2021 R2 software, and the low Reynolds SST  $k - \omega$  turbulence model is used. As a result of the studies, it is determined that the cooling efficiency increases as the jet Reynolds number increases, the change in nozzle positions significantly affects the complex flow structure around the modules, and causes significant changes in the local and average heat transfer characteristics.

**Keywords:** Jet impingement, nozzle position, convection, electronics cooling.

## ÖNSÖZ

Bilgi iletişim teknolojilerindeki gelişmeler, yüksek performanslı fakat daha küçük ebatlı elektronik cihazların tasarım ve üretimini mümkün hale getirmiştir. Artan işlem yoğunluğuna bağlı olarak ortaya çıkan yüksek miktardaki ısı üretimi elektronik modüllerin sıcaklıklarının güvenli sınırlar dahilinde tutulmasını gerektirmektedir. Bu durum, cihaz içerisinde etkin soğutma ve ısı yönetimi zorunlu kılmaktadır.

Bu yüksek lisans tezinin kapsamı elektronik modülleri temsil eden ayrık ısı kaynaklarının bir dizi silindirik jet nozulu ile soğutulmasında farklı nozul konumlandırmalarını içeren konfigürasyonların akış ve ısı transfer karakteristiklerine etkilerini incelemek ve soğutma etkinliği en fazla olan konfigürasyonu belirlemektir. Bu amaçla, tez çalışması kapsamında deneysel ve sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

Yüksek lisans eğitimim boyunca bilgi, birikim ve tecrübeleriyle beni yönlendiren, her zaman güvenini ve desteğini hissettiğim değerli danışman hocam Dr. Öğr.Üyesi Buğra Sarper'e ve çalışma arkadaşım Ali Müftüoğulları'na teşekkür ederim.

Bu çalışma, Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu (TÜBİTAK) tarafından 121M184 nolu proje kapsamında desteklenmiştir.

Bu çalışmayı hayatım boyunca maddi ve manevi desteğini esirgemeyen, her zaman yanımda olan canım aileme ithaf ediyorum.

Melisa ALBAYRAK

Tarsus, 2023

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET .....	.i
ABSTRACT .....	ii
ÖNSÖZ .....	iii
KISALTMALAR.....	vi
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	vii
TABLolar LİSTESİ.....	x
GİRİŞ.....	1
Tezin Amacı ve Kapsamı .....	8

### BÖLÜM I

#### KAYNAK ARAŞTIRMASI

1.1. Literatür Özeti.....	9
---------------------------	---

### BÖLÜM II

#### MATERYAL VE METOT

2.1. Deneysel Yöntem .....	32
2.1.1. Deney Düzeneği ve Kullanılan Cihazlar .....	32
2.1.2. Test Bölgesi .....	34
2.1.3. Modüllerin Oluşturulması .....	36
2.1.4. Deneysel Verilerin Analizi .....	38
2.1.5. Belirsizlik Analizi .....	40
2.2. Sayısal Yöntem .....	40
2.2.1. Matematiksel Model.....	41
2.2.2. Temel Denklemler.....	41
2.2.3. Sınır Koşulları.....	43
2.2.4. Verilerin İşlenmesi .....	44
2.2.5. Ağ Yapısı.....	45

## BÖLÜM III

### BULGULAR VE TARTIŞMA

3.1. Deneysel Çalışma Sonuçlarının Yorumlanması.....	47
3.1.1. Jet Nozul Konumu ve Kanal Yükseklik Değişiminin Yüzey Sıcaklığına Etkisi.....	47
3.1.2. Deneysel ve Sayısal Verilerin Karşılaştırılması.....	55
3.2. Sayısal Çalışma Sonuçlarının Yorumlanması.....	58
3.2.1. Eş Dağılı Jet Nozul Konumlandırması.....	58
3.2.1.1. Eş Dağılı Jet Nozul Konumlandırmasının Akış Yapısına Etkisi....	58
3.2.1.2. Eş Dağılı Jet Nozul Konumlandırmasının Yüzey Sıcaklığı ve Isı Transferine Etkisi.....	68
3.2.2. Şaşırtmalı Jet Nozul Konumlandırması.....	76
3.2.2.1. Şaşırtmalı Jet Nozul Konumlandırmasının Akış Yapısına Etkisi ..	76
3.2.2.2. Şaşırtmalı Jet Nozul Konumlandırmasının Yüzey Sıcaklıkları ve Isı Transferine Etkisi.....	77
3.2.3. Eş Dağılı ve Şaşırtmalı Jet Nozul Konumlandırmasının Ortalama Isı Transferine Etkisi .....	85
<b>SONUÇ ve ÖNERİLER.....</b>	<b>89</b>
<b>KAYNAKÇA .....</b>	<b>91</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>	<b>103</b>

## KISALTMALAR

- A:** Alan [ $m^2$ ]  
**Ar-Ge:** Araştırma geliştirme  
**b:** Modül uzunluğu ve genişliği [m]  
**D<sub>jet</sub>:** Jet nozul çapı [m]  
**h:** Isı taşınım katsayısı [ $W/m^2K$ ]  
**h:** Modül yüksekliği [m]  
**H:** Test bölgesi yüksekliği [m]  
**I:** Akım [A]  
**k:** Isı iletim katsayısı [ $W/mK$ ]  
**L:** Test bölgesi uzunluğu [m]  
**n:** Nozul sayısı  
**Nu:** Yerel Nusselt sayısı  
**Nu<sub>ort</sub>:** Ortalama Nusselt sayısı  
**p:** Basınç [Pa]  
**Re:** Reynolds sayısı  
**s:** Modüller arası mesafe [m]  
**s<sub>jet</sub>:** Jet nozul merkezi ile modül arası mesafe [m]  
**T.C.:** Türkiye Cumhuriyeti  
**T:** Sıcaklık [K]  
**u:** Hız [m/s]  
**V:** Gerilim [V]  
**v:** y doğrultusundaki hız bileşeni [m/s]  
**w:** Test bölgesi genişliği [m]  
**q̇:** Hacimsel ısı üretimi [ $W/m^3$ ]  
**Q:** Isıl güç [W]

### Yunan harfleri

- μ:** Akışkanın dinamik viskozitesi [ $kg/ms$ ]  
**ρ:** Akışkanın yoğunluğu [ $kg/m^3$ ]

## ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1. Mikroçiplerin maksimum ısı akısı ve güç artış tahminleri .....	1
Şekil 2. Yıllar içerisinde transistörlerin gelişimi .....	2
Şekil 3. Güç elektroniği sistemlerinde arıza nedenleri.....	3
Şekil 4. Sıcaklığa bağlı hata faktörü .....	4
Şekil 5. Çarpan jet akışlarında oluşan akış yapısı.....	6
Şekil 6. Soğutmalı bir elektronik bileşen etrafındaki ana akış yapılarının şeması. Üst yüzeye çarpan jet etkisi; (b) Önden görünüş (c) Kanal akışı tarafından sürüklenen çarpan jet.....	7
Şekil 2.1. Deney Düzeneginin Şematik Gösterimi .....	32
Şekil 2.2. Deney Düzeneginin Fotoğrafı .....	33
Şekil 2.3. (a) petek yapısı, (b) ızgara yapısı .....	33
Şekil 2.4. Daralma nozul geometrisi.....	34
Şekil 2.5. Test bölgesinin şematik gösterimi.....	35
Şekil 2.6. Test bölgesinin (a) üst görünümü, (b) yan görünümü .....	35
Şekil 2.7. Test bölgesinin üç boyutlu gösterimi .....	36
Şekil 2.8. İnce film ısıtıcı .....	37
Şekil 2.9. Alüminyum plakanın işlenmesi.....	37
Şekil 2.10. İçerisinde termoeleman kanalları bulunan modül fotoğrafı.....	37
Şekil 2.11. Termoeleman çifti fotoğrafı .....	38
Şekil 2.12. Modül ve ısıtıcı üzerindeki termoeleman konumları.....	38
Şekil 2.13. Sayısal Hesaplamalarda Kullanılan Ağ Yapısı .....	46
Şekil 3.1. $H/D_{jet}=3$ ve $s_{jet}/b=0.166$ için farklı jet Reynolds sayılarında modüllerin çarpma (üst) yüzeylerinin merkezlerinde ( $z/w=0.5$ ) ölçülen yerel sıcaklıklar .....	49
Şekil 3.2. $H/D_{jet}=3$ ve $s_{jet}/b=0.5$ için farklı jet Reynolds sayılarında modüllerin çarpma (üst) yüzeylerinin merkezlerinde ( $z/w=0.5$ ) ölçülen yerel sıcaklıklar .....	50
Şekil 3.3. $H/D_{jet}=3$ 'te ve $s_{jet}/b=0.166$ ve $0.5$ için jet Reynolds sayısının 8586 ve 14023 değerlerinde modüllerin çarpma (üst) yüzeylerinin merkezlerinde ( $z/w=0.5$ ) ölçülen yerel sıcaklıklar .....	52
Şekil 3.4. $H/D_{jet}=3, 4$ ve $5$ ve $s_{jet}/b=0.166$ 'da jet Reynolds sayısının 8586 ve 14023 değerlerinde modüllerin çarpma (üst) yüzeylerinin merkezlerinde ( $z/w=0.5$ ) ölçülen yerel sıcaklıklar .....	53

<b>Şekil 3.5.</b> $H/D_{jet}=3, 4$ ve $5$ ve $s_{jet}/b=0.5$ 'te jet Reynolds sayısının $8586$ ve $14023$ değerlerinde modüllerin çarpma (üst) yüzeylerinin merkezlerinde ( $z/w=0.5$ ) ölçülen yerel sıcaklıklar .....	54
<b>Şekil 3.6.</b> $H/D_{jet}=3$ ve $s_{jet}/b=0.166$ 'da jet Reynolds sayısının $8586$ ve $14023$ değerleri için deneysel olarak ölçülen ve sayısal simülasyonlar sonucunda elde edilen yerel yüzey sıcaklıkları .....	56
<b>Şekil 3.7.</b> $H/D_{jet}=3$ ve $s_{jet}/b=0.5$ 'te jet Reynolds sayısının $8586$ ve $14023$ değerleri için deneysel olarak ölçülen ve sayısal simülasyonlar sonucunda elde edilen yerel yüzey sıcaklıkları .....	57
<b>Şekil 3.8.</b> $H/D_{jet}=3$ ve $s_{jet}/b=0$ 'da farklı jet Reynolds sayıları için kanal merkezinde ( $z/w=0.5$ ) üst üste bindirilmiş hız konturları ve akım çizgileri.....	59
<b>Şekil 3.9.</b> $H/D_{jet}=3$ ve $s_{jet}/b=0.166$ 'da farklı jet Reynolds sayıları için kanal merkezinde ( $z/w=0.5$ ) üst üste bindirilmiş hız konturları ve akım çizgileri.....	60
<b>Şekil 3.10.</b> $H/D_{jet}=3$ ve $s_{jet}/b=0.25$ 'te farklı jet Reynolds sayıları için kanal merkezinde ( $z/w=0.5$ ) üst üste bindirilmiş hız konturları ve akım çizgileri.....	61
<b>Şekil 3.11.</b> $H/D_{jet}=3$ ve $s_{jet}/b=0.375$ 'te farklı jet Reynolds sayıları için kanal merkezinde ( $z/w=0.5$ ) üst üste bindirilmiş hız konturları ve akım çizgileri .....	61
<b>Şekil 3.12.</b> $H/D_{jet}=3$ ve $s_{jet}/b=0.5$ 'te farklı Reynolds sayıları farklı jet Reynolds sayıları için kanal merkezinde ( $z/w=0.5$ ) üst üste bindirilmiş hız konturları ve akım çizgileri. ....	62
<b>Şekil 3.13.</b> $H/D_{jet}=4$ ve jet Reynolds sayısı $6757$ iken farklı $s_{jet}/b$ oranları için kanal merkezinde ( $z/w=0.5$ ) üst üste bindirilmiş hız konturları ve akım çizgileri.....	63
<b>Şekil 3.14.</b> $H/D_{jet}=4$ ve jet Reynolds sayısı $14023$ iken farklı $s_{jet}/b$ oranları için kanal merkezinde ( $z/w=0.5$ ) üst üste bindirilmiş hız konturları ve akım çizgileri.....	63
<b>Şekil 3.15.</b> $H/D_{jet}=5$ ve jet Reynolds sayısı $6757$ iken farklı $s_{jet}/b$ oranları için kanal merkezinde ( $z/w=0.5$ ) üst üste bindirilmiş hız konturları ve akım çizgileri.....	64
<b>Şekil 3.16.</b> $H/D_{jet}=5$ ve jet Reynolds sayısı $14023$ iken farklı $s_{jet}/b$ oranları için kanal merkezinde ( $z/w=0.5$ ) üst üste bindirilmiş hız konturları ve akım çizgileri.....	65
<b>Şekil 3.17.</b> $H/D_{jet}=3$ ve $s_{jet}/b=0.5$ 'te farklı jet Reynolds sayıları için elde edilen akım çizgileri .....	66
<b>Şekil 3.18.</b> $H/D_{jet}=3$ 'de $s_{jet}/b=0$ (a, b) ve $0.5$ (c, d)'te jet Reynolds sayısının $6757$ (a, c) ve $14023$ (b, d) değerlerinde modül çevresinde meydana gelen girdap yapısı.....	67
<b>Şekil 3.19.</b> $H/D_{jet}=3$ ve jet Reynolds sayısı $6757$ iken farklı $s_{jet}/b$ oranları için kanal merkezindeki ( $z/w=0.5$ ) sıcaklık konturları.....	69

<b>Şekil 3.20.</b> $H/D_{jet}=3$ ve jet Reynolds sayısı 14023 iken farklı $s_{jet}/b$ oranları için kanal merkezindeki ( $z/w=0.5$ ) sıcaklık konturları.....	70
<b>Şekil 3.21.</b> $H/D_{jet}=3$ ve $s_{jet}/b=0.166$ için modül yüzeylerindeki yerel sıcaklık değişimi .....	71
<b>Şekil 3.22.</b> $H/D_{jet}=3$ ve $s_{jet}/b=0.5$ için modül yüzeylerindeki yerel sıcaklık değişimi ..	72
<b>Şekil 3.23.</b> $H/D_{jet}=3$ ve $s_{jet}/b=0.166$ için modül yüzeylerindeki yerel Nusselt sayısının değişimi .....	74
<b>Şekil 3.24.</b> $H/D_{jet}=3$ ve $s_{jet}/b=0.5$ için modül yüzeylerindeki yerel Nusselt sayısının değişimi .....	75
<b>Şekil 3.25.</b> $H/D_{jet}=3$ iken $s_{jet}/b$ oranı azalırken farklı Reynolds sayıları için kanal merkezinde ( $z/w=0.5$ ) üst üste bindirilmiş hız konturları ve akım çizgileri.....	76
<b>Şekil 3.26.</b> $H/D_{jet}=3$ ve $s_{jet}/b$ oranı artarken farklı Reynolds sayıları için kanal merkezinde ( $z/w=0.5$ ) üst üste bindirilmiş hız konturları ve akım çizgileri.....	77
<b>Şekil 3.27.</b> $H/D_{jet}=3$ ve $s_{jet}/b$ oranı azalırken farklı jet Reynolds sayıları için kanal merkezindeki ( $z/w=0.5$ ) sıcaklık konturları.....	78
<b>Şekil 3.28.</b> $H/D_{jet}=3$ ve $s_{jet}/b$ oranı artarken farklı Reynolds sayıları için kanal merkezindeki ( $z/w=0.5$ ) sıcaklık konturları.....	79
<b>Şekil 3.29.</b> $H/D_{jet}=3$ 'te $s_{jet}/b$ oranı azalan durum için modül yüzeylerindeki yerel sıcaklıkların değişimi.....	80
<b>Şekil 3.30.</b> $H/D_{jet}=3$ 'te $s_{jet}/b$ oranı artan durum için modül yüzeylerindeki yerel sıcaklık değişimi.....	81
<b>Şekil 3.31.</b> $H/D_{jet}=3$ 'te $s_{jet}/b$ oranı azalan durum için modül yüzeylerindeki yerel Nusselt sayısının değişimi .....	83
<b>Şekil 3.32.</b> $H/D_{jet}=3$ 'te $s_{jet}/b$ oranı artan durum için modül yüzeylerindeki yerel Nusselt sayısının değişimi .....	84
<b>Şekil 3.33.</b> $H/D_{jet}=3$ için farklı nozul konumlandırmalarında modül yüzeylerindeki ortalama Nusselt sayısının jet Reynolds sayısı ile değişimi .....	86
<b>Şekil 3.34.</b> $H/D_{jet}=3$ için farklı nozul konumlandırmalarında modül yüzeylerindeki genel ortalama Nusselt sayısının jet Reynolds sayısı ile değişimi .....	87
<b>Şekil 3.35.</b> $H/D_{jet}=3, 4$ ve $5$ için farklı nozul konumlandırmalarında modül yüzeylerindeki genel ortalama Nusselt sayısının jet Reynolds sayısı ile değişimi .....	88

## TABLULAR LİSTESİ

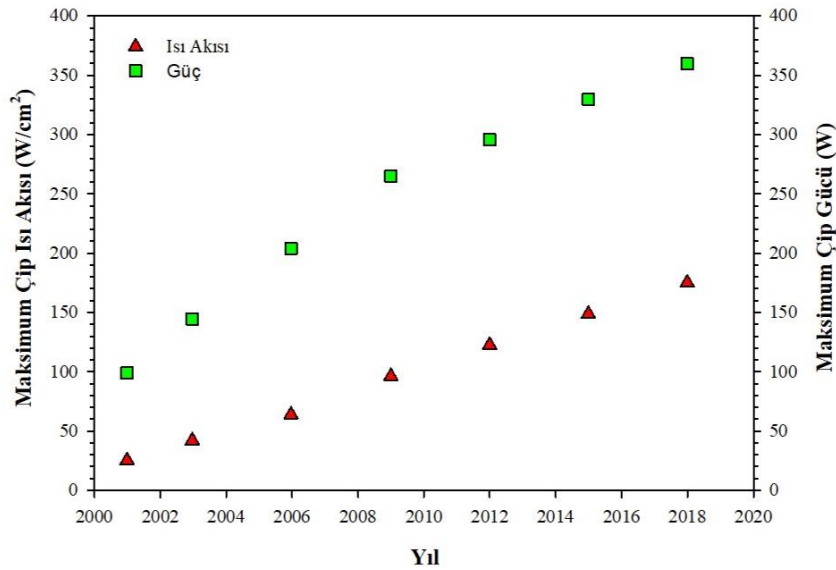
Sayfa

<b>Tablo 1.</b> Farklı soğutma metotları ve ısı transfer mekanizmaları için tipik ısı transferi katsayısı değerleri.....	5
<b>Tablo 1.1.</b> Literatürde Yapılmış Olan Çalışmalar .....	25
<b>Tablo 2.1.</b> Termofiziksel Özellikler .....	44
<b>Tablo 2.2.</b> Ağ Bağımsızlık Çalışması .....	45



## GİRİŞ

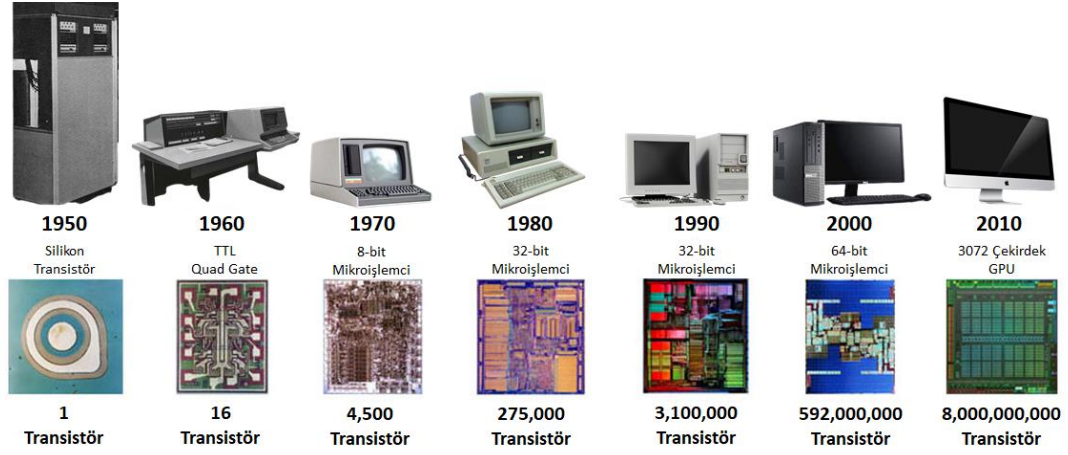
Elektronik bileşenler uzay ve havacılık sanayi, iletişim cihazları, elektronik cihazlar gibi sektörlerde kullanılmaktadır. Bu sektörlerde yaşanan gelişmeler ile üretilen cihazların boyutları da küçülme eğilimi göstermektedir. Yaşanan hızlı teknolojik ilerlemelerle birlikte elektronik bileşenlerde işlem yoğunluğundaki artışın yanında daha kompakt cihazların tasarımı önem kazanmıştır (Qian vd., 2018:12869-12872). Dolayısıyla, sonlu büyüklükteki bileşenlerden geçen akım miktarı da artmaktadır. Bileşenlerin içerisinden akım geçmesi esnasında elektronik bileşenlerde ısı üretimi meydana gelir ve bu durum sıcaklık artışına sebep olur. Yaşanan bu değişimler elektronik bileşenlerde ısı kayıplarının artmasına ve termal verimliliğin azalmasına, dolayısıyla bileşenin kullanıldığı cihazda da ortamın sıcaklık artışından kaynaklanan hasarlara yol açacak ve kullanım ömrünü kısaltacaktır (Ewe vd., 2022:2-6; Ghaisas ve Krishnan, 2022:48-53). Geri dönüşü olmayan hasarlar oluştuğunda ise bileşen işlevini yerine getiremez ve cihaz performansı önemli ölçüde azalır. Bu ve benzeri hasarların önüne geçmek için elektronik bileşenlerde doğru ısıl yönetim sistemi ile birlikte ortam sıcaklığının değişimi kontrol altına alınmalıdır. Şekil 1.'de 2000 yılından bu yana elektronik bileşenlerin yıllar geçtikçe ürettiği maksimum ısı akısı ve sağladığı maksimum güç artışı görülmektedir.



Şekil 1. Mikroçiplerin maksimum ısı akısı ve güç artış tahminleri

**Kaynak:** Murshed ve Castro, 2017:822

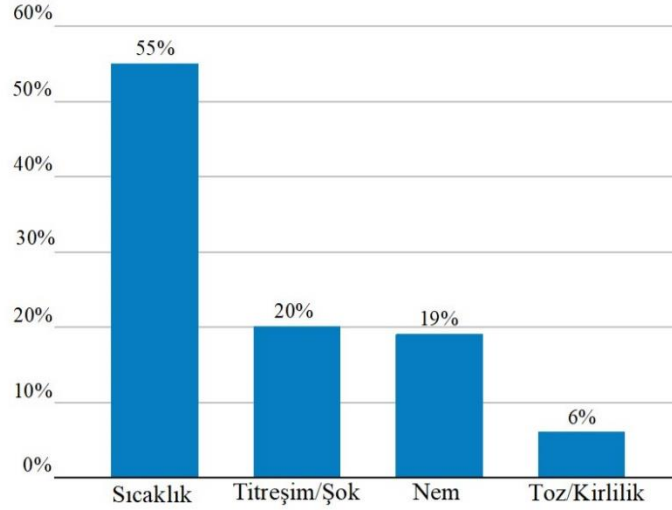
Moore'un 1998'de elektronik devre bileşenlerinin gelişimi hakkında yazdığı makalesinde de öngördüğü gibi, teknolojiye olan ihtiyacın artması bu alandaki çalışmaların gelişmesini sağlamıştır. Bu doğrultuda, aynı boyuttaki bileşenlerin zaman içerisinde çok daha fazla işlem yürütebileceğini, hatta boyutların daha da küçüleceğini ifade etmiştir (Moore, 1998:82-84). Şekil 2.'de yıllar içinde bilgisayar işletim sistemlerinde kullanılan transistörlerin boyutlarına göre güç yoğunluğundaki artış görülmektedir.



**Şekil 2.** Yıllar içerisinde transistörlerin gelişimi

**Kaynak:** Hosting Canada,2023.

Elektronik cihazlarda, çevresel veya kullanıcı kaynaklı arızalar meydana gelebilmektedir. Çevresel arızalar sıcaklık, titreşim, nem, toz ve kirletici unsurlardan kaynaklanabilmektedir. Toz ve kirletici unsurların devre elemanları üzerinde birikmesi sonucunda yüzeyde oluşan katman, yüzeyden ısı transferine ilave bir direnç meydana getirir. Cihazın kullanım ortamındaki nem miktarı elektriksel iletkenliği etkiler ve sistemde kısa devre oluşmasına neden olur. Cihazların titreşim veya fiziksel bir kuvvete maruz kalması ise bileşenlerin ve bileşenler arasındaki bağlantıların hasar görmesine, dolayısıyla cihazın arızalanmasına neden olacaktır. Sıcaklık artışı sebebiyle oluşacak termomekanik gerilmeler ise lehim bağlantılarının kırılması, düşük erime sıcaklığına sahip malzemelerde kalıcı deformasyonlar ortaya çıkarmaktadır (Bar-Cohen vd., 2007:995-1001, Sarper, 2018:2-3). Şekil 3.'te elektronik bileşenlerde hasara neden olan etkenler görülmektedir. Şekil 3. incelendiğinde bahsi geçen hasarların yarısından fazlasının sıcaklık kaynaklı olduğu açıkça görülmektedir.

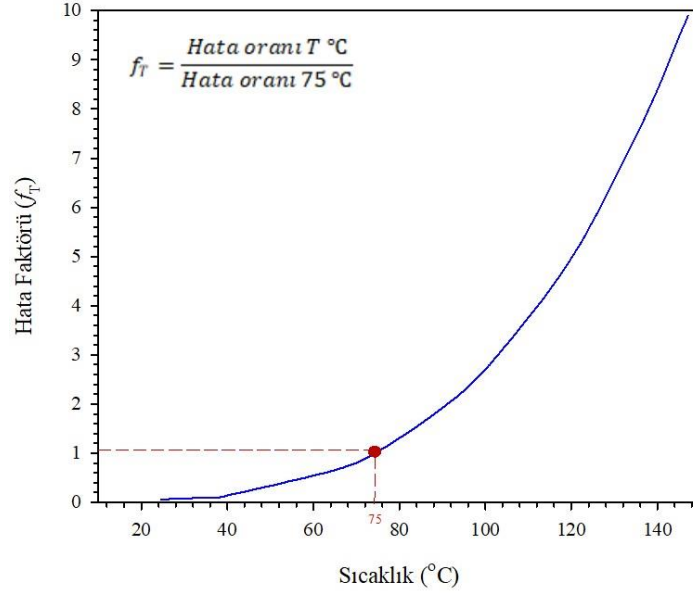


**Şekil 3.** Güç elektroniği sistemlerinde arıza nedenleri

**Kaynak:** Jones-Jackson vd., 2021:10421

Elektronik bileşenlerin verimliliği, güç yoğunluğu, maliyeti, güvenilirliği ve kullanım ömrü gibi alanlarda Ar-Ge çalışmalarının devam etmesi, bileşenlerin ısı yönetimlerinin iyileştirilmesine olan ihtiyacı beraberinde getirmektedir (Klinkhamer vd., 2022:1-3). Elektronik bileşenler, içlerinden geçen akıma bağlı olarak işlem gören bir yapıda olduklarından dolayı bu akım direnç kaynaklı ısı üretimine neden olur. Açığa çıkan ısı sonucunda bileşenlerin çalışma sıcaklıkları müsaade edilen sıcaklık seviyesinin üzerine çıkabilmektedir. Devre elemanlarının aşırı ısınmasının önüne geçmek amacıyla kullanılan ısı yönetim sistemi yeterli değilse, aşırı sıcaklık artışı devre elemanının arızalanmasına hatta yanmasına neden olabilmektedir (Ghaisas ve Krishnan, 2022:49-52). Ortaya çıkan aşırı ısınmanın önüne geçilmesi, yüksek işlem kapasitesine sahip kompakt bileşenlerin geliştirilmesi için oldukça önemli bir nokta haline gelmiştir (Yang vd., 2022:2-6).

Şekil 4.'te sıcaklığa bağlı hata faktörü oranının değişimi yer almaktadır. Şekil 4.'te görüldüğü gibi sıcaklık arttıkça hata faktörü logaritmik artış sergilemektedir. Bunun sonucunda yüksek sıcaklıklarda görülecek olan en küçük artış bile hata faktörü oranında önemli artışlara neden olacaktır. Yapılan çalışmalara göre bileşenin bağlantı sıcaklığındaki 10°C'lik bir azalma hasar oranını %50 oranında azaltmaktadır (Murshed ve Castro, 2017:821-827).



**Şekil 4.** Sıcaklığa bağlı hata faktörü

**Kaynak:** Murshed ve Castro, 2017:822

Elektronik bileşenlerdeki sıcaklık artışından kaynaklanan arızaların önüne geçmek için, sistemin sınırlarının belirlenmesi, akışın fiziksel yapısının ve ısı transfer metotlarının detaylıca incelenmesi oldukça önemlidir (Sarper vd., 2022:1-3). Elektronik bileşenlerin çalışma esnasında ürettiği ısıyı sistemden uzaklaştırmak için farklı soğutucu akışkanlar ve soğutma metotları uygulanmaktadır (Birinci, 2019:5-6). Soğutma metotları, kullanılan akışkanın türü, akışın fiziksel yapısı gibi özelliklere göre sınıflandırılabilir. Farklı soğutma metotlarında ısı transferinin temel mekanizmaları olan; iletim, taşınım ve ışımandan faydalanılmasının yanı sıra bu mekanizmaların birlikte kullanıldığı soğutma metotları da geliştirilmiştir. Bunlar ısı boruları, mikro kanallar, sprey (püskürtmeli) soğutma, faz değiştiren malzemeler (FDM) ile gerçekleştirilen soğutma, termoelektrik jeneratörler (peltier), çarpan jetler, doğal taşınım, ince film buharlaşması, kaynama, buharlaşma ve yoğuşma şeklinde sıralanabilir (Murshed ve Castro, 2017:822-830). Bu soğutma metotlarından bazılarında elde edilebilecek ısı transfer katsayıları Tablo 1.'de görülmektedir. Doğal taşınım, düşük ısı transfer katsayıları nedeniyle yüksek sıcaklıklarda çalışan bileşenlerin soğutulmasında yeterli görülmemektedir. Yüksek kapasiteli sistemlerde çoğunlukla ısı transfer katsayısı daha yüksek olan zorlanmış veya karma taşınım mekanizmalarını içeren soğutma teknikleri kullanılmaktadır (Ghaisas ve Krishnan, 2022:48-53).

**Tablo 1.** Farklı soğutma metotları ve ısı transfer mekanizmaları için tipik ısı transferi katsayısı değerleri

Soğutma Tekniği	Isı Transfer Katsayısı [W/m <sup>2</sup> K]
Doğal Taşınım (Hava)	2-25
Doğal Taşınım (Su)	50-1000
Zorlanmış Taşınım (Hava)	25-250
Zorlanmış Taşınım (Su)	50-20000
Kaynama veya yoğunlaşma	2500-100000
Buharlaşıma	2500-50000

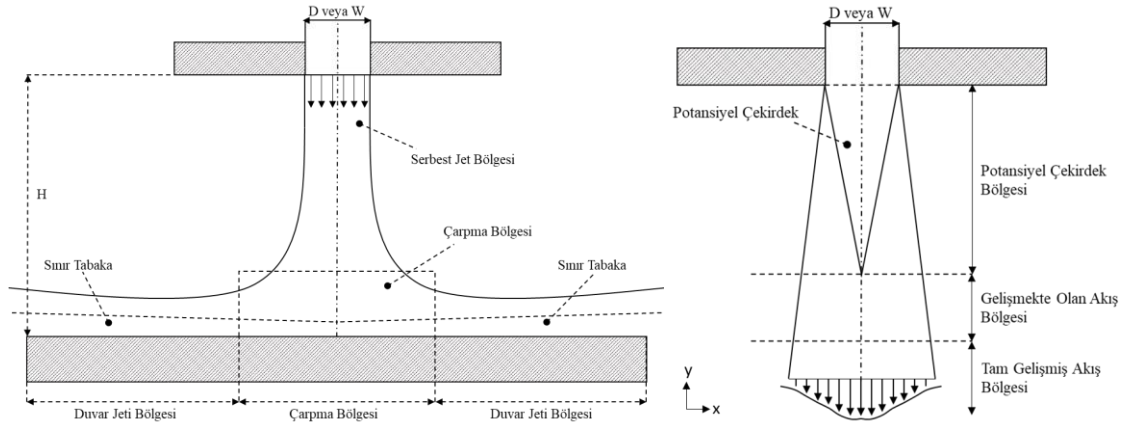
**Kaynak:** Incropera vd., 2006:8; Han ve Wright, 2020:7

Yüzeylerin ısıtma veya soğutma potansiyelini artırmak için çeşitli yöntemler kullanılmakta olup soğutma uygulamalarında ise son yıllarda çarpan hava jetleri yoğun şekilde tercih edilmektedir (Penumadu, 2017:1-6). Çarpan hava jetleri, imalat esnasında malzemelerin ısıtılması ya da soğutulması ve ısı işleme tabi tutulmasında (Ferrari vd., 2003:190-201), elektronik bileşenlerin soğutulmasında, optik yüzeyler üzerinde meydana gelen buğunun çözülmesi amacıyla gerçekleştirilen ısıtmada, türbin elemanlarının soğutulması ve kritik öneme sahip makine elemanlarının soğutulmasında yoğun şekilde kullanılmaktadır (Zuckerman vd., 2006: 565-631).

Şekil 5.'te jet akışının gelişimi sunulmuştur. Şekil 5.'te görülüşü gibi akış nozulden çıktıktan sonra ilk olarak serbest jet bölgesi oluşur. Serbest jet bölgesinde akışkan hızı merkezde maksimum iken x-doğrultusunda hız azalır. Akışkanın yüzeye çarptığı bölge çarpma bölgesi olarak isimlendirilir ve çarpma noktasında hız sıfıra oldukça yakındır. Çarpma bölgesinde basınç oldukça yüksek olup ısı transferi de en yüksek düzeydedir. Akışkan yüzeye çarptıktan sonra yüzeye paralel şekilde akar ve bu bölge duvar jeti bölgesi olarak isimlendirilir. Serbest jet bölgesi de üç bölgeden meydana gelir: (i) hızın nozulden çıkan akışkan hızı ile nerdeyse aynı olduğu potansiyel çekirdek bölge (Bu bölgenin uzunluğu jetin nozulden çıkış hızına bağlıdır.), (ii) akışın genişlediği gelişme bölgesi ve (iii) tam gelişmiş bölge (Pawar ve Patel, 2020:2-4).

Yüzeye dik şekilde çarpan jet akışlarında, sınır tabakanın diğer metotlara kıyasla çok daha ince olması ve çarpma sonrasında meydana gelen çalkantılar ısı transferini

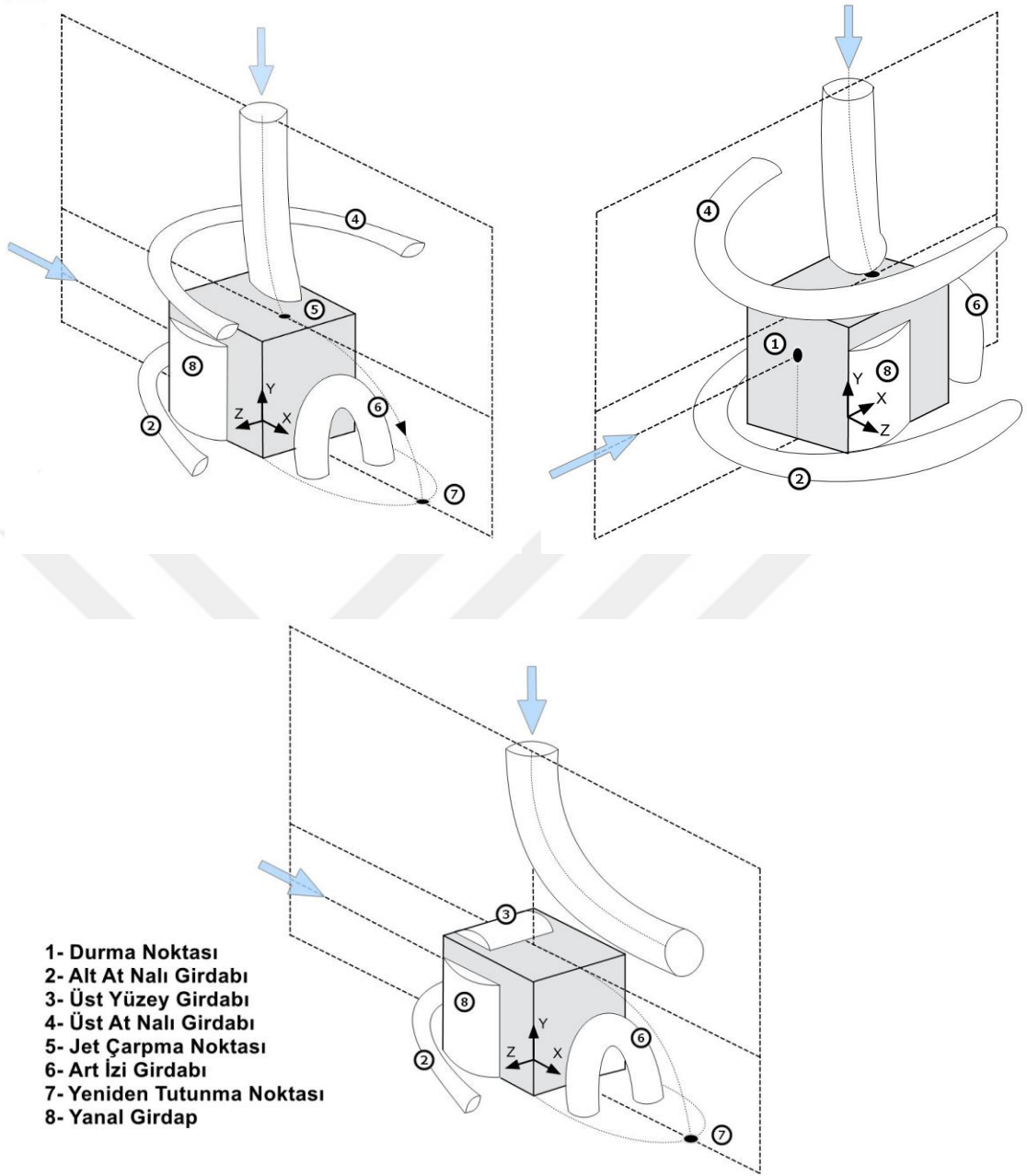
önemli ölçüde artırmaktadır (Nastase ve Bode, 2018:1-3; Zuckerman ve Lior, 2006:567-574).



Şekil 5. Çarpan jet akışlarında oluşan akış yapısı

**Kaynak:** Viskanta,1993

Şekil 6.'da çapraz akış ve jet akışı etkisinde olan bir küpün etrafındaki girdap oluşumu gösterilmiştir. Küp etrafındaki akış üst, ön, arka ve yan yüzeyler olmak üzere dört bölgeden oluşmaktadır. Jet akışı (5) numaralı noktada yüzeye çarpmaktadır. Üst yüzeydeki jet çarpma noktasından (5) radyal olarak çevreye doğru akan akış ile çapraz akış (kanal akışı) arasındaki etkileşim sebebiyle küpün üst bölgesinde (jeti çevreleyen) at nalı girdabı (4) oluşmaktadır. Çapraz akış (kanal akışı) ise küpün ön yüzeyine çarptığında burada bir durma noktası meydana gelir (1) ve kanal alt yüzeyinden sürüklenen akıştan etkilenerek küpün ön bölgesinde alt at nalı girdabı (2) ortaya çıkar. Durma noktasından sonra, akış küpün ön yüzeyinden ayrılıp küpün yan yüzeyini takip etmekte ve yan yüzlerde yanal girdap hücreleri (8) meydana getirmektedir. Küpün üst yüzeyinden ayrılan jet akışı kanal alt yüzeyine (7) numaralı noktada tutunmaktadır. Küpün yan bölgesi ile (7) numaralı nokta arasında kalan akışkan devridaim içerisine girer ve yay şeklindeki art izi girdabı (6) olarak adlandırılan girdabı oluşturur. Çapraz akışın jet akışına baskın geldiği durumda ise jet akışı küpün üst yüzeyine çarpmamakta olup bu sebeple üst at nalı girdabı oluşmamaktadır. Baskın olan çapraz akışın bir kısmı küp üst yüzeyinden ayrılmakta ve yüzeyde ayrı bir girdap (3) oluşturmaktadır.



**Şekil 6.** Soğutmalı bir elektronik bileşen etrafındaki ana akış yapılarının şeması. (a) Üst yüze çarpan jet etkisi; (b) Önden görünüş (c) Kanal akışı tarafından sürüklenen çarpan jet.

**Kaynak:** (Masip vd.,2020:8)

## **Tezin Amacı ve Kapsamı**

Bilgi iletişim teknolojilerinde yaşanan gelişmelere bağlı olarak cihaz boyutları giderek küçölürken cihazların güç gereksinimleri artmaktadır. Bu durum, her bir elemanın yaydığı ısıda önemli bir artışa sebep olurken ısıl yönetimi zorunlu kılmaktadır. Bundan dolayı, özellikle yüksek ısı açığa çıkaran sistemlerde aktif ve pasif soğutma tekniklerinin kullanılmasıyla ısı transferinin iyileştirilmesi amaçlanmaktadır.

Tez kapsamında, tabanında bir dizi ayrık elektronik modöl bulunan dikdörtgen kesitli kanal içerisinde çarpan jet ile akış ve ısı transferi deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Çalışma kapsamında nozul konumlarındaki değişimin farklı kanal yüksekliklerinde ve jet Reynolds sayılarında modüllerin yerel ve ortalama sıcaklık değişimlerine, taşınım ile ısı transfer karakteristiklerine ve modüllerin çevresindeki karmaşık akış yapısına etkileri detaylı olarak incelenmiştir.

# BÖLÜM I

## KAYNAK ARAŞTIRMASI

### 1.1. Literatür Özeti

Tez kapsamında, bir dizi çarpan jet ile soğutulan elektronik bileşenleri temsil eden altı adet modülden taşınım ile ısı transferi deneysel ve sayısal olarak ele alınmıştır. Literatürde, farklı ısı transfer mekanizmalarının (iletim, taşınım ve ışınım) akış ve ısı transfer karakteristiklerine etkilerinin araştırıldığı, ayrıca doğal, zorlanmış ve karma taşınım rejimlerinin etkilerinin analiz edildiği çok sayıda çalışma mevcuttur. Bununla birlikte, ısınan yüzeylerin soğutulması amacıyla çapraz akış ve çarpan jetlerin birlikte ya da ayrı ayrı kullanıldığı çalışmalar da bulunmaktadır. Gerçekleştirilmiş olan çalışmalarda test bölgelerinin geometrik özellikleri ile ısıtıcıların konumu ve geometrik özellikleri de farklılık göstermektedir. Literatürdeki çalışmalar incelendiğinde, çıkıntılı ayrı ısıtıcıların sıralı çarpan jetler ile soğutulmasını inceleyen çalışmaların sınırlı sayıda olduğu görülmüş olup ele alınan problem ile ilgili çalışmalar aşağıda özetlenmiştir.

Florschuetz vd., çoklu çarpan jetler ile soğutulan bir yüzeyin ısı transfer karakteristiklerine farklı geometrik konfigürasyonların etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Ortalama ısı transferi değerlerinin jetler arası mesafeye bağlı olmadığını, küçük aralıklı jet diziliminin diğer dizilimlere göre ısı transferinde iyileşme gösterdiğini belirtmişlerdir (Florschuetz vd., 1980:5-56).

Barata vd., tek ve çift jet akışı kullanılan çapraz akışlı bir sistemde hız profillerini farklı Reynolds sayılarında, jet hızı-çapraz akış hız oranının 30 olduğu durum için Laser-Doppler tekniği ile deneysel olarak incelemişlerdir. Ayrıca, deneysel veriler sayısal çalışma ile doğrulanmış olup çalışma sonucunda jet akışının yüzeye çarptıktan sonra yukarı doğru yöneldiği, çarpmadan sonra kayma gerilmelerinin arttığı ve hızda dalgalanmaların meydana geldiği belirlenmiştir (Barata vd., 1991:595-602).

Al-Sanea, ısıtılmış düz bir plaka üzerine farklı akış doğrultularında (serbest çarpan jet, yarı sınırlı çarpan jet, çarpan jet ve çapraz akış) laminar akış koşulunda ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. Çarpma bölgesi boyunca ısı transferinin jet çarpma hızına oldukça duyarlı olduğunu ve serbest jet ile yarı sınırlı jet kullanımı arasında ısı transferinin önemli bir farklılık göstermediğini belirtmiştir (Al-Sanea, 1992: 2501-2513).

Jia vd., jet ve çapraz akış Reynolds sayılarının sırasıyla 6000 ve 14000'e eşit olduğu durumda sıcak yüzey üzerinde konumlanmış üç adet engelin ısı transferi ve akış yapısı üzerine etkilerini sayısal olarak araştırmışlardır. Çalışma sonucunda, ısı transferinin iyileştirilmesi için yüzey üzerine konumlandırılan engellerin kanal içerisindeki konumu ve boyutunun oldukça önemli olduğunu belirlemişlerdir (Jia vd., 2001:642-661).

Hebert vd., sıcak bir plakanın çarpan jet ile soğutulmasında farklı jet konfigürasyonlarının ısı transferine etkilerini farklı Reynolds sayılarında (10000-30000) deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Daha az sayıda jet nozulu kullanılan test bölgesinde geleneksel jet dizilimine göre daha az çapraz akış etkisi ortaya çıktığını gözlemlemişlerdir (Hebert vd., 2004:1-6).

Rhee vd., ilk olarak çarpan jet/efüzyon sisteminin ısı ve kütle transfer karakteristiklerini deneysel ve sayısal olarak analiz etmişlerdir. Rhee vd., diğer bir çalışmada ise yüzey üzerine yerleştirilen akış yönlendiricilerin akış ve ısı transferine etkilerini değerlendirmişlerdir. Araştırmacılar, ilk çalışmalarında efüzyon deliği kullanımının sadece çarpan jet kullanımına oranla ısı transferini iyileştirdiğini; akışa dik yönde kullanılan engellerin güçlü bir akış ayrılması yarattığı ve basınç düşümünü önemli ölçüde etkilediği sonucuna varmışlardır (Rhee vd., 2002:1-11, Rhee vd., 2003:74-81; Rhee vd., 2004:615-626).

Sahoo ve Sharif, ısı üretimi olan bir plakanın laminar slot jet ile soğutulmasında farklı nozul-plaka mesafeleri, jet Reynolds sayıları (100-500) ve Richardson sayılarının (0-10) karma taşınım etkilerini iki boyutlu ve sayısal olarak incelemişlerdir. Araştırmacılar, Nusselt sayısının Richardson sayısıyla önemli ölçüde değişmediğini, Reynolds sayısının bu değişimde daha önemli olduğunu ve bu sebeple yerçekimi etkilerinin yok sayılabileceğini ifade etmişlerdir (Sahoo ve Sharif, 2004:877-887).

Yang ve Wang, ısıtılan bir plakanın 5000 Reynolds sayısındaki çapraz akış ve eğik jet akışı altında soğutulmasında jet hızının ve plakanın ısı akışı değişiminin ısı transferi üzerindeki etkilerini üç boyutlu olarak incelemişlerdir. Araştırmacılar, birbirleriyle ters yönde dönmekte olan bir çift girdap oluştuğunu ve hız oranı arttıkça daha geniş açıklıklı bölgelerde ısı transferinin iyileştiğini belirtmişlerdir (Yang ve Wang, 2005: 019-4027).

Kanokjaruvijit ve Martinez-botas, 8x8 dizilime sahip jet nozulleri ile soğutulmaya çalışılan bir yüzeyde bulunan girintilerin geometrik şeklinin, çapraz akış konfigürasyonunun ve hedef plaka uzaklığının ısı transferine etkileri üzerine deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Araştırmacılar, hedef plakaya olan uzaklığın azaldığı durumlarda akışın girintilerden çıkamadığı ve düz plakaya kıyasla ısı transferinin daha düşük olduğunu; hedef plakaya olan uzaklığın arttığı ve maksimum çapraz akış konfigürasyonu kullanılan durumlarda ise ısı transferinin daha yüksek olduğunu belirlemişlerdir (Kanokjaruvijit ve Martinez-botas, 2005:161-170).

Tummers vd., çapraz akış ve jet akışının bir küpün soğutulması üzerindeki kombine etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Test bölgesindeki karmaşık akış yapısı PIV tekniği ile, küpün yüzey sıcaklıkları ise kızılötesi ölçüm tekniği ile belirlenmiştir. Araştırmacılar, akışın yüzeye çarpmasından sonra akış ayrılmalarının meydana geldiğini ve jet nozulunun küpün hemen başlangıcına konumlandırıldığında yüzeylerdeki toplam ısı transferini artırdığını gözlemlemişlerdir (Tummers vd., 2005:773-782).

Spring ve Weigand, kombine çapraz akış ve jet akışı ile soğutulan bir plaka için parametrik sayısal çalışmalar gerçekleştirmiş ve farklı türbülans modellerinin çözümler üzerindeki etkilerini değerlendirmişlerdir. Araştırmacılar, plakanın sadece jet akışıyla soğutulması durumunda nozul ile Nusselt sayısının tepe noktasının eş merkezli olduğunu, çapraz akışın hızı arttıkça Nusselt sayısının tepe noktasının kanal çıkışına doğru kaydığını belirlemişlerdir (Spring ve Weigand, 2006:1-11).

Hong vd., kanal akışı ve çarpan jet akışı kullanılan efüzyon delikli ve kanatçıklı kanalda kanatçık geometrisinin ve kanal Reynolds sayısının sabit jet Reynolds sayısına göre değişiminin kanaldaki ısı ve kütle transferine etkilerini deneysel ve sayısal olarak araştırmışlardır. Sonuçlarda, efüzyon deliği bölgesinde oluşan karmaşık akış yapısı ve kanatçıklar sebebiyle akışın hızlanması sonucunda bu bölgede ısı ve kütle transferinin artmakta olduğu belirlenmiştir (Hong vd., 2006: 120-749; Hong vd., 2007:1697-1705).

Rundström ve Moshfegh, kanal içerisinde bulunan bir küpün soğutulmasında düşük hızlı kanal akışı ve çarpan jet kullanılmasının ısı transferi, akış yapısı ve basınç düşümüne etkilerini farklı Reynolds sayısı aralıklarında deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmaların sonucunda, çapraz akışın küplere çarparak akış ayrılmalarına sebep olduğunu, artan çapraz akış hızının basınç kayıp katsayını

azaltmasına rağmen basınç düşümünün artmasına neden olduğu belirlenmiştir (Rundström ve Moshfegh, 2008:1-13; Rundström ve Moshfegh, 2009: 921–931).

Sharif ve Mothe, düz ve içbükey silindirik yüzeylerin tek bir slot jet ile soğutulmasında farklı türbülans modellerinin doğruluğunu test etmek amacıyla sayısal bir çalışma gerçekleştirmişler ve sonuçları deneysel veriler ile karşılaştırmışlardır. Araştırmacılar, jet-hedef plaka mesafesinin türbülans modeli seçiminde oldukça önemli olduğunu ve jet çekirdek bölgesi çarpma düzlemine yakın olan düz yüzeylerde SST  $k - \omega$  türbülans modelinin daha doğru sonuçlar verdiğini, içbükey yüzeylerde ise RNG  $k - \epsilon$  türbülans modelinin doğruluğunun daha yüksek olduğunu ortaya koymuşlardır (Sharif ve Mothe, 2009: 273–294).

Popovac ve Hanjalic, kanal içerisine monte edilmiş bir sıra ısıtılmış küpün kombine bir şekilde çapraz akış ve çarpan jet ile soğutulmasının ısı transferi ve akışa etkilerini sayısal olarak araştırmışlardır. Araştırmacılar, en etkin soğutmanın küpün üst ve ön yüzeylerinde gerçekleştiğini ve küplerin arka yüzeylerinde oluşan girdap halkalarının yüzeye temas edip ayrılmasıyla ısı transferinin iyileştiğini belirtmişlerdir (Popovac ve Hanjalic, 2007: 360–1378; Popovac ve Hanjalic, 2009: 4047–4062).

Esposito vd., sıralı dizilime sahip on jet nozulü bulunan test bölgesi içerisinde oluklu ve düz çarpma plakası kullanımının ısı transferine etkilerini Reynolds sayısının 20000 ile 60000 aralığında deneysel olarak incelemişlerdir. Araştırmacılar, akış bölgesine doğru genişletilen nozulların çapraz akış etkisini zayıflattığını ve buna bağlı olarak ısı transferini önemli ölçüde iyileştirdiğini belirlemişlerdir (Esposito vd., 2007:1-8; Esposito vd., 2009:1-8).

Miao vd., sabit sıcaklıktaki çarpma plakasının sıralı ve şaşırtmalı jet dizilimi ile soğutulmasına farklı jet Reynolds sayıları ve çıkış konfigürasyonlarının etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada, jet Reynolds sayısı arttıkça yerel ve ortalama Nusselt sayılarının arttığı, hibrit çapraz akış konfigürasyonunun diğer konfigürasyonlara göre daha düşük basınç düşümü ve daha az çapraz akış etkisi yarattığı sonuçları elde edilmiştir (Miao vd., 2009: 1019-1050).

Rao vd., sıcak bir bakır plakanın çoklu çarpan jetler (29×29) ile soğutulmasında Reynolds sayısı değişiminin ısı transferi ve akış profili üzerindeki etkilerini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmanın sonucunda, çıkışa doğru çapraz akışın etkisiyle

jetin kırıldığı ve buna bağlı olarak yerel Nusselt sayısının giderek azaldığı belirlenmiştir (Rao vd., 2009:1-11).

Demircan ve Türkoğlu, laminer salınımlı bir slot jet ile gerçekleştirilen soğutmada, salınım frekans ve genliğinin akış ve ısı transferine etkilerini sayısal olarak incelemiştirler. Plakalar arası mesafe arttıkça çarpma noktasında Nusselt sayısının azaldığı, fakat mesafe oranı 2'den büyük olduğu durumlarda değişimin daha sınırlı olduğu ve mesafe oranı 1.5'ten büyük olduğu durumlarda salınımlı durumun ısı transferi performansının sabit jet hızına kıyasla daha iyi olduğunu belirtmişlerdir (Demircan ve Türkoğlu, 2010: 895-904).

Xing ve Weigand, düz ve çukurlu çarpma plakasına sahip çoklu çarpan jet ısı yönetim sisteminde yüksek Reynolds sayılarında ve farklı çapraz akış konfigürasyonlarında jet-hedef plaka aralığının ısı transferine etkilerini sıvı kristal tekniğini kullanarak deneysel olarak incelemiştirler. Araştırmacılar, çukurlu hedef plakanın minimum çapraz akış etkisinde daha iyi ısı transfer performansı sergilediğini belirtmişlerdir (Xing ve Weigand, 2010: 3874–3886).

Chen vd., ısıtılmış bir plakanın slot jet ile soğutulmasında, laminer rejimde jet girişindeki sıcaklığı eşlenik gradyan yöntemi ile çözmeye çalışmışlardır. Çalışmanın sonucunda sıcaklık konturlarını ve ısı üretimini inceleyerek bu yöntemin %1'den daha az bir farkla oldukça doğru bir sonuç elde edildiğini göstermiştir (Chen vd., 2010: 5008–5016).

Yang vd., yarı dairesel ısı üretimi olan bir çarpma düzlemine sahip kanalda ısı üretim miktarının, kanal yüksekliğinin, jet Reynolds sayısının ve jet/çarpma düzlemi çap oranı değişiminin ısı transferine olan etkilerini sayısal olarak incelemiştirler. Çalışma sonucunda, yerel Nusselt sayısı değerlerinin jetin çarpma noktasında en yüksek düzeyde olduğunu ortaya koymuşlardır (Yang vd., 2011: 482–489).

Heo vd., çapraz akış ve jet akışı bulunan bir kanal içerisinde ısı transferini eliptik jet nozullarının farklı en-boy oranları ve nozul açıları için analiz etmişler ve nozul eğiminin, ısı transferi üzerinde nozul en-boy oranına kıyasla daha etkili olduğu sonucunu ortaya koymuşlardır (Heo vd., 2011:71-742).

Katti ve Prabhu, bir dizi sıralı çarpan jet ile ısı transferini iyileştirmeyi amaçlayarak farklı kanal yükseklikleri, genişlikleri ve derinlikleri için yerel ve ortalama

ısı transfer karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Araştırmacılar, her bir jet çarpma noktasında Nusselt sayısının asimetric değişim sergilediğini, ısı transferinin iyileştirilmesinde jet-hedef plaka mesafesinin tek başına yeterli olmadığını ve jetler arası mesafenin de dikkate alınması gerektiğini belirlemişlerdir (Katti ve Prabhu, 2011:41-53).

Wang vd., sıcak bir plaka üzerine nervürlü bir nozuldan çıkan jet akışının farklı nervür çapı ve kanal-jet Reynolds sayısı değerleri için yerel ve ortalama ısı transfer karakteristiklerinin değişimini deneysel olarak incelemişlerdir. Düşük hız oranlarında nervür kullanımının ısı transferini iyileştirmede oldukça etkili olduğunu, yüksek hızlarda ise nervür kullanımının ısı transferini homojen hale getirdiği ancak çarpan jet etkisini azalttığını belirlemişlerdir (Wang vd., 2011: 4157–4166).

Levy vd., ısıtılmış düz bir plakanın çoklu çarpan jetler ile soğutulmasında jet Reynolds sayısının basınç düşümüne olan etkisini araştırmışlardır. Basınç düşümünün jet Reynolds sayısının artışıyla arttığı, sürtünmeden kaynaklı kayıpların toplam basınç kaybına önemli ölçüde etki etmediği, basınç düşüş etkilerinin çoğunlukla kinetik enerjiden kaynaklandığını bulmuşlardır (Levy vd., 2012:1-11).

Lamont vd., bir sıra çarpan jet kullanımı ile dönen ısı üretimi olan radyal kanalda Coriolis kuvvetinin, kanal yüksekliği, dönüş sayısı ve Reynolds sayısı değişiminin yerel ve ortalama ısı transferi özelliklerine etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Coriolis kuvvetinin, potansiyel çekirdeğin gelişen uzunluğu üzerinde önemli bir etkiye sahip olabileceği ve hedef yüzeyde ortaya çıkan ısı transferini etkileyebileceğini aynı zamanda kanal yükseklik değişiminin hareketsiz bir kanala göre farklı rejimde olduğu sonucunu elde etmişlerdir (Lamont vd., 2012:1-12).

Masip vd. çapraz akış ve jet akışına maruz kalan sıcak bir küpün soğutulmasını deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışma kapsamında farklı jet/çapraz akış Reynolds sayısı oranlarında ortaya çıkan ısı transferi ve akış yapısı değişimleri üzerinde durulmuş olup Reynolds sayısı oranı değişiminin sadece küpün üst yüzeyinden olan ısı transferini etkilemediğini diğer yüzeylerde de etkili olduğunu ve çapraz akış Reynolds sayısındaki artışın at nalı girdaplarının büyüklüğünü artırdığını belirlemişlerdir (Masip vd., 2012:50-71).

Yang vd., kanal yüksekliğinin değişimi ve çarpma bölgesinde kullanılan engellerin karmaşık akış yapısı ve ısı transferine etkilerini LES metodu ile sayısal olarak ele almışlardır. Araştırmacılar çalışma sonucunda engelin geriye ters akışı desteklediğini,

laminer rejimde girdap oluşumunun ısı transferini zayıflattığını, türbülanslı rejimde ise girdap oluşumunun ısı transferini iyileştirdiğini belirlemişlerdir (Yang vd., 2013:543-553).

Larraona vd., içerisinde ısı üretimi olan küp formundaki bileşenin soğutulmasını farklı jet/çapraz akış hız oranları, jet konumları ve kanal yükseklikleri için incelemişler, belirtilen parametrelerin yerel ve ortalama ısı transfer dinamiklerine, akış yapısına ve basınç kaybına etkilerini analiz etmişlerdir. Çalışmanın sonucunda Reynolds sayısındaki ve hız oranındaki artışın basınç düşümünü artırdığı, jet konumu ve kanal yüksekliğinin yerel ve ortalama ısı transfer dinamikleri üzerinde büyük bir etkiye sahip olduğu belirlenmiştir (Larraona vd., 2013:428-438).

Lee vd. düz bir plakanın bir dizi çarpan jet ile soğutulmasında, jet-hedef plaka mesafesi ve Reynolds sayısı değişiminin ısı transferine etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Sonuçlar, Nusselt sayısının jet-hedef plaka mesafesi azaldıkça arttığını, değişen parametrelerin üretilen çapraz akışlarda ve jet çarpma noktasından sonra oluşan girdapları etkilediğini göstermiştir (Lee vd., 2013:1-17).

Liu vd., çoklu çarpan jetler ile soğutulan çarpma plakası üzerinde bulunan olukların yönlerinin ısı transferine etkilerini 2500-7700 Reynolds sayısı aralığında deneysel olacak incelemişlerdir. Araştırmacılar, jet akışı doğrudan oluk üzerine çarptığında ısı transferinin zayıfladığını, çapraz akış etkili olduğunda ise ısı transferinin iyileştiğini ve yerel Nusselt sayısının akış boyunca çapraz akış etkileri nedeniyle azaldığını gözlemlemişlerdir (Liu vd., 2013: 292–299).

Kim vd., çarpan jet ve çapraz akış ile gerçekleştirilen soğutma sırasında ısıl gerilmeleri en aza indirecek olan çarpan jet/efüzyon deliği tasarımını belirlemek için bir dizi sayısal çalışma yürütmüşlerdir. Yapılan çalışmalar sonucunda, efüzyon deliklerinin yakınında ısıl gerilmelerin yüksek olduğu, buna karşın çarpan jet kullanılmayan durumda gerilmelerin en yüksek düzeye çıktığı ve çapraz akış sonucunda ısıl gerilmelerin azaldığını ortaya koymuşlardır (Kim vd., 2014: 839-848).

Yu vd., üç farklı girişten yönlendirilen çapraz akış ve jet akışının ısı transferi üzerindeki birleşik etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Araştırmacılar farklı Reynolds sayısı aralıklarında, jet nozulu çıkışına konumlandırılan üçgen formundaki türbülans üreteçlerin ve çapraz akış girişlerinin konumlarının ısı transferine etkileri üzerine odaklanmışlardır. Sonuçlar, jet akışına ek olarak çapraz akış kullanımının ısı transferini

iyileştirdiğini, türbülans üreteçlerin kullanımının da bu durumu desteklediğini göstermiştir (Yu vd., 2015:126-138).

Ariz vd., sıcak bir plakanın bir dizi çarpan jet ile soğutulmasında jet çapı, efüzyon deliği çapı, kanal yüksekliği ve jet deliği-efüzyon deliği arasındaki mesafenin kanalın soğutma performansına etkilerini üç boyutlu ve sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmanın sonucunda, yüksek kanal yüksekliği-jet çapı oranına sahip tasarımların daha düşük ısı direnç oluşturduğu belirtilmiştir (Ariz vd., 2015:110-117).

Saleha vd., ısıtılmış bir küpün köşelerindeki pahların çapraz akış ve çarpan jet ile yapılan kombine soğutmaya ve karmaşık akış yapısına etkilerini farklı Reynolds sayıları ve pah uzunlukları için sayısal olarak incelemişlerdir. Araştırmacılar çalışmanın sonucunda küp yüzeyindeki geometrik değişikliklerin ısı transferi ve akış yapısını önemli ölçüde etkilediğini belirtmişlerdir (Saleha vd., 2015: 1067–1076).

Parbat vd., çarpan sıralı jetler ile soğutulan ısıtılmış düz bir plaka yüzeyinde kullanılan farklı geometrik özelliklerdeki engellerin ısı transferi ve akış dinamiklerine etkilerini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Araştırmacılar, yüzeye açılan çukurların diğer engel tiplerine kıyasla daha iyi bir ortalama ısı transferi sunduğunu ve üçgen profile sahip engellerin çapraz akışı zayıflattığını belirlemişlerdir (Parbat vd., 2016:1-11).

Terzis, ısıtılmış bir yüzeyin çoklu çarpan jetler ile soğutulmasında, Reynolds sayısının 14700-45000 aralığında yerel ve ortalama ısı transfer karakteristiklerini ve akış yapısını incelemek amacıyla deneysel bir çalışma gerçekleştirmiştir. Araştırmacı, çapraz akışın bulunmadığı durumda çarpan jetlerin sadece jet çarpma bölgesindeki ısı transferini iyileştirdiğini fakat çapraz akışın da etkisiyle bu olgunun farklılaştığını ve tüm yüzeyde iyileşme sağlandığını ortaya koymuştur (Terzis, 2016:1-14).

Vinze vd., ısıtılmış düz bir yüzeye çarpan, şevron formunda çıkıntılar içeren jet nozulunun köşebent açısı değişiminin farklı Reynolds sayıları için yerel ısı transferi değişimi üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Sonuçlar, 10° zikzak açısına sahip bir nozulun düz silindirik bir nozula oranla yerel ısı transferini %25 oranında iyileştirdiğini göstermektedir (Vinze vd., 2016:124-136).

Singh vd., bir sıra çarpan jet ile soğutulmaya çalışılan kanaldaki ısı transferi ve çapraz akışa jet nozul geometrisinin etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmanın

sonucunda, genel ısı transferi artışının V formundaki nozul geometrisinden kaynaklandığı, ancak dairesel nozulun V formundaki nozula kıyasla akışa daha az direnç gösterdiğinden dolayı basınç kayıplarının daha az olacağı belirlenmiştir (Singh vd., 2016:1-11).

El-Jumma vd., çoklu çarpan jet ve efüzyon deliği kullanılan bir kanalda jet/efüzyon deliği kesit alanı oranındaki değişiminin ısı transferine etkilerini sayısal olarak incelemiştir. Çalışmalar, efüzyon deliği kullanımının, referans duruma kıyasla ısı transfer katsayısını artırdığı sonucunu vermiştir (El-Jumma vd., 2016:1-14).

Sarper vd., ısıtılmış dört ayrı ayrı ısıtıcı kullanılan düşey kanalda doğal taşınım ve ışınım ile ısı transferini Grashof sayısı ve ısı kaynaklarının yüzey yayıcılık etkileri için deneysel ve sayısal olarak analiz etmişlerdir. Araştırmacılar, ışınım ile ısı transferinin ısıtıcıların yüzey yayıcılıklarının artışıyla arttığını ve kanal içerisindeki akışkanın ısınmasıyla birlikte ısıtıcılardan taşınım ile ısı transferinin azaldığını belirtmişlerdir (Sarper vd., 2017:1017-1034).

Chauhan vd., güneş kolektörlerini soğutmada kullanılan çarpan jet geometrisinin ısı transferine etkisini deneysel olarak incelemiştir. Çalışmalar 4000-16000 Reynolds sayısı aralığında farklı jet çapları ve jet aralık oranlarında gerçekleştirilmiştir. Araştırmacılar, jet çapındaki değişimin ısı transferinde %46.48'e varan bir iyileşme sağladığını belirlemişlerdir (Chauhan vd., 2017:100-109).

Attalla vd., düz bir yüzeye çarpan çoklu çarpan jet geometrilerinin ısı transfer karakteristiklerine etkilerini farklı kanal yüksekliği, Reynolds sayısı ve nozullar arası mesafe değerleri için deneysel olarak incelemiştir. Çalışmanın sonucunda dairesel nozulların yerel ve ortalama ısı transfer karakteristiklerini iyileştirdiğini fakat kare nozul geometrisinde yüzeydeki ısı transferinin daha homojen olduğunu ortaya koymuşlardır (Attalla vd., 2017:160-169).

Singh ve Ekkad, çoklu çarpan jetler ile soğutulan bir kanalda efüzyon deliği ve çapraz akışın farklı konfigürasyonlarının taşınım ile ısı transferine etkilerini üç farklı Reynolds sayısında sıvı kristal termografi yöntemi ile deneysel olarak incelemiştir. Çalışmanın sonucunda çapraz akış bulunmayan ve efüzyon deliği kullanılan durumda ısı transferinin en yüksek düzeyde gerçekleştiğini, efüzyon delikleri kullanılmayan durumda ise ısı transferinin en düşük seviyede olduğunu gözlemlemiştir (Singh ve Ekkad, 2017:998-1010).

Maghrabie vd., çarpan jet ve kanal akışı kullanılarak soğutulan sabit sıcaklıktaki yedi ayrıık ısıtıcı bulunan dikdörtgen kesitli kanalda taşınım ile ısı transferini incelemiştir. Araştırmacılar, jet konumu ve jet-kanal Reynolds sayısı oranının, basınç düşümü, taşınım ile ısı transferi ve ısı iyileştirme faktörü üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Araştırmanın sonucunda Reynolds sayısı oranı arttıkça basıncın kanal boyunca azaldığı ve yerel Nusselt sayısındaki düzensizliğin Reynolds sayısı oranının artırılması ile giderilebileceği belirlenmiştir (Maghrabie vd., 2017:285-296).

Ji vd., sıralı 3×9 dizilime sahip jet nozulları ile soğutulan dikdörtgen kesitli plakadan taşınım ile ısı transferini farklı jet çapı değişim konfigürasyonları için Reynolds sayısının 10000-20000 aralığında sayısal olarak incelemiştir. Araştırmacılar, artan ve sonra azalan jet çaplarına sahip konfigürasyonun diğer konfigürasyonlara göre daha efektif bir soğutma performansı sağladığını ve ayrıca daha yüksek seviyelerde ısı transferi oluşturduğunu belirtmişlerdir (Ji vd., 2017:579-598).

Lam ve Prakash, ayrıık ısı kaynakları içeren dikdörtgen kesitli kanalda farklı Reynolds sayısı (100-1000), hız oranı ve kanal yüksekliği değerleri için akış ve ısı transfer dinamikleri ve entropi üretimini laminer akış koşulunda sayısal olarak incelemiştir. Hız oranı arttıkça ikincil akışların şiddeti ve genişliğinin arttığı ve Nusselt sayısı arttıkça genel entropi üretiminin arttığını ifade etmişlerdir (Lam ve Prakash, 2017:880-900).

Selimefendigil ve Öztöp, sabit yüzey sıcaklığına sahip bir kanalın laminer rejimde nanoakışkan ile soğutulmasında nanoparçacık formu ve plaka geometrisinin ısı transfer karakteristiklerine etkilerini sayısal olarak incelemiştir. Çalışmanın sonucunda yüzeye farklı aralıklarda açılan olukların ve nanoparçacık formunun plakadan olan ısı transferini etkilediğini belirtmişlerdir (Selimefendigil ve Öztöp, 2017:1-9).

Rao vd., çift duvarlı soğutma modelinin çarpma yüzeyinde efüzyon delikleri ve silindirik kanatçıklar kullanılması ile ısı transferine etkilerini deneysel ve sayısal olarak analiz etmişlerdir. Araştırmacılar çalışmanın sonucunda çarpma plakasında silindirik kanatçıklar ve efüzyon deliği kullanımının kanalda oluşan çapraz akış etkilerini azalttığını ve ısı transferini daha homojen hale getirdiğini gözlemlemişlerdir (Rao vd., 2018:106-119).

Alenezi vd., dairesel düz bir yüzey üzerinde jet nozulu tarafından sağlanan akış (Re=10000-20000) kaynaklı taşınım ile ısı transferi ve akış dinamiklerine yüzeye eklenen engellerin etkisini sayısal olarak incelemiştir. Sonuçlarda, yüzeye monte edilen

engellerin ısı transferi ve akış yapısını engelsiz duruma kıyasla olumlu yönde etkilediğini ortaya koymuşlardır (Alenezi vd., 2018:1-16).

El-Jumma vd., 10×10 sıralı jetler ile soğutulan sabit yüzey sıcaklığına sahip dikdörtgen kesitli bir kanalda yüzeye entegre edilmiş engellerin ısı transferi ve çapraz akışa etkilerini deneysel ve sayısal olarak araştırmışlardır. Sonuçlarda, kullanılan engellerin ilk 5 jet nozuluna karşılık gelen bölgede ısı transferini zayıflattığı son 3 nozula karşılık gelen bölgede ise ısı transferini iyileştirdiği ortaya konmuştur (El-Jumma vd., 2018:1-13).

Maghrabie vd., sabit yüzey sıcaklığına sahip ayrıklı ısıtıcıların soğutulmasında sadece çapraz akış, jet akışı-çapraz akış konfigürasyonları ve jet konumunun taşınım ısı transferi ve akış üzerindeki etkilerini sayısal olarak incelemiştir. Araştırmacılar, jet/kanal Reynolds sayısı oranı arttıkça ayrıklı ısıtıcıların yan yüzeylerinde ısı transferinin azaldığını, üst yüzey ile ön ve arka yüzeylerde ise ısı transferinin iyileştiğini belirlemiştir. Ayrıca, jet konumunun ısı transferine etkileri incelendiğinde ısı transferi açısından en uygun jet konumunun üç numaralı ısıtıcı ile eş merkezli konum olduğunu ortaya koymuşlardır (Maghrabie vd., 2018:1-10).

Prusty vd., tabanında üçgen profilde çıkıntılar bulunan ısıtılmış plakaya sahip dikdörtgen bir kanalda, kanal akışı ve jet akışına ait Reynolds sayılarının ısı transferine etkilerini araştırmışlardır. Sonuçlar, kanal Reynolds sayısının jet Reynolds sayısına oranla ısı transferi üzerinde daha etkili olduğunu göstermiştir (Prusty vd., 2019:1-14).

Brakmann vd., çoklu çarpan jetler ile soğutulan sabit sıcaklıktaki yüzeyden olan ısı transferini iyileştirmek amacıyla yüzey üzerine dikdörtgen formda ayrıklı akış yönlendiriciler entegre etmişlerdir. Araştırmacılar, kullanılan akış yönlendiriciler ile çapraz akışı zayıflatmayı ve yüzeyden olan ısı transferini iyileştirmeyi hedeflemiştir (Brakmann vd., 2019:1-14).

Zhou vd., çoklu çarpan jetler ile soğutulan yarı daire formundaki hedef plakanın yüzey geometrisi ve kullanılan efüzyon deliğinin çap değişiminin ısı transferi ve akış karakteristikleri üzerine etkisini farklı Reynolds sayılarında incelemiştir. Araştırmacılar, efüzyon deliği çapının artışının kanaldan çıkan hava kütesini artırdığını ifade etmişlerdir (Zhou vd., 2019:1097-1113).

Zhou vd., içbükey bir yüzeyin sıralı çarpan jetler ile soğutulmasında nozul konumu ve efüzyon deliği çapının soğutma performansına etkilerini 10000-20000 Reynolds sayısı aralığında sayısal olarak incelemişler ve efüzyon delik çapı arttıkça soğutma performansının iyileştiğini açıklamışlardır (Zhou vd., 2019:1101-1118).

Maghrabie vd., ayırık ısı kaynakları içeren bir kanalda jet akışı ve çapraz akış ile gerçekleştirilen soğutmada efüzyon deliği kullanımının ısı transferi ve akış yapısına etkilerini farklı Reynolds sayıları ve farklı efüzyon deliği çaplarında sayısal olarak incelemişlerdir. Araştırmacılar çalışma sonucunda, ısı transfer katsayısının artan efüzyon deliği çapı ile azaldığı sonucuna ulaşmışlardır (Maghrabie vd., 2019:199-213).

Lyu vd., konkav bir çarpma yüzeyinin çarpan jetler ile soğutulmasında nozul geometrisi ve kanal yüksekliği değiştirilmeksizin kanal genişliğindeki değişimin akış karakteristikleri ve ısı transferine etkilerini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Araştırmacılar, nozul geometrisinin ısı transferini iyileştirmede etkili bir parametre olduğunu, kısa çarpma mesafelerinde ise bu etkinin daha belirgin olduğunu ortaya koymuşlardır (Lyu vd., 2019:2275-2285).

Tepe vd., sabit yüzey sıcaklığına sahip düz bir kanalda yüzey üzerine çarpan çoklu çarpan jetlerin nozul uzunluklarındaki değişiminin ısı transfer karakteristiklerine etkilerini farklı Reynolds sayılarında (15000-45000) sayısal olarak ele almışlar ve hedef plaka-nozul arasındaki boşluk azaldıkça ısı transferinin iyileştiği sonucuna ulaşmışlardır (Tepe vd., 2019:1-14).

Chen vd., efüzyon deliklerine sahip sabit sıcaklıktaki çarpma yüzeyinden taşınım ısı transferi ve akış yapısına çapraz akışın etkilerini 10000-30000 Reynolds sayısı aralığında sayısal olarak incelemişler ve efüzyon deliklerinin genel soğutma performansını iyileştirdiği sonucuna ulaşmışlardır (Chen vd., 2019:515-524).

Demircan, sabit yüzey sıcaklığına sahip küp şeklindeki bir elektronik bileşen modelinin farklı hızlardaki ( $Re= 30000-90000$ ) çarpan jet akışı ve çapraz akış altındaki ısı transferi ve akış karakteristiklerini sayısal olarak incelemiş olup çarpan jetten kaynaklı ikincil akışın küp yüzeyinden taşınım ısı transferini artırdığını ve sınır tabaka kalınlığını azalttığını ifade etmiştir (Demircan, 2019:395-404).

Huang vd., sabit sıcaklıktaki plakadan gerçekleşen ısı transferini iki farklı hedef plaka mesafesi için iki boyutlu ve sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmanın sonucunda,

basınç gradyanının türbülanslı çarpan jetler için önemli olduğunu ve ayrıca sınır tabaka içerisinde çapraz difüzyon etkisinin göz ardı edilmemesi gerektiğini belirtmiştir (Huang vd., 2019:700-712).

Zhang vd., film soğutma ve çarpan jetler ile gerçekleştirilen türbin kanadı soğutma işleminde normal ve teğetsel çarpan jet kullanımının ısı transferine etkilerini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Üç farklı Reynolds sayısında (5000, 10000 ve 15000) gerçekleştirilen deneyler ve simülasyonlar sonucunda tüm yüzeyler için teğetsel jet kullanımının normal jet kullanımına göre Nusselt sayısını %15-20 kadar artırdığını belirlemiştir (Zhang vd., 2019:193-204).

Ekiciler vd., düz ve zigzag profile sahip bir yüzeyin çarpan jet ile soğutulması ve entropi üretimine nanoparçacık hacim oranı ve nanoparçacık şeklinin etkilerini sayısal olarak incelemişler ve zigzag profile sahip yüzey kullanımının ve trombosit formundaki nanoparçacıkların ısı transferini iyileştirdiğini belirlemiştir (Ekiciler vd., 2020:555-567).

Ligrani vd., çift duvarlı bir soğutma sisteminde efüzyon deliklerinin farklı daralma oranları ve Reynolds sayılarında basınç, ısı transferi ve çapraz akışa etkilerini deneysel olarak incelemişler ve test bölgesinin çıkışına doğru efüzyon deliklerinin ısı transferi etkisini artırdığını belirlemiştir (Ligrani vd., 2020:1-13).

Masip vd., dikdörtgen bir kanal içerisinde bulunan yüzeyi epoksi kaplı ısıtıcı bileşenin çapraz akış etkisi altındaki ısı transferi ve akış dinamiklerini deneysel olarak incelemiştir. Çapraz akış ve jet akışının farklı Reynolds sayısı oranları (0.5, 1.0 ve 1.5) için bileşenin üst yüzeyinde Reynolds sayısı oranının artışına bağlı olarak ısı transferinin iyileştiği ve girdap etkilerinin bileşenin yan yüzeylerinde etkisinin belirginleştiği sonucuna ulaşmışlardır. (Masip vd., 2020:1-14).

Boudraa ve Bessaih, yüzeyi epoksi kaplı bir bileşenin farklı Reynolds sayılarında hem jet akışı hem de çapraz akış ile soğutulmasında jet konumu ve kanal yüksekliğinin taşınım ile ısı transferi ve akış profiline etkilerini incelemiştir. Araştırmacılar, kanal yüksekliğindeki azalmanın soğutma performansını artırdığını, jet merkezi ile ısıtıcı küpün ön düşey yüzeyinin aynı konumda bulunması halinde diğer jet konumlarına göre daha iyi soğutma performansı gösterdiği sonucuna varmışlardır (Boudraa ve Bessaih, 2020:1-19).

Alluaddin vd., silindirik formdaki ısı alıcılara sahip bir yüzeyin çarpan nanoakışkan jetleri ( $Al_2O_3$ ) ile soğutulmasında kanal yükseklik değişiminin ve nanoparçacık konsantrasyonunun ısı transferi ve akışa etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Araştırmacılar, nanoparçacık konsantrasyonundaki değişimin hız alanına belirgin bir etkisinin bulunmadığını fakat nanoparçacığın ısıl iletkenliği sayesinde ısı transferinin %72 oranında iyileştiği sonucuna varmışlardır (Alluaddin vd., 2020:367-387).

Liu vd., efüzyon delikleri bulunan çift duvarlı bir soğutma sisteminde geleneksel doğrusal dizilime sahip sistem ile altıgen dizilime sahip sistemin ısı transfer performansına ve akış dinamiklerine etkilerini sayısal olarak incelemişler ve altıgen dizilimde kullanılan efüzyon deliklerinin film soğutma yüzeyinde ısı transferini kayda değer miktarda iyileştirdiğini belirlemişlerdir (Liu vd., 2020:1-10).

Kwon vd., yüksek güçlü galyum nitrür transistörlerin ısıl yönetiminin iyileştirilmesine yönelik farklı transistör konfigürasyonları ve jet çaplarının etkilerinin değerlendirildiği bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Farklı konfigürasyonlar için yapılan çalışmalarda transistörün baskı devre kartının altına konumlandırıldığı ve üzerine çarpan jet uygulanan durumun, transistörün baskı devre kartının üzerinde olduğu duruma göre soğutma performansının %41 oranında daha düşük olduğunu belirlemişlerdir (Kwon vd., 2020:220-228).

Tepe vd., sabit sıcaklıktaki bir yüzeyin çoklu çarpan hava jetleri ile soğutulmasında jet nozul uzunluğunun soğutma performansına etkisini farklı jet Reynolds sayıları için (16250-32500) deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Araştırmacılar jet nozullarının uzatılmasının çarpaz akış etkileri ile çarpma bölgesinin dislokasyonunu azalttığını, aynı zamanda ısı transferi ile basınç düşümünü de artırdığını gözlemlemişlerdir (Tepe vd., 2020:1-12).

Chu vd., yüzeyinde silindirik formda ısı alıcılar bulunan bir yüzeyin çarpan jetler ile soğutulmasında farklı çıkış konfigürasyonları ve ısı alıcı konumlandırmalarının ısı transfer karakteristiklerine ve basınç kayıplarına etkilerini deneysel ve sayısal olarak ele almışlardır. Araştırmacılar, çift çıkış bulunan konfigürasyonda tek çıkışa basınç düşümünün daha az olduğunu ve ısı alıcı kullanımına bağlı olarak daha homojen ısı transferi elde edildiğini ortaya koymuşlardır (Chu vd., 2020:88-98).

Tong vd., yüksek basınçlı türbinlerin iç bölgesindeki ısı transferini iyileştirmek için çoklu çarpan jetlerin, jet çarpma yüzeyinde farklı geometrik şekillerde ısı alıcı kullanımını farklı jet Reynolds sayılarında (15073-34408) sayısal olarak incelemişlerdir. Çarpma düzleminde akışa dik yönde çıkıntılar bulunmasının ısı transferini ve akış yapısını önemli ölçüde etkilediği ve yüzeyden ısı transferini daha homojen hale getirdiği sonucuna ulaşmışlardır (Tong vd., 2020:1-18).

Issac vd., farklı türbülans modellerinin akış ve ısı transferine etkilerini Reynolds sayısının 10000-25000 aralığında farklı jet-hedef plaka mesafeleri için deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Araştırmacılar, yüksek Reynolds sayılarında RNG  $k - \epsilon$  türbülans modelinin durma bölgesi haricinde daha doğru sonuç verdiğini, SST  $k - \omega$  modelinin ise düşük Reynolds sayılarında sonuçları daha doğru tahmin ettiğini belirtmişlerdir (Issac vd., 2020:531-546).

Rabbani ve Singh, slot jet ile soğutulan kanalın 4000, 8000 ve 12000 Reynolds sayılarında farklı hedef plaka çarpma yüksekliklerinin yerel ısı transferine etkisini büyük girdap simülasyonu kullanarak sayısal çalışmalar yapmışlardır. Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısının arttığı ve sabit Reynolds sayısında slot jetin hedef plakaya olan mesafesi azaldıkça Nusselt sayısının arttığı sonucuna varmışlardır. Fakat Reynolds sayısı değişiminin, jetin hedef plakaya olan mesafe değişimine göre Nusselt sayısı üzerinde daha etkili olduğunu sonuçlandırmışlardır (Rabbani ve Singh, 2021:795-802).

Forster ve Weigand içbükey bir çarpma düzlemine sıralı jetlerin çarpma yüksekliği değişiminin ısı transferine etkilerini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Jet çarpma yüksekliğinin azalmasının çapraz akış hızını ve ısı transferini önemli ölçüde artırdığı fakat durgunluk bölgesine etkisinin yeterli olmadığını gözlemlemişlerdir (Forster ve Weigand, 2021:1-18).

Barbosa vd., bir sıra çarpan jet ile sıcak yüzeyin soğutulmasında yüzey hareketinin, jet diziliminin ve jet çarpma yüksekliğinin ısı transferine etkisini Taguchi yöntemi ile deneysel olarak incelemişlerdir. Hareketli ve hareketsiz yüzey sonuçları karşılaştırıldığında, hareketli yüzeyin hareketsiz yüzeye göre ısı transferini artırdığı ve jet çarpma yüksekliğinin azalmasının ısı transferi üzerinde diğer parametrelere göre daha fazla etki gösterdiğini gözlemlemişlerdir (Barbosa vd., 2021:1-13).

Kim vd., ısıtılmış plakanın bir dizi sıralı jet ile soğutulmasında kanatçık kullanımının ve jet nozulları arasındaki mesafenin ısı transferine etkisini deneysel olarak

incelemişlerdir. Çalışmalar 15000 Reynolds sayısında yapılmış olup, çalışmalarda kanatçık kullanımı nispeten ısı transferini homojen hale getirirse de ortalama değerlerde belirgin bir artış olmadığını gözlemlemişlerdir (Kim vd., 2021:1768-1774).

Ahmed vd., çoklu çarpan jetler ve çift duvarlı soğutma tekniklerinin kullanıldığı, ısı üretimi olan oluklu plakanın, jet/hedef plaka mesafesinin ısı transferi ve akış karakteristiğine etkilerini 23000 Reynolds sayısında sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmanın sonucunda çapraz akış etkisinin geometri için önemli olduğu ve değişen parametreler sonucu çapraz akış etkilerinin önemli ölçüde azaldığı ve ısı transferinde iyileşme gerçekleştiği sonucuna varmışlardır (Ahmed vd., 2021:1-9).

Singh ve Prasad, sabit sıcaklıktaki içbükey düzlem üzerinde engel olmasının ve engel konumunun 5000-50000 Reynolds sayısı için kanaldaki ısı transferi ve akış yapısına etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Araştırmacılar, yüzeye rastgele eklenen çıkıntının mutlaka ısı transferini iyileştirmeyeceğini ancak eklenen çıkıntı konumunun ısı transferini iyileştirmede oldukça önemli olduğu sonucunu elde etmişlerdir (Singh ve Prasad, 2021:117-126).

Lu vd., bir dizi jet ile soğutulan kanalda çarpma plakası sıcaklık değişiminin yüzeydeki ısı transferi ve akış profiline etkilerini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Sonuçlar, değişen parametre ile birlikte yerel ve ortalama Nusselt sayısının jet çarpma bölgelerinde birbirine yakın olduğunu ancak yüzeyin diğer bölgelerinde periyodik olarak değiştiğini göstermektedir (Lu vd., 2021:68-82).

Yang vd., ısıtılmış plakaya çarpan 16×5 dizilimli jet nozullarının kanal içerisindeki daldırma yüksekliği değişiminin farklı Reynolds sayısı (10000-30000) için ısı transferine ve akış hareketine etkisini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Nozul uzunluğunu kanal çıkışına doğru kademeli bir şekilde artırmanın ısı transferini iyileştirdiği ve aynı zamanda homojen bir hale getirdiğini gözlemlemişlerdir (Yang vd., 2022: 1-20).

Yang vd., ısıtılmış çarpma yüzeyine sahip kanalda akış yönlendirici konumunun ve yönünün, kanalın ısı transferi özelliklerine ve akış yapısına etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Yapılan sayısal çalışmaların sonucunda nozuldan sonra akış yönünde eklenen akış yönlendirici yüzeydeki ortalama Nusselt sayısını diğer konumlardaki akış yönlendiricilere kıyasla %69.7 oranında artırmış olduğu ve tüm çalışmalarda sürtünme katsayısı artışının %10'un altında kaldığı sonucuna ulaşılmıştır (Yang vd., 2022: 1-15).

He vd., sıralı dizilime sahip 9 jet ile soğutulan kanalın çarpma plakasında oluk kullanımının ısı transferine etkisini 15000-45000 Reynolds sayısı için sayısal olarak incelemişlerdir. Çarpma yüzey şeklinin ve oluk yüksekliğinin incelendiği bu çalışmada, oluklu yüzeyin düz yüzeye göre özellikle ilk 5 jetten sonra ısı transferini önemli ölçüde iyileştirdiği ayrıca oluk yüksekliğinin 0.8D uzunluğunda olduğunda diğer durumlara kıyasla ısı transferinin daha yüksek olduğu sonucuna varmışlardır (He vd., 2022:1-15).

**Tablo 1.1.** Literatürde Yapılmış Olan Çalışmalar

Araştırmacı(lar)	Isıtıcı	Yöntem	Parametreler
<b>Florschuetz vd. (1980)</b>		Çarpan jet, deneysel	Re=5000-50000
<b>Barata vd. (1991)</b>		Çarpan jet ve kanal akışı, sayısal ve deneysel	Re=60000-105000
<b>Al-Sanea (1992)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, düz kanal	Çarpan jet, sayısal	Re=50-450
<b>Jia vd. (2001)</b>	Sabit ısı üretimi, engel bulunan yüzey	Çarpan jet ve kanal akışı, sayısal	Re=6000-14000
<b>Hebert vd. (2004)</b>	Isı üretimi, düz kanal	Çarpan jet, deneysel	Re=10000-30000
<b>Rhee vd. (2002)</b>	Isı üretimi, efüzyon delikli yüzey	Çarpan jet ve kanal akışı, deneysel ve sayısal	Re=6000-25000
<b>Rhee vd. (2003)</b>	Isı üretimi, efüzyon delikli yüzey	Çarpan jet ve kanal akışı, deneysel ve sayısal	Re=10000
<b>Rhee vd. (2004)</b>	Isı üretimi, efüzyon deliği ve engel bulunan yüzey	Çarpan jet ve kanal akışı, deneysel ve sayısal	Re=10000
<b>Sahoo ve Sharif (2004)</b>	Isı üretimi, düz kanal	Çarpan jet, sayısal	Re=100-500

<b>Yang ve Wang (2005)</b>	Isı üretimi, düz kanal	Kanal akışı, sayısal	Re=5000
<b>Kanokjarvijit ve Martinez-botas (2005)</b>	Sabit ısı üretimi, düz kanal	Çarpan jet, deneysel	Re=11500
<b>Tummers vd. (2005)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, engel bulunan yüzey	Çarpan jet ve kanal akışı, deneysel	-
<b>Spring vd. (2006)</b>	Isı üretimi, düz yüzey	Çarpan jet ve kanal akışı, sayısal	Re=33400-121300
<b>Hong vd. (2006)</b>	Isı üretimi, efüzyon deliği ve engel bulunan yüzey	Çarpan jet ve kanal akışı, deneysel	Re=10000
<b>Rundström ve Moshfegh (2008)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, ayrık ısı kaynağı	Çarpan jet ve kanal akışı, deneysel ve sayısal	-
<b>Rundström ve Moshfegh (2009)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, ayrık ısı kaynağı	Çarpan jet ve kanal akışı, deneysel ve sayısal	-
<b>Sharif ve Mothe (2009)</b>	Sabit ısı üretimi, yarı dairesel yüzey	Çarpan jet, sayısal	Re=2960-4740
<b>Popovac ve Hanjalic (2007)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, ayrık ısıtıcılı kanal	Çarpan jet ve kanal akışı, deneysel ve sayısal	Re <sub>jet</sub> =5200 Re <sub>kanal</sub> =4800
<b>Popovac ve Hanjalic (2009)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, ayrık ısıtıcılı kanal	Çarpan jet ve kanal akışı, deneysel ve sayısal	Re <sub>jet</sub> =5200 Re <sub>kanal</sub> =4800
<b>Esposito vd. (2007)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, düz kanal	Çarpan jet, sayısal ve deneysel	Re=20000-60000
<b>Esposito vd. (2009)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, düz kanal	Çarpan jet, sayısal ve deneysel	Re=20000-60000
<b>Miao vd. (2009)</b>	Sabit yüzey	Çarpan jet,	Re=2440-14640

	sıcaklığı, düz kanal	sayısal	
<b>Rao vd. (2009)</b>	Isı üretimi, düz kanal	Çarpan jet, deneysel ve sayısal	Re=420-840
<b>Demircan ve Türkoğlu (2010)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, düz kanal	Çarpan jet, sayısal	Re=300-700
<b>Xing ve Weigand (2010)</b>	Isı üretimi, düz ve çukurlu kanal	Çarpan jet, deneysel	Re=15000-35000
<b>Chen vd. (2010)</b>	Isı üretimi, düz yüzey	Çarpan jet, sayısal	Re=100-500
<b>Yang vd. (2011)</b>	Isı üretimi, yarı dairesel yüzey	Çarpan jet, sayısal	Re=5920-23700
<b>Heo vd. (2011)</b>	Sabit ısı üretimi, düz yüzey	Çarpan jet ve kanal akışı, sayısal	-
<b>Katti ve Prabhu (2011)</b>	Isı üretimi, düz yüzey	Çarpan jet, deneysel	Re=3000-10000
<b>Wang vd. (2011)</b>	Isı üretimi, düz yüzey	Çarpan jet, deneysel	Re=80000-160000
<b>Levy vd. (2012)</b>	Sabit ısı üretimi, düz yüzey	Çarpan jet, deneysel ve sayısal	Re=200-3000
<b>Lamont vd. (2012)</b>	Isı üretimi, düz yüzey	Çarpan jet, deneysel	-
<b>Masip vd. (2012)</b>	Sabit ısı üretimi, çıkıntılı yüzey	Çarpan jet ve kanal akışı, deneysel	Re <sub>kanal</sub> = 3410-8880
<b>Yang vd. (2013)</b>	Sabit ısı üretimi, düz kanal	Çarpan jet, sayısal	-
<b>Larraona vd. (2013)</b>	Sabit ısı üretimi, çıkıntılı kanal	Çarpan jet ve kanal akışı, sayısal	Re=3410-5750
<b>Lee vd. (2013)</b>	Isı üretimi, düz kanal	Çarpan jet, deneysel	Re=8200-52000
<b>Liu vd. (2013)</b>	Isı üretimi, oluklu yüzey	Çarpan jet, deneysel	Re=2500-7700
<b>Kim vd. (2014)</b>	Sabit ısı üretimi, düz kanal	Çarpan jet, sayısal	Re=10000

<b>Yu vd. (2015)</b>	Sabit ısı üretimi, düz kanal	Çarpan jet ve kanal akışı, deneysel ve sayısal	Re=5000-30000
<b>Ariz vd. (2015)</b>	Sabit ısı üretimi, düz kanal	Çarpan jet, sayısal	Re=200
<b>Parbat vd. (2016)</b>	Sabit ısı üretimi, engel bulunan yüzey	Çarpan jet, deneysel ve sayısal	Re=61000-98000
<b>Saleha vd. (2015)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, çıkıntılı kanal	Çarpan jet ve kanal akışı, sayısal	Re <sub>j</sub> = 1705-5115
<b>Terzis (2016)</b>	Isı üretimi, düz kanal	Çarpan sıralı jet, deneysel	Re= 14700-45000
<b>Vinze vd. (2016)</b>	Isı üretimi, düz kanal	Çarpan jet, deneysel	Re=28000-40000
<b>Singh vd. (2016)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, düz kanal	Çarpan sıralı jet, deneysel ve sayısal	Re=2500-10000
<b>El-Jumrah vd. (2016)</b>	Düz kanal	Çarpan sıralı jet, deneysel ve sayısal	-
<b>Sarper vd. (2017)</b>	Isı üretimi, düz kanal	Kanal akışı, deneysel ve sayısal	-
<b>Chauhan vd. (2017)</b>	Isı üretimi, düz kanal	Çarpan sıralı jet, deneysel	Re= 4000-16000
<b>Attala vd. (2017)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, düz kanal	Çarpan sıralı jet, deneysel	Re=2000-10000
<b>Singh ve Ekkad (2017)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, efüzyon delikli yüzey	Çarpan sıralı jet, deneysel	Re=3500-9000
<b>Maghrabie vd. (2017)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, ayırık ısıtıcılı kanal	Çarpan sıralı jet, sayısal	-
<b>Ji vd. (2017)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, düz kanal	Çarpan sıralı jet, sayısal	Re=10000-20000
<b>Lam ve Prakash (2017)</b>	Sabit yüzey	Çarpan sıralı jet,	Re=100-1000

	sıcaklığı, çıkıntılı kanal	sayısal	
<b>Selimefendigil ve Öztop (2017)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, oluklu yüzey	Çarpan slot jet, sayısal	Re=100-400
<b>Rao vd. (2018)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, pin-finli yüzey	Çarpan sıralı jet, deneysel ve sayısal	Re=15000-30000
<b>Alenezi vd. (2018)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, engel bulunan yüzey	Çarpan jet, sayısal	Re=10000-20000
<b>El-Jumma vd. (2018)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, çıkıntılı kanal	Çarpan sıralı jet, deneysel ve sayısal	Re=9680-5400
<b>Maghrabie vd. (2018)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, çıkıntılı yüzey	Kanal akışı ve çarpan jet, sayısal	-
<b>Prusty vd. (2019)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, çıkıntılı yüzey	Çapraz akış ve çarpan jet, sayısal	Re <sub>kanal</sub> =17827-53480 Re <sub>jet</sub> =5135-1204417
<b>Brakmann vd. (2019)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, çıkıntılı yüzey	Çarpan sıralı jet, deneysel ve sayısal	Re=15000-35000
<b>Zhou vd. (2019)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, eğimli yüzey	Çarpan sıralı jet, sayısal	Re=10000-20000
<b>Zhou vd. (2019)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, efüzyon delikli yüzey	Çarpan sıralı jet, sayısal	Re=10000-20000
<b>Maghrabie vd. (2019)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, çıkıntılı yüzey	Çarpan jet ve çapraz akış, sayısal	-
<b>Lyu vd. (2019)</b>	Isı üretimi, eğimli yüzey	Çarpan jet, deneysel ve sayısal	Re=5000-15000
<b>Tepe vd. (2019)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, düz kanal	Çarpan sıralı jet, sayısal	Re=15000-45000
<b>Chen vd. (2019)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, düz	Çarpan sıralı jet, sayısal	Re=10000-30000

	kanal		
<b>Demircan (2019)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, çıkıntılı yüzey	Çarpan jet ve çapraz akış, sayısal	Re=30000-90000
<b>Huang vd. (2019)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, düz yüzey	Çarpan jet, sayısal	Re=11000-20000
<b>Zhang vd. (2019)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, eğimli kanal	Çarpan jet ve film soğutma, sayısal	Re= 5000-15000
<b>Ekiciler vd. (2020)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, düz ve çıkıntılı yüzey	Çarpan jet, sayısal	Re=100-500
<b>Ligrani vd. (2020)</b>	Isı üretimi, düz kanal	Çarpan jet ve kanal akışı, deneysel	Re=3686-3829
<b>Masip vd. (2020)</b>	Isı üretimi, çıkıntılı yüzey	Çapraz akış ve jet akışı, deneysel	Re <sub>kanal</sub> =3410-8880
<b>Boudraa ve Bessaih (2020)</b>	Isı üretimi, ayrık ısı kaynağı	Çarpan jet ve kanal akışı, sayısal	-
<b>Alluaddin vd. (2020)</b>	Isı üretimi, pin-finli yüzey	Çarpan sıralı jet, sayısal	Re=4000-20000
<b>Liu vd. (2020)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, delikli yüzey	Çarpan sıralı jet, sayısal	Re=10000-30000
<b>Kwon vd. (2020)</b>	Isı üretimi, düz yüzey	Çarpan jet, deneysel ve sayısal	Re=18700-87700
<b>Tepe vd. (2020)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, düz yüzey	Çarpan sıralı jet, deneysel ve sayısal	Re=16250-32500
<b>Chu vd. (2020)</b>	Isı üretimi, pin-finli yüzey	Çarpan jet, deneysel ve sayısal	Re=1256-6315
<b>Tong vd. (2020)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, pin-finli yüzey	Çarpan sıralı jet, sayısal	Re=15073-34408
<b>Issac vd. (2020)</b>	Isı üretimi, düz	Çarpan jet,	Re=10000-25000

	yüzey	deneysel ve sayısal	
<b>Rabbani ve Singh (2021)</b>	Isı üretimi, düz yüzey	Slot jet, sayısal	Re=4000-12000
<b>Forster ve Weigand (2021)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, eğimli yüzey	Çarpan sıralı jet, deneysel ve sayısal	Re= 30000
<b>Barbosa vd. (2021)</b>	Isı üretimi, düz yüzey	Çarpan sıralı jet, deneysel	Re= 2000, 5000
<b>Kim vd. (2021)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, kanatçıklı yüzey	Çarpan sıralı jet, deneysel	Re=15000
<b>Ahmed vd. (2021)</b>	Isı üretimi, oluklu yüzey	Çarpan sıralı jet ve çift duvarlı soğutma, sayısal	Re=23000
<b>Singh ve Prasad (2021)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, yarı dairesel yüzey	Çarpan jet, sayısal	Re=5000-50000
<b>Lu vd. (2021)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, düz yüzey	Çarpan jet, deneysel ve sayısal	Re=22000-35000
<b>Yang vd. (2022)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, düz kanal	Çarpan sıralı jet, deneysel ve sayısal	Re= 10000-30000
<b>Yang vd. (2022)</b>	Isı üretimi, düz kanal	Çarpan jet ve kanal akışı, sayısal	-
<b>He vd. (2022)</b>	Sabit yüzey sıcaklığı, düz kanal	Çarpan sıralı jet, sayısal	Re= 15000-45000

## BÖLÜM II

### MATERYEL VE METOT

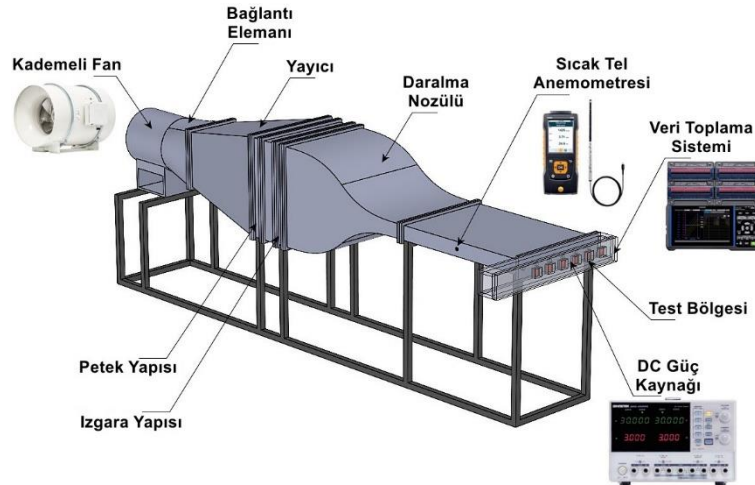
Bu çalışmada, elektronik bileşenleri temsil eden ayrık ısıtıcı modüllerin bir dizi sıralı jet nozulu ile soğutulmasında nozul konumu ve kanal yüksekliğinin taşınım ile ısı transferi ve akış karakteristiklerine etkileri deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Aşağıda tez kapsamında kullanılan deneysel ve sayısal metotlara ait detaylar sunulmuştur.

#### 2.1 Deneysel Yöntem

Bu bölümde, tez çalışması kapsamında kullanılan test bölgesinin imalatı, deney düzeneğinin oluşturulması ve ölçüm sistemlerine ait detaylar ilgili başlıklar altında anlatılmış olup, deneylerin gerçekleştirilmesinde kullanılan cihazlar, ölçüm metotları ve kontrol ekipmanları açıklanmaktadır.

##### 2.1.1. Deney Düzeneği ve Kullanılan Cihazlar

Şekil 2.1 ve 2.2.'de tez çalışması kapsamında oluşturulan deney düzeneğinin şematik gösterimi ve fotoğrafı sunulmuştur. Deneysel çalışmaların gerçekleştirildiği deney düzeneği, kademeli fan, akış kanalı, test bölgesi, DC güç kaynağı, veri toplama sistemi ve kaydedilen verilerin işlenmesinde kullanılan bilgisayardan oluşmaktadır. Deney düzeneğinin ana bileşenlerinden olan akış kanalı ise sırasıyla kademeli fan, fan ile yayıcı arasında kullanılan bağlantı elemanı (adaptör), yayıcı, petek yapısı (honeycomb), ızgara (mesh screen), daralma nozulu ve dikdörtgen kesitli kanaldan müteşekkildir.



Şekil 2.1. Deney Düzeneğinin Şematik Gösterimi

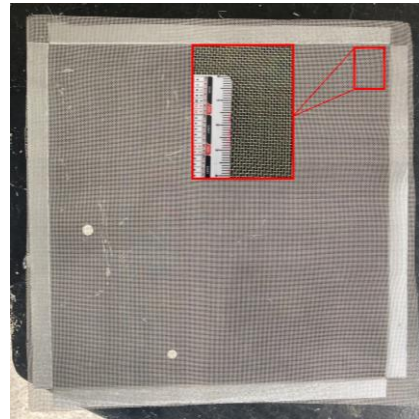


**Şekil 2.2.** Deney Düzeneginin Fotoğrafi

Kademeli fan ile yayıcı arasında kullanılan ara bağlantı elemanı (adaptör) dairesel kesitten dikdörtgen kesite geçişi sağlamaktadır. Akışın türbülans şiddetini azaltmak ve akışın eş dağılıma sahip bir hız profili kazanmasını sağlamak için yayıcı sonrasında çapı 10 mm, uzunluğu ise 50 mm boyutlarındaki pipetlerin kare çerçeve içerisine yerleştirilmesi ile oluşturulan petek yapısı (honeycomb) (Şekil 2.3. (a)) ve sonrasında ise ağ aralığı 1 mm olan ızgara yapısı (mesh screen) (Şekil 2.3. (b)) kullanılmıştır. Akabinde, akışın test bölgesi boyutlarına geçerken akış profilinin bozulmaması ve uniform hızla ilerleyebilmesi için literatürde yer alan daralma nozulu tasarımına ait eşitlikler (denklem 1,2) kullanılarak Şekil 2.4.'te yer alan daralma nozulu imal edilmiştir (Fang vd., 2001:247-251). Sonrasında ise akışkan dikdörtgen kesitli kanaldan geçerek jet nozullarına ulaşmaktadır. Bu bölümde ayrıca hız ölçümü gerçekleştirilmektedir.

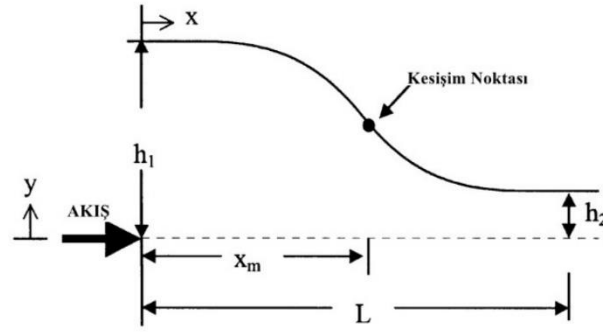


(a)



(b)

**Şekil 2.3.** (a) petek yapısı, (b) ızgara yapısı



**Şekil 2.4.** Daralma nozul geometrisi

**Kaynak:** Fang vd., 2001:250

$$y = (h_1 - h_2) \left[ 1 - \frac{1}{x_m^2} \left( \frac{x}{L} \right)^3 \right] + h_2, \quad x < x_m \quad (1)$$

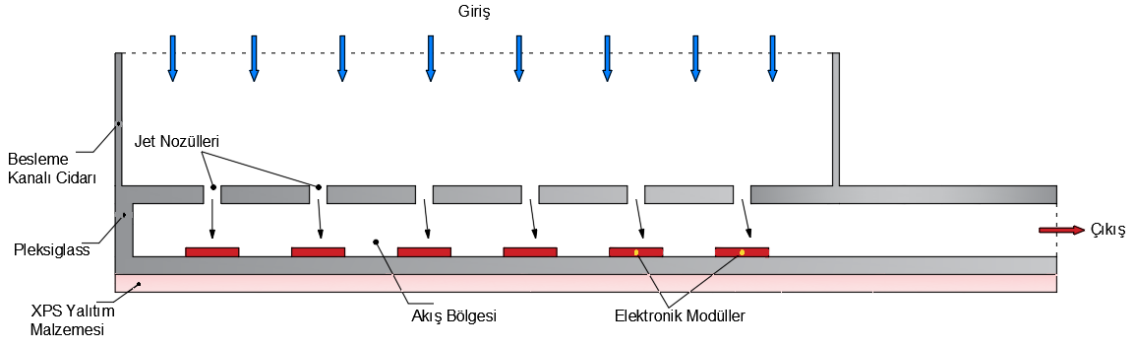
$$y = \frac{(h_1 - h_2)}{(1 - x_m^2)} \left( 1 - \frac{x}{L} \right)^3 + h_2, \quad x > x_m \quad (2)$$

Deneyler süresince ortam sıcaklığı ve ortamın bağıl nemi Testo 440 kombine ölçüm cihazı ile kullanılan Testo 625 sıcaklık ve nem ölçüm probu ile kontrol edilmiştir. Kanal içerisindeki hız ölçümleri, test bölgesine 250 mm uzaklıkta yatay eksene paralel şekilde konumlandırılan sıcak tel anemometresi (Testo 260) ile gerçekleştirilmiştir. Deneyler boyunca modül yüzeylerindeki, alüminyum çekirdeğin içerisindeki ve kanal içerisindeki yerel sıcaklıklar,  $\pm 1^\circ\text{C}$  hassasiyetli T-tipi termoeleman çiftleri vasıtasıyla ölçülmüş olup  $\pm 0.5^\circ\text{C}$  hassasiyete sahip HIOKI LR 8450 veri toplama sistemi kullanılarak kaydedilmiştir. Isıtıcılar,  $\pm 0.008\text{V}$  ve  $\pm 0.003\text{A}$  belirsizliğe sahip GW Instek GPD 4303S DC güç kaynağı kullanılarak beslenmiştir. Isıtıcılar güç kaynağına paralel olarak bağlanmış ve ayrıca ısıtıcıların iç dirençleri UNIT UT33D+ multimetre kullanılarak ölçülmüştür.

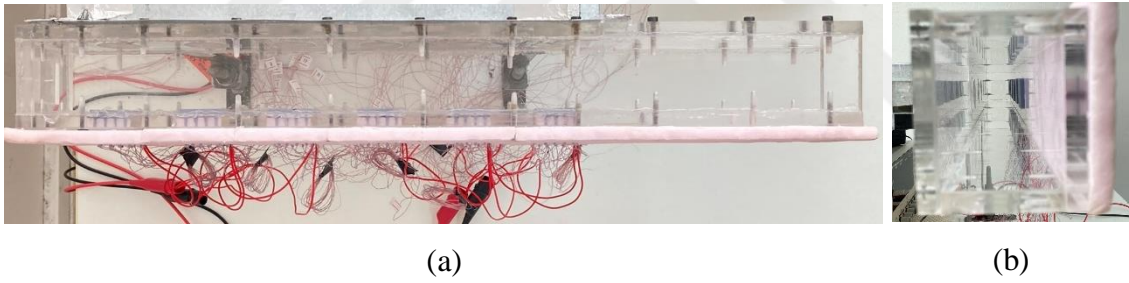
### 2.1.2. Test Bölgesi

Test bölgesi cidarları, düşük ısı iletkenliğe sahip olması ve talaşlı imalata yatkınlığı sebebiyle pleksiglas levhalardan oluşturulmuştur. Pleksiglas levhalar çevre ortam ile test bölgesi arasında bir bariyer oluşturması ve parametre değişikliği esnasında kolay montajlanabilmesi için 10 mm kalınlığındaki levhadan tercih edilmiştir. Test bölgesinin üst yüzeyinde jet nozul deliklerinin oluşturulması ve test bölgesinin tabanına

elektronik modüllerin yerleştirilmesi için gerekli olan boşluk CNC lazer kesim ile açılmıştır. Jet nozullarının bulunduğu yüzey akış kanalının çıkışına monte edilmiştir. Jet nozul delikleri akış bölgesinin merkez hattı üzerindedir ve nozul merkezleri birbirlerine eş uzaklıktadır. Test bölgesi tabanında açılan ısıtıcı boşluklarına ise elektronik modüller yerleştirilmiştir. Şekil 2.5. ve şekil 2.6.'da gösterildiği gibi modüllerin bulunduğu yüzey ile ortam 9 mm kalınlığındaki XPS yalıtım malzemesi ile yalıtılmıştır.

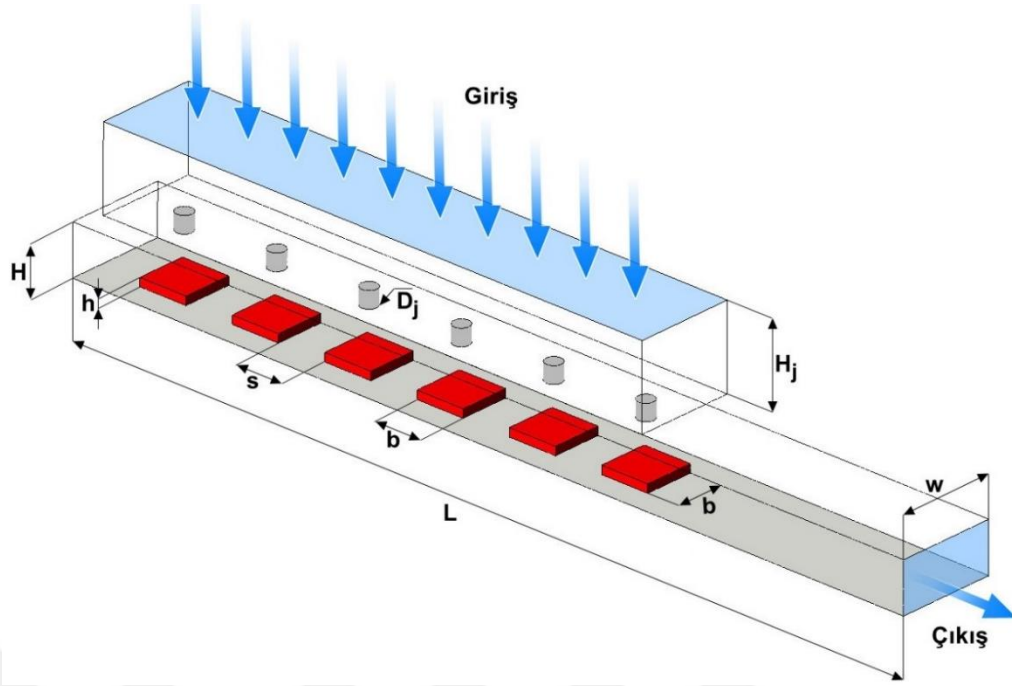


**Şekil 2.5.** Test bölgesinin şematik gösterimi.



**Şekil 2.6.** Test bölgesinin (a) üst görünümü, (b) yan görünümü

Deneysel ve sayısal çalışmalarda kullanılan test bölgesi boyutları Şekil 2.7.'de üç boyutlu model üzerinde detaylandırılmıştır. Elektronik modüllerin derinliği ve genişliği (b) birbirlerine eşit olup 30 mm'dir. Modüllerin yüksekliği ise (h) 5 mm olarak belirlenmiştir. Modüller kanalın merkez hattında konumlanmış olup modüllerin yan yüzeyleri ile kanalın yan yüzeylerinin birbirlerine olan uzaklıkları 15 mm'dir. Modüller arasındaki mesafe (s) eşit olup 30 mm'dir. Jet nozullarının ( $D_{jet}$ ) çapı 10 mm olup jet nozulu konumları ( $s_{jet}$ ) 0, 7.5, 11.25, 15 mm değerlerini alan değişken parametrelerdir. Test bölgesinin genişliği (w) 60 mm, test bölgesinin toplam uzunluğu 540 mm ve son modül ile test bölgesinin çıkışı arasındaki mesafe 180 mm'dir. Test bölgesinin yüksekliği (H) ise jet nozul çapına bağlı ( $H/D_{jet}=3, 4, 5$ ) üç farklı değer almaktadır.



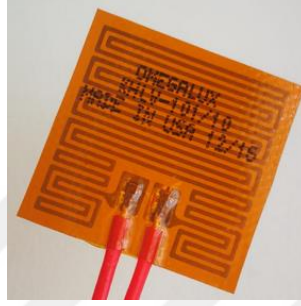
**Şekil 2.7.** Test bölgesinin üç boyutlu gösterimi

Deneysel çalışmalar akış kanalından geçen havanın jet nozullarından geçerek ayrıık ısı kaynaklarını temsil eden yüzeyi SLA reçine kaplı elektronik modüllerin bulunduğu yalıtılmış düzleme çarpması ile gerçekleştirilmiştir.

### 2.1.3. Modüllerin Oluşturulması

Bu çalışmada elektronik modülleri temsilen ayrıık ısı kaynakları kullanılmıştır. Modüller Şekil 2.8.'de gösterildiği gibi alüminyum plaka (çekirdek), ince film ısıtıcı, SLA reçine ve termoelemanlardan oluşmaktadır. Alüminyum plakalar freze kullanılarak imal edilmiş olup imalat sürecine ait detaylar Şekil 2.9.'da sunulmuştur. Isıtıcı modüllerin derinliği ve genişliği 30 mm olup yüksekliği ise 5 mm'dir. Modülün dış bölümü (SLA reçine) 2.5 mm kalınlığındadır ve içerisinde termoelemanların yerleşeceği kanallar bulunmaktadır. Şekil 2.10.'da içerisinde termoeleman kanalları bulunan modülün fotoğrafı gösterilmektedir. Modüller yukarıda belirtildiği gibi SLA reçineden imal edilmiş olup imalat sürecinde 3D yazıcı kullanılmıştır. Deneyler sırasında gerçekleştirilen sıcaklık ölçümleri T-tipi çiftleri ile gerçekleştirilmiştir (J.P. Holman, 2012:390-402). Modül boyutlarının oldukça küçük olması sebebiyle çalışmalarda yerel sıcaklık ölçümleri için 0.08 mm çapında OMEGA TFCEP 003 (Bakır) ve TFCC 003 (Konstantan) termoeleman telleri kullanılmıştır. Kullanılan bakır ve konstantan termoeleman telleri Multi-Tech termoeleman kaynak makinesi kullanılarak birbirlerine kaynaklanmıştır ve

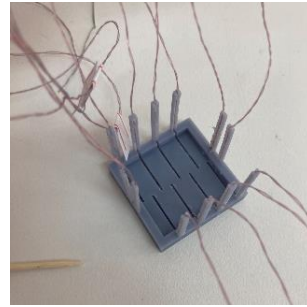
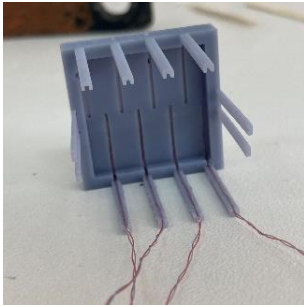
bu işlem sonucunda T-tipi termoeleman çiftleri imal edilmiştir (Şekil 2.11.). İmal edilen T-tipi termoeleman çiftleri, ısıtıcı film sıcaklığını ölçmek için alüminyum plakanın merkezinde ve modülün yerel sıcaklık değerlerini ölçebilmek için modül yüzeyinin 0.5 mm altında konumlandırılmıştır. Modüllerin üst yüzeylerinde eşit aralıklarda 8 adet, modüllerin sağ ve sol yüzeylerinde de birer adet olmak üzere her bir modülde toplamda 11 adet termoeleman çifti kullanılmıştır. Modül yüzeyinde kullanılan termoelemanlar Şekil 2.12.'de gösterildiği gibi akış doğrultusunda modülün merkez hattında konumlandırılmıştır.



Şekil 2.8. İnce film ısıtıcı



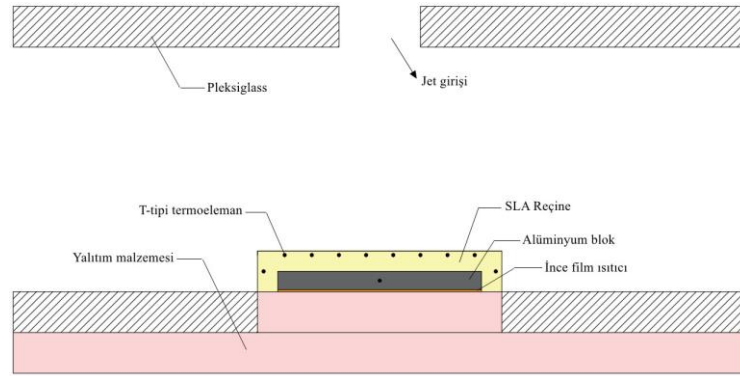
Şekil 2.9. Alüminyum plakanın işlenmesi



Şekil 2.10. İçerisinde termoeleman kanalları bulunan modül fotoğrafı.



**Şekil 2.11.** Termoeleman çifti fotoğrafı



**Şekil 2.12.** Modül ve ısıtıcı üzerindeki termoeleman konumları

Elektronik modülleri temsil eden ayırık ısı kaynakları kanal cidarına sıkı geçecek şekilde monte edilmiştir. Akabinde akış kanalı ve test bölgesinin montajı gerçekleştirilerek deney düzeneği hazır hale getirilmiştir. Deney düzeneği, Tarsus Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölüm Laboratuvarında kurulmuş olup deneyler bu laboratuvarında gerçekleştirilmiştir. Deney düzeneğinin montajı, yatay eksen ile arasındaki açı farkı dijital açı ölçer yardımıyla kontrol edilerek gerçekleştirilmiştir. Deneylerden önce ortam sıcaklığı  $25 \pm 0.5^\circ\text{C}$ 'de sabit tutulmuş ve ölçümler bu sıcaklıkta gerçekleştirilmiştir.

#### 2.1.4. Deneysel Verilerin Analizi

Deneyler akış kanalından ilerleyen havanın çoklu jet nozullarından geçerek test bölgesine ulaşması ve modüllerin üst yüzeyine çarpması ile gerçekleşmektedir. Gerçekleştirilen deneylerde elektronik modül yüzeylerinden termoelemanlar yardımı ile sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilmiştir.

Modüllerin merkezinde bulunan alüminyum plakalar ince film ısıtıcılar ile ısıtılmaktadır. Yukarıda belirtildiği gibi ince film ısıtıcıların iç direnci bir multimetre yardımıyla ölçülmüştür. İnce film ısıtıcıların istenilen miktarda ısı üretmesi için gereken elektriksel güç ohm yasası kullanılarak hesaplanmıştır;

$$Q_{toplam} = V \times I = I^2 \times R \quad (3)$$

Yukarıdaki denklemde  $Q_{toplam}$  ısıtıcıların ürettiği toplam elektriksel güç iken  $V$  gerilim,  $I$  akım ve  $R$  ise direnci göstermektedir.

Alüminyum plakaların sisteme sağladığı toplam hacimsel ısı üretimini  $\dot{q}_{toplam}$  ise;

$$\dot{q}_{toplam} = \frac{Q_{toplam}}{V_{Al}} \quad (4)$$

şeklinde gösterilmektedir. Denklem içerisindeki  $V_{Al}$  alüminyum plakanın (çekirdek) hacmidir.

Akışkanın jet nozullarından istenilen Reynolds sayısı aralığında akması için akış kanalında akışkanın ulaşması gereken hız aşağıdaki denklemler yardımı ile hesaplanmıştır. Yukarıda belirtildiği gibi jet nozullarından 250 mm önce sıcak tel anemometresi vasıtasıyla deneyler süresince hız ölçümü gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen hız ölçümü sonrasında kütle korunumu ifadesinden (Denklem 5) jet nozulları girişindeki akışkanın hız değerleri hesaplanmıştır. Akabinde Denklem 6 kullanılarak akışkanın 25°C sıcaklıktaki termofiziksel özellikleri yardımı ile nozul girişindeki akışkan hızı hesaplanmıştır.

$$A_k \times v_k = n \times (A_j \times v_j) \quad (5)$$

$$Re_{jet} = \frac{\rho v_j D_{jet}}{\mu} \quad (6)$$

Yukarıda belirtilen denklemlerde  $A_k$ ,  $v_k$ ,  $A_j$ ,  $n$ ,  $A_j$  ve  $v_j$  sırasıyla akış kanalı kesit alanını, akış kanalındaki akışkan hızını, nozul sayısını, nozul kesit alanını ve nozuldaki geçen akışkan hızını (jet hızı) temsil etmektedir.  $\rho$  akışkanın yoğunluğunu ve  $\mu$  ise dinamik viskozitesini göstermektedir.

#### 2.1.4. Belirsizlik Analizi

Deneyler sırasında kullanılan cihazların hassasiyeti deney sonucunu etkilemektedir. Belirsizlik analizi literatürde deneysel verilerin hata oranının belirlenmesinde kullanılan yöntemlerden biridir.

Bir dizi ölçüm yapıldığında ölçümde kullanılan bütün değişkenler ölçüm sonucunu etkilemektedir (Holman, 2012:60-70; Han ve Wright, 2020:78-82). Bu sebeple ölçüm sonucu tüm bağımsız değişkenlerin bir fonksiyonudur. Bu fonksiyon;

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (7)$$

şeklinde tanımlanabilir. Yukarıda verilen denklemde  $R$  ölçüm sonucunu,  $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$  ise ölçüm sonucunu etkileyen  $n$  adet bağımsız değişkeni göstermektedir.

Ölçüm sonucunun hata oranı ( $w_R$ ) ise bağımsız değişkenlerin hata oranları ( $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ) ile;

$$w_R = \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (8)$$

denklemleri kullanılarak belirsizlik analizi gerçekleştirilir.

Yapılan çalışmada kullanılan cihazların sıcaklık, gerilim ve akım ölçümlerindeki hata miktarları üretici firma verilerinden sağlanmıştır. Bunlar;

- DC güç kaynağının hata miktarı gerilim için  $\pm 0.008V$  ve akım için  $\pm 0.003A$ ,
- Termoelemanların (T-tipi) hata miktarı  $\pm 0.5^\circ C$ ,
- Veri toplama sisteminin hata miktarı ise  $\pm 1^\circ C$ 'dir.

Üretici firmalar tarafından sağlanan hata verilerine göre ince film ısıtıcılara sağlanan ısı gücündeki hata miktarı % 4.82'dir.

## 2. 2 Sayısal Yöntem

Bu bölümde, tez çalışması kapsamında deneysel çalışmalara paralel olarak yürütülen sayısal çalışmaların matematiksel modeli ve test bölgesinin sınır koşullarına ait detaylar sunulmuştur. Bunlara ek olarak sayısal çalışmalarda kullanılacak olan geometri için gerçekleştirilen ağ bağımsızlık çalışmasına ait detaylar paylaşılmıştır. Yapılan tüm sayısal simülasyonlar hesaplamalı akışkanlar dinamiği uygulamalarında kullanılan ANSYS 2021 R2 programı ile gerçekleştirilmiştir. Sayısal hesaplamalarda kullanılan

geometri, deneysel hesaplamalarda kullanılan geometri ve sınır koşullarına uygun modellenmiş ve sayısal simülasyonlara ait sonuçlar deneysel ölçümlerle karşılaştırılmıştır.

## 2. 2.1 Matematiksel Model

Yürütülen tez çalışması kapsamında sıralı jet nozulları ile soğutulan elektronik modüllerden taşınım ısı transferi ve modüller çevresinde oluşan karmaşık akış yapısı detaylı olarak incelenmiştir. Çalışmada soğutucu akışkan olarak hava kullanılmış olup havanın Newtonumsu olduğu ve termofiziksel özelliklerinin değişmediği kabulüyle hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Sayısal hesaplamalar üç boyutlu olarak sürekli rejimde yürütülürken sayısal modelin deneysel ölçümlere en yakın sonucu vermesi amacıyla elektronik modüllerin yanında kanal cidarı ve yalıtım malzemesi de hesaplamalara dahil edilmiştir. Bu sebeple simülasyonlarda taşınım ısı transferinin yanında kanal cidarları ve yalıtım malzemesi içerisindeki iletimle ısı transferi de modellenmiştir.

## 2.2.2 Temel Denklemler

Yukarıda belirtildiği gibi sayısal simülasyonlar ticari bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yazılımı olan ANSYS Fluent 2021 R2 yazılımı ile gerçekleştirilirken momentum, enerji ve türbülans denklemlerinin ayrıştırılması için ikinci dereceden akış yönlü fark şeması kullanılmıştır. Hız ve basınç çiftinin çözümü için ise SIMPLE algoritması tercih edilmiştir. Türbülanslı akış ve ısı transferinin modellenmesinde çarpın jet akışlarının modellenmesinde sıklıkla tercih edilen ve ters basınç gradyanlarında yüksek ölçüde doğru sonuç verdiği belirtilen SST  $k - \omega$  türbülans modeli kullanılmıştır (Versteeg, 2007:40-113; Menter, 2003:1-3; Menter, 1994:1598-1604).

Sürekli rejimde, sıkıştırılamaz akış için Reynolds ortalama Navier-Stokes ve enerji denklemleri aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (9)$$

$$\rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \overline{\rho u'_i u'_j} \right] \quad (10)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} [u_i (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] + S_h \quad (11)$$

Burada  $u_i$ ,  $p$  ve  $T$  sırasıyla ortalama hız, basınç ve sıcaklığı temsil etmektedir.  $u'_i$ ,  $\rho$  ve  $\mu$  ise sırasıyla çalkantı hızı, yoğunluk ve dinamik viskozitedir.  $\overline{\rho u'_i u'_j}$  ise Reynolds gerilmelerini temsil eder.  $k_{eff}$  ve  $S_h$  ise sırasıyla efektif ısı iletkenliği ve kaynak terimi belirtmektedir.

Türbülans kinetik enerjisini temsil eden  $k$  ve özgül yayılım hızı olan  $\omega$ , aşağıdaki SST  $k - \omega$  türbülans denklemlerinden elde edilir (Ansys Inc., 2021:66-70):

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k + S_k \quad (12)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (13)$$

Burada  $\tilde{G}_k$  ortalama hız gradyanlarıyla ilişkili türbülans kinetik enerji üretimini ( $k$ ),  $G_\omega$  ise  $\omega$  üretimini temsil eder.  $Y_k$  ve  $Y_\omega$  sırasıyla türbülansa bağlı  $k$  ve  $\omega$  dağılımını temsil eder.  $D_\omega$  çapraz difüzyon terimini temsil ederken, sırasıyla  $S_k$  ve  $S_\omega$  kaynak terimlerini temsil eder.

Efektif difüzyon terimleri:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (14)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (15)$$

Burada  $\sigma_k$ ,  $\sigma_\omega$  sırasıyla  $k$  ve  $\omega$  için türbülans Prandtl sayılarını temsil etmektedir.

Türbülans viskozitesi ise aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[ \frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_1}{\alpha_1 \omega} \right]} \quad (16)$$

$\tilde{G}_k$  ve  $G_\omega$  terimleri aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$\tilde{G}_k = \min(G_k, 10\rho\beta^*k\omega) \quad (17)$$

$$G_\omega = \frac{\alpha}{\nu_t} \tilde{G}_k \quad (18)$$

$Y_k$  ve  $Y_\omega$  terimleri aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$Y_k = \rho\beta^*k\omega \quad (19)$$

$$Y_\omega = \rho\beta\omega^2 \quad (20)$$

$D_\omega$  terimi ise aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$D_\omega = 2(1 - F_1)\rho\sigma_{\omega,2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (21)$$

Son olarak, SST  $k - \omega$  türbülans modeline ait model katsayıları aşağıdaki gibidir:

$$\sigma_{k,1} = 1.176, \sigma_{\omega,1} = 2.0, \sigma_{k,2} = 1.0, \sigma_{\omega,2} = 1.168, \sigma_1 = 0.31, \quad (22)$$

$$\beta_{i,1} = 0.075, \beta_{i,2} = 0.0828$$

### 2.2.3. Sınır Koşulları

Gerçekleştirilen sayısal çalışmalarda şekil 2.7.'de görüldüğü gibi jet nozullarından önceki akış kanalının bir bölümü modellenmiştir. Bu bölüm giriş olarak tanımlanıp hız giriş (*velocity inlet*) sınır koşulu kullanılmaktadır. Test bölgesi çıkışında ise basınç çıkış (*pressure outlet*) sınır koşulu kullanılmıştır. Soğutucu akışkan hava olup kanal girişinde havanın sıcaklığı ortam sıcaklığına eşit ve 25°C olarak alınmıştır. Akışının kanal girişindeki hızı deneysel çalışmalardan referans alınarak sabit kabul edilmiştir. Test bölgesi içerisinde akışın temas ettiği yüzeylerde (ısıtıcı modül yüzeyleri ve kanal cidarları) kaymama sınır koşulu kullanılmıştır. Sayısal modellemede kullanılan akışkan ve kanal malzemelerinin termofiziksel özellikleri Tablo 2.1.'de verilmiştir.

Kanal girişinde:

$$u = u_0 \quad T = T_0 \quad (23)$$

Akış bölgesinin çıkışında:

$$p = p_0 \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (24)$$

Modül yüzeylerinde:

$$u = v = w = 0 \quad -k_s \frac{\partial T}{\partial n} = -k_f \frac{\partial T}{\partial n} \quad (25)$$

Kanal cidarı, modüller ve yalıtım malzemesi ara yüzeylerinde:

$$-k_{s1} \frac{\partial T}{\partial n} = -k_{s2} \frac{\partial T}{\partial n} \quad (26)$$

Akış bölgesinin yan yüzeylerinde (kanal cidarları):

$$u = v = w = 0 \quad T = T_0 \quad (27)$$

Yalıtım malzemesi ile hava ara yüzeyinde:

$$-k_s \frac{\partial T}{\partial n} = h(T_s - T_0) \quad (28)$$

Bu yüzeylerdeki sıcaklık değerinin ortam sıcaklığına (25°C) eşit olduğu kabulüyle ısı taşınım katsayısı  $h = 5 \text{ W/m}^2\text{K}$  olarak alınmıştır (Sağlam vd., 2017).

**Tablo 2.1.** Termofiziksel Özellikler

	$\rho(\text{kg/m}^3)$	$C_p(\text{J/kg K})$	$k(\text{W/mK})$	$\mu(\text{kg/ms})$
<b>Hava (25 °C)</b>	1.1845	1006.3	0.025969	1.8444
<b>Pleksiglas</b>	1200	1500	0.19	-
<b>Polistiren (XPS)</b>	55	1210	0.035	-
<b>SLA-Reçine</b>	1150	1668.5	0.236	-
<b>Alüminyum</b>	2719	871	202.4	-

**Kaynak:** Sağlam vd., 2017; Ansys Inc. 2021

#### 2.2.4. Verilerin İşlenmesi

Çalışmada, modül yüzeylerinden taşınım ile ısı transferini tayin edebilmek için modül yüzeylerinde yerel ve ortalama Nusselt sayıları hesaplanmıştır. Isı taşınım katsayısı Newton'un soğutma kanununa göre aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$h = \frac{q}{T_s - T_0} \quad (29)$$

Burada  $q$  yüzey ısı akısını,  $T_s$  ise yüzey sıcaklığını temsil etmektedir. Bu durumda, modül yüzeylerindeki yerel ve ortalama Nusselt sayısı değerleri:

$$Nu = \frac{hD_j}{k} \quad (30)$$

$$Nu_{ort} = \frac{\bar{h}D_j}{k} \quad (31)$$

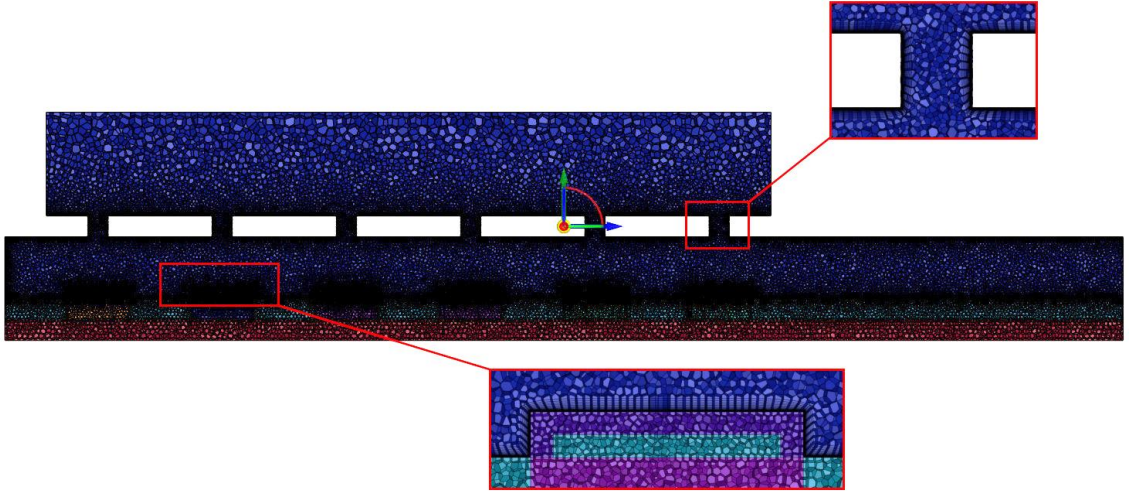
şeklinde hesaplanmaktadır.  $\bar{h}$  ortalama ısı transfer katsayısını ifade etmektedir.

### 2.2.5. Ağ Yapısı

Sayısal hesaplamalarda çok yüzlü (polyhedral) hücre yapısı kullanılmıştır. Hücre yoğunluğu test bölgesi cidarları, jet nozul cidarları ve modül yüzeylerine yakın bölgelerde daha yoğunken, geriye kalan bölgelerde hücre yoğunluğu daha düşüktür (Şekil 2.13). Test bölgesi cidarları, jet nozulları ve modül yüzeylerinde türbülanslı akış ve ısı transferinin doğru modellenmesi amacıyla 20 sıra sınır tabaka hücresi kullanılmıştır. Sınır tabaka içerisinde hücre yüksekliği, başlangıç yüksekliği  $y^+$  değeri 1'den küçük olacak şekilde 1.1 oranı ile artmaktadır. Nihai hesaplamalardan önce, çözümleri hücre sayısından bağımsız hale getirmek amacıyla ağ bağımsızlık çalışması gerçekleştirilmiştir. Tablo 2.2.'de görüldüğü gibi ağ bağımsızlık çalışmasında yedi farklı hücre sayısında hesaplamalar yapılmıştır. Yapılan ağ bağımsızlık çalışmasında her bir hücre sayısı için modül yüzeylerindeki ortalama Nusselt sayısı ve tüm modüller için genel ortalama Nusselt sayısı değerleri hesaplanmış ve karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmanın sonunda ortalama Nusselt sayısının tüm modüller için %1'in altına düştüğü 3421472 hücre sayısına sahip ağ yapısının sayısal çözüm için uygun olduğuna karar verilmiştir.

**Tablo 2.2.** Ağ bağımsızlık çalışması

	1761331	% Bağıl	2068851	% Bağıl	2433300	% Bağıl	2885432	% Bağıl	3421472	% Bağıl	4092352	% Bağıl	4855867
	Hücre	Hata	Hücre	Hata	Hücre	Hata	Hücre	Hata	Hücre	Hata	Hücre	Hata	Hücre
<b>Nu<sub>ort,1</sub></b>	66.57243	1.50351	67.57335	0.410916	67.29568	0.96339	67.944	1.48904	68.95571	0.09139	69.01873	0.03473	68.99476
<b>Nu<sub>ort,2</sub></b>	68.09771	0.00129	68.09859	0.26553	68.27941	0.17821	68.40109	0.36156	68.6484	0.354007	68.40538	0.7538	68.92102
<b>Nu<sub>ort,3</sub></b>	69.05192	0.05318	69.08864	0.46663	69.41103	0.63252	69.85007	0.2066	69.70576	0.6039	70.12671	0.677174	69.65183
<b>Nu<sub>ort,4</sub></b>	69.78387	0.120142	69.70003	0.89106	70.3211	0.425704	70.02174	0.94653	70.68452	0.414079	70.39183	0.69071	70.87803
<b>Nu<sub>ort,5</sub></b>	69.21879	1.13645	70.00543	0.74379	70.52612	1.50702	71.58896	1.169384	70.75181	0.97562	71.44208	0.609137	71.0069
<b>Nu<sub>ort,6</sub></b>	71.21197	1.611794	70.06418	1.87619	71.37872	0.44522	71.69651	0.16369	71.57915	0.45608	71.90561	0.55008	72.30115
<b>Nu<sub>ort,g</sub></b>	68.98944	0.14339	69.08836	0.64647	69.535	0.54944	69.91705	0.19587	70.054	0.22989	70.21505	0.10999	70.29228



Şekil 2.13. Sayısal hesaplamalarda kullanılan ağ yapısı



## BÖLÜM III

### BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde deneysel ve sayısal çalışmalar sonucu elde edilen veriler yer almaktadır. Deneysel ve sayısal çalışma ile elde edilen veriler ilgili alt başlıklarda ayrıntılı bir şekilde sunulmuştur. Deneysel olarak incelenen parametreler sayısal olarak da çalışılmış olup deneysel ölçümler sonucunda elde edilen veriler sayısal sonuçlarla karşılaştırılmış ve sayısal olarak daha geniş bir parametre aralığında çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

#### 3.1. Deneysel Çalışma Sonuçlarının Yorumlanması

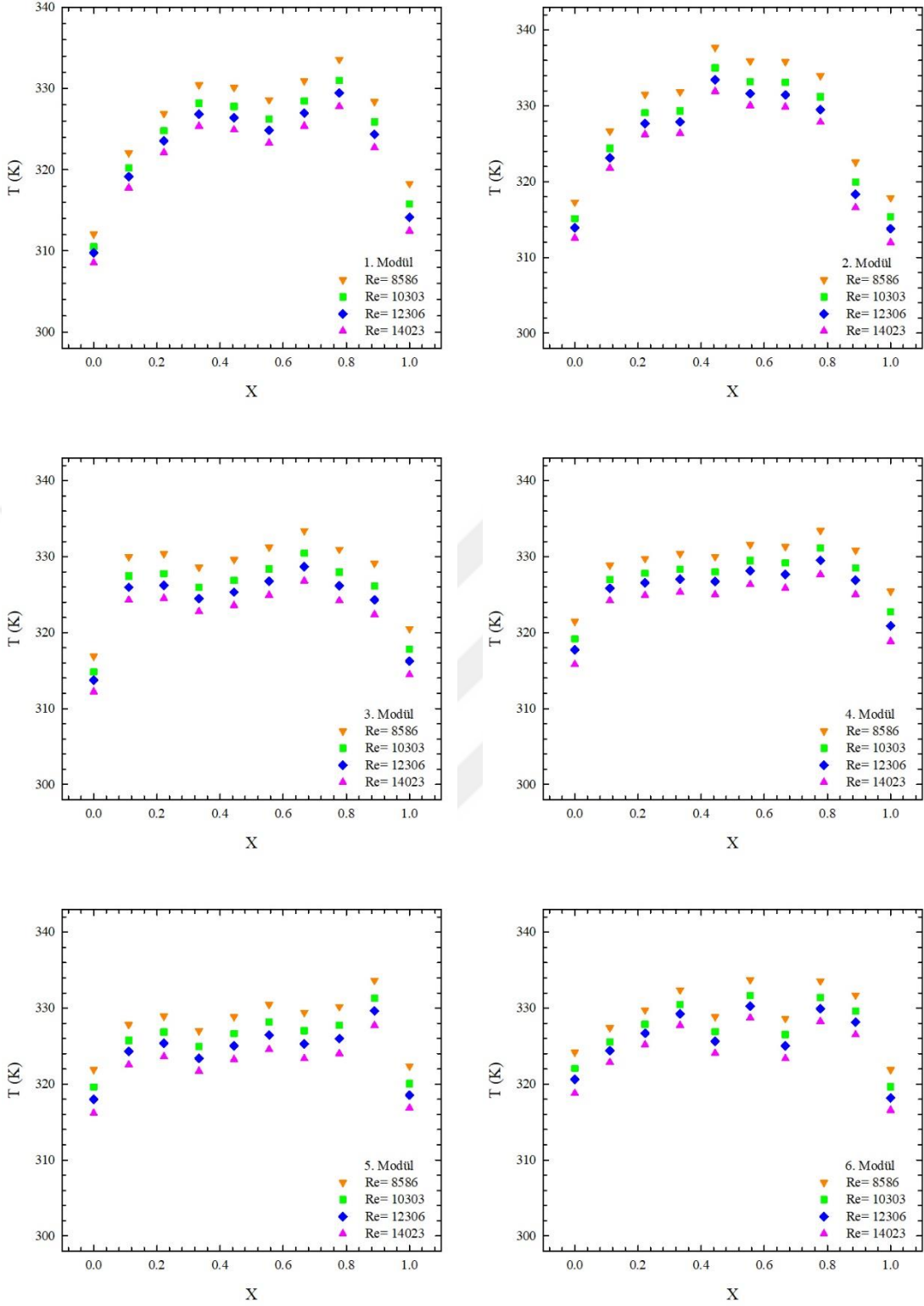
Bu bölümde farklı jet Reynolds sayıları ve kanal yükseklikleri için deneysel ölçümler sonucunda elde edilen modül yüzey sıcaklıkları yer almaktadır. Jet nozul konumu değişimi ve test bölgesi yüksekliği değişiminin ısı transferi ve akış yapısına etkisi farklı jet Reynolds sayıları için ele alınmıştır. Jet nozul konumu değişimi modül genişliğine göre boyutsuz olarak ifade edilirken, kanal yüksekliği nozul çapına göre boyutsuz olarak ifade edilmiştir. Deneysel çalışmalar, iki farklı nozul konumu ( $s_{jet}/b=0.166$  ve  $0.5$ ) ve üç farklı kanal yüksekliğinde ( $H/D_{jet}=3, 4, 5$ ) farklı Reynolds sayıları için gerçekleştirilmiştir.

##### 3.1.1. Jet Nozul Konumu ve Kanal Yükseklik Değişiminin Yüzey Sıcaklığına Etkisi

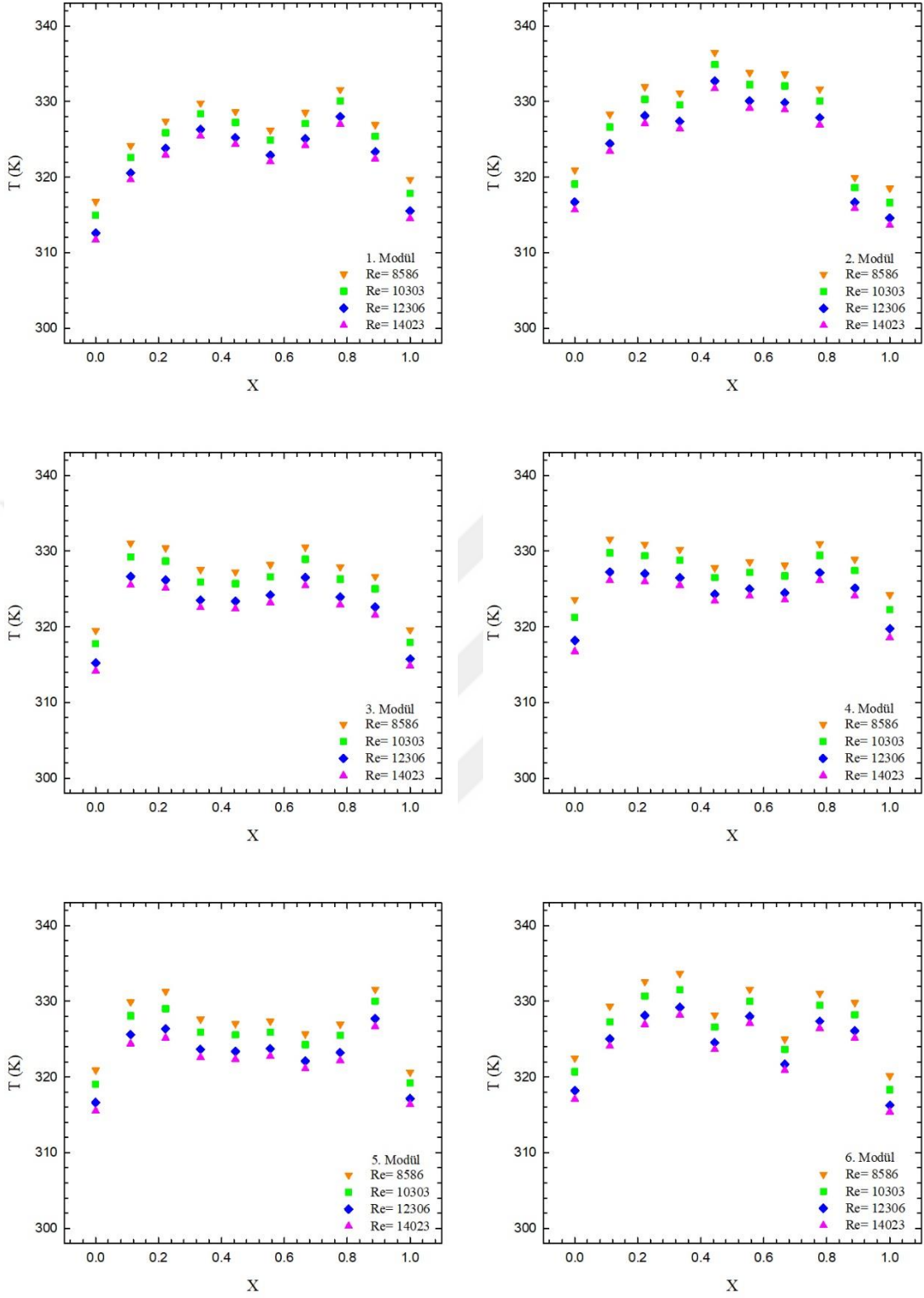
Bu bölümde deneysel çalışma kapsamında termoelemanlar yardımıyla modüllerin çarpma (üst) yüzeylerinin merkezlerinde ( $z/w=0.5$ ) ölçülen yerel sıcaklıklar sunulmuştur. Şekil 3.1'de  $H/D_{jet}=3$  ve  $s_{jet}/b=0.166$  için modüllerin merkez hattında ( $z/w=0.5$ ) termoelemanlar ile ölçülmüş olan yüzey sıcaklıklarının değişimi farklı jet Reynolds sayıları için gösterilmiştir.  $s_{jet}/b=0.166$ 'da nozul cidarı, modülün sol yüzeyi ile eş hizalıdır. Yüzey sıcaklıkları Kelvin cinsinden ifade edilirken termoeleman konumları modül uzunluğu ile boyutsuzlaştırılarak ( $X=x/b$ ) sunulmuştur.  $X=0$  ve  $1$  konumlarında bulunan termoelemanlar modül sol ve sağ düşey yüzey merkezlerindeki sıcaklıkları ölçmektedir. Yukarıda belirtildiği gibi, modüller merkezlerinde bulunan alüminyum çekirdek yardımıyla ısıtılmaktadır. Bu sebeple, modüllerin merkezlerine yakın

noktalardaki termoelemanlar ile ölçülen yüzey sıcaklıkları yan yüzeylere kıyasla daha yüksektir. Modüllerin yan yüzeylerinde ölçülen sıcaklıklar kendi içlerinde karşılaştırıldığında ise ikinci ve altıncı modül haricinde sol yan yüzey sıcaklığının sağ yan yüzey sıcaklığından daha az olduğu görülmektedir. Bu durum, nozul merkezinin modülün sol yan yüzeyine yakın şekilde konumlandırılmasından kaynaklanmaktadır. Beklendiği gibi, yüksek hızda havanın modüllerin yüzeyine çarptığı noktada daha etkin soğutma gerçekleştirilmektedir. Yerel sıcaklıklar akış doğrultusunda  $X=0.8$ 'e doğru artış sergilemekte ve  $X=0.8$ 'de en yüksek değerine ulaşmaktadır. Sonrasında ise, yukarıda belirtildiği gibi modülün sağ yan yüzeylerindeki yerel sıcaklıklar daha düşüktür. Ayrıca, jet Reynolds sayısının artışı ile taşınım ile ısı transferi artarken yerel sıcaklık değerleri önemli ölçüde azalmaktadır.

Şekil 3.2.'de  $H/D_{jet}=3$  ve  $s_{jet}/b=0.5$  için modüllerin çarpma (üst) yüzeylerinin merkezlerinde ( $z/w=0.5$ ) ölçülen yerel sıcaklıkların jet Reynolds sayısı ile değişimi gösterilmiştir.  $s_{jet}/b=0.5$ 'te nozullar ile modüller eş merkezli olacak şekilde konumlandırılmıştır. Yüzeyde ölçülen en düşük sıcaklıklar  $s_{jet}/b=0.166$ 'ya benzer şekilde modüllerin sol ve sağ yan yüzeylerindedir. Nozul merkezileri ile modül merkezleri eş merkezli olduğundan dolayı modül üst yüzeyinde ölçülen sıcaklıklar ikinci modül hariç merkeze doğru azalma trendi göstermektedir. Bu durum çarpma noktasında daha etkin soğutma gerçekleştirildiğini ortaya koymaktadır. Kanal çıkışına doğru, akış doğrultusunda  $X=0.6$ 'dan sonra yerel sıcaklıklarda ani bir azalma meydana gelmektedir. Bu durum çapraz akışın momentumunun çıkışa doğru artmasından kaynaklanmaktadır.



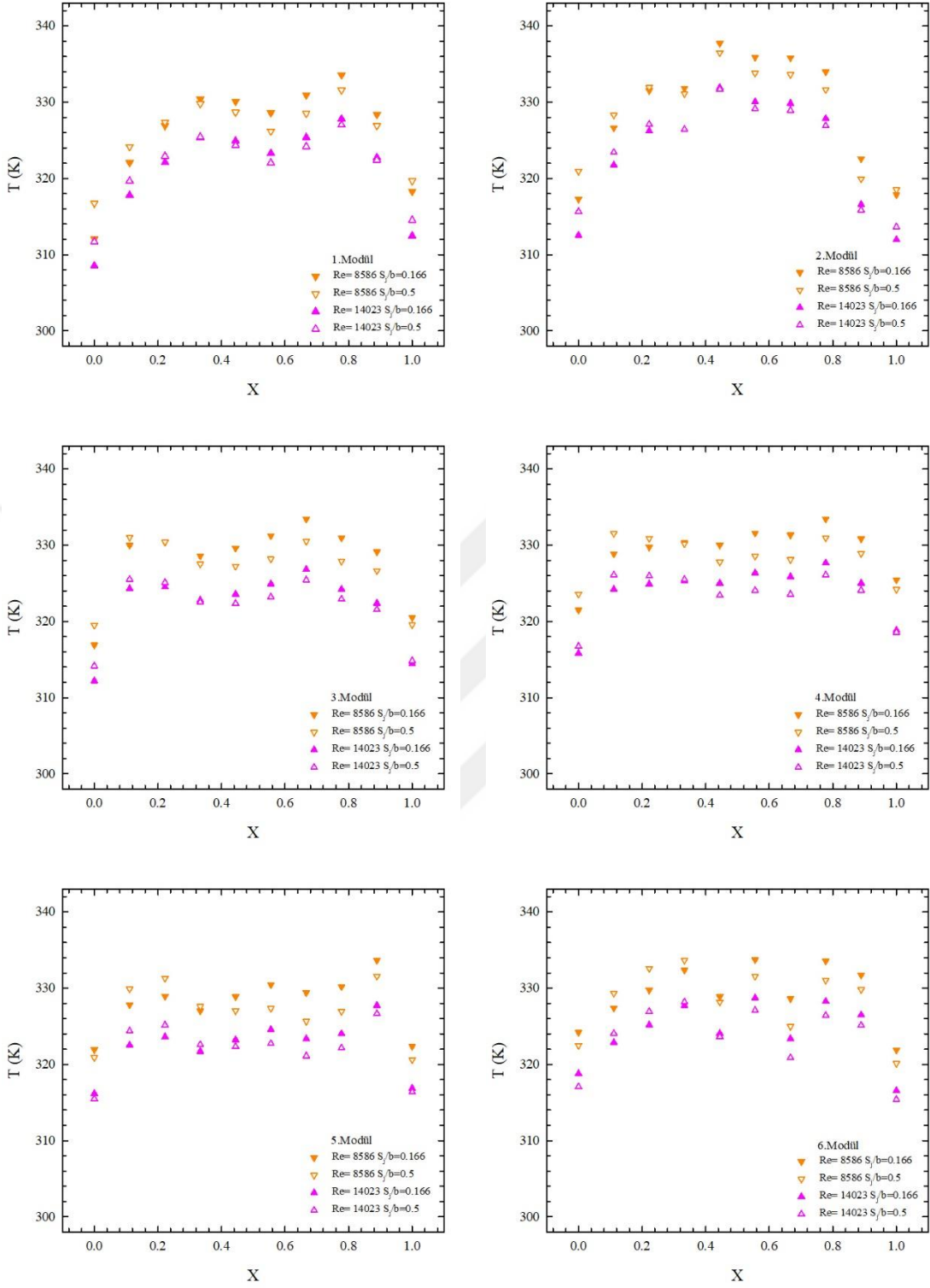
**Şekil 3.1.**  $H/D_{jet}=3$  ve  $s_{jet}/b=0.166$  için farklı jet Reynolds sayılarında modüllerin çarpma (üst) yüzeylerinin merkezlerinde ( $z/w=0.5$ ) ölçülen yerel sıcaklıklar



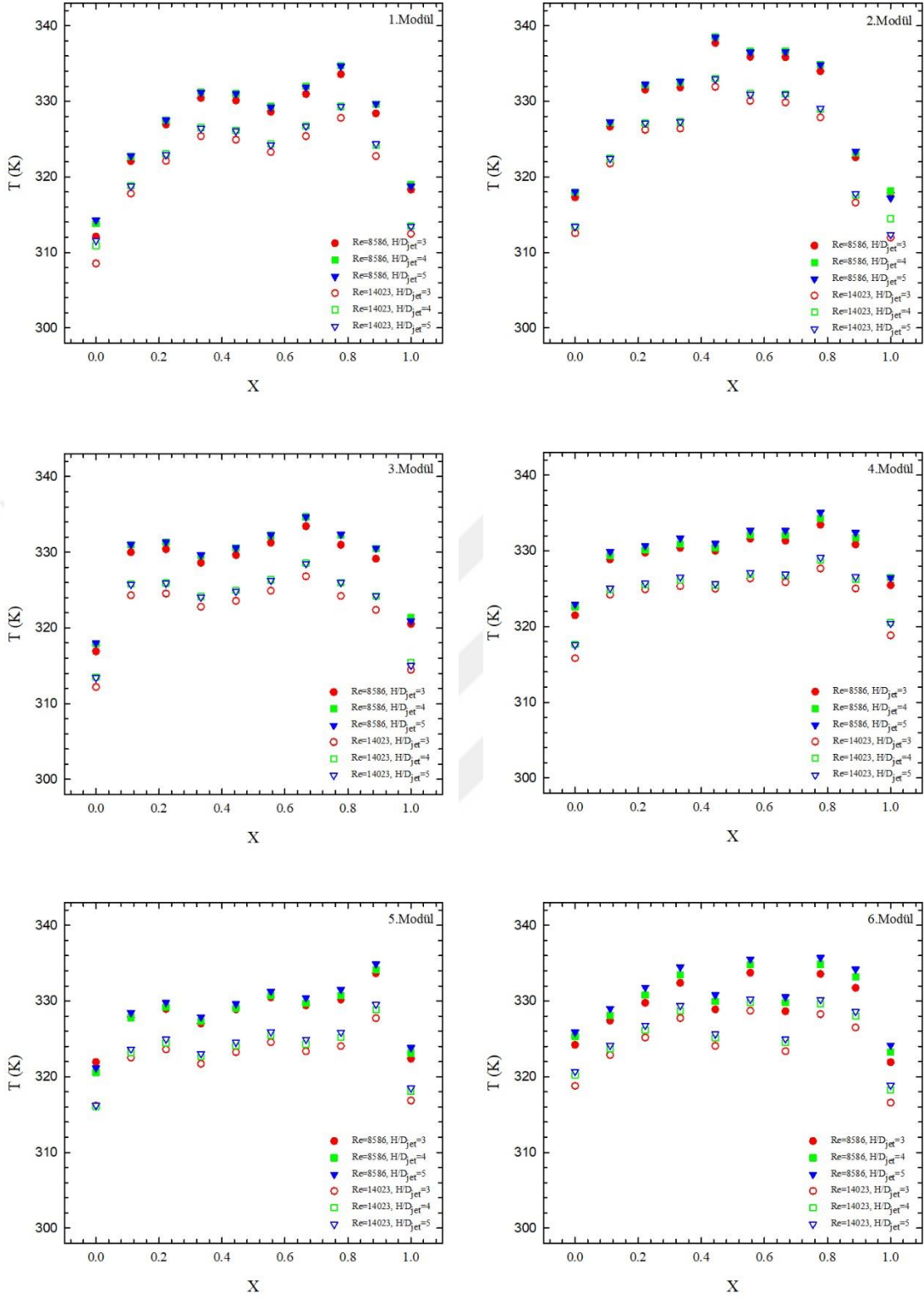
**Şekil 3.2.**  $H/D_{jet}=3$  ve  $S_{jet}/b=0.5$  için farklı jet Reynolds sayılarında modüllerin çarpma (üst) yüzeylerinin merkezlerinde ( $z/w=0.5$ ) ölçülen yerel sıcaklıklar

Şekil 3.3.'te  $H/D_{jet}=3$ 'te  $s_{jet}/b=0.166$  ve  $0.5$  için modüllerin çarpma (üst) yüzeylerinin merkezlerinde ( $z/w=0.5$ ) ölçülen yerel sıcaklıklar verilmiştir. Grafikte yer alan değerler jet Reynolds sayısının  $8586$  ve  $14023$  değerleri için karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Şekil 3.3. incelendiğinde, her iki jet Reynolds sayısı için de  $X=0.4$ 'ten sonra ölçülen sıcaklıkların  $s_{jet}/b=0.5$ 'te  $s_{jet}/b=0.166$ 'ya göre daha düşük olduğu görülmektedir.  $X=0.4$ 'e kadar ise  $s_{jet}/b=0.166$ 'da ölçülen sıcaklıkların daha düşük olduğu görülmektedir. Bu durum, çarpma noktasında daha iyi bir soğutma gerçekleştirdiğini göstermektedir.  $X=0$ 'da ise ilk üç modül için  $s_{jet}/b=0.166$ 'da yüzey sıcaklığı daha düşük iken son üç modül sol yüzeyinde  $s_{jet}/b=0.5$ 'te yüzey sıcaklığı daha düşüktür. Benzer bir durum sağ düşey yüzey için de geçerlidir.

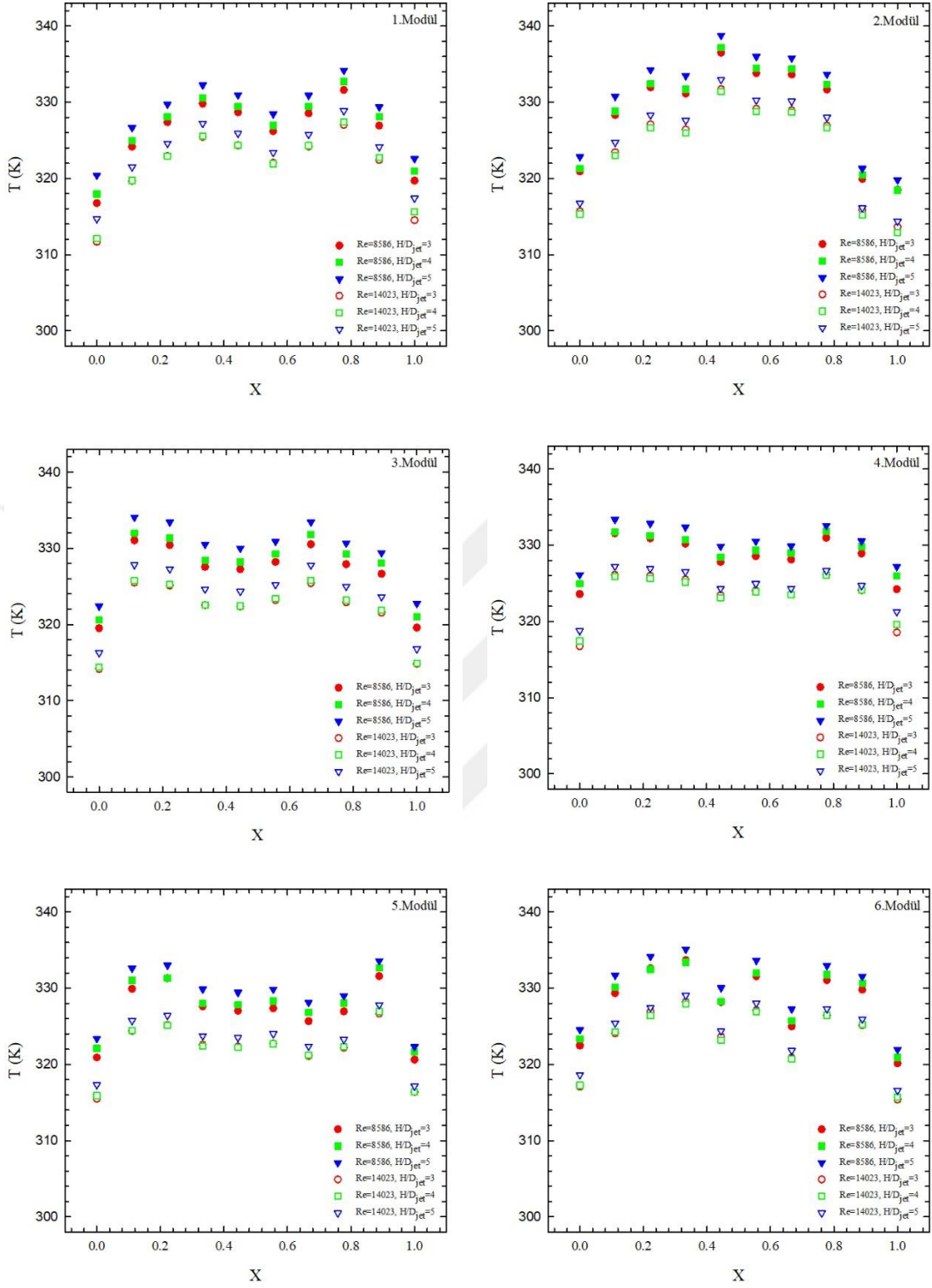
Şekil 3.4. ve şekil 3.5.'te  $H/D_{jet}=3, 4$  ve  $5$  için sırasıyla  $s_{jet}/b=0.166$  ve  $0.5$ 'te modüllerin çarpma (üst) yüzeylerinin merkezlerinde ( $z/w=0.5$ ) ölçülen yerel sıcaklıklar verilmiştir. Her iki şekil incelendiğinde,  $H/D_{jet}$  oranı ve jet Reynolds sayısının değişiminden bağımsız şekilde yerel sıcaklık değişiminin benzer bir trende sahip olduğu görülmektedir. Yukarıda belirtildiği gibi jet Reynolds sayısı artışıyla modüllerin yüzeylerinden taşınım ile ısı transferi artarken yüzey sıcaklıkları azalmaktadır. Buna karşın,  $H/D_{jet}$  oranı arttıkça yüzey sıcaklıklarının da arttığı ve yüzeydeki soğutma performansının azaldığı görülmektedir. Şekil 3.4.'te açıkça görüldüğü gibi  $H/D_{jet}=4$  ve  $5$ 'te yüzey sıcaklıkları birbirlerine oldukça yakın olup  $H/D_{jet}=3$ 'teki yerel sıcaklıklara göre daha yüksektir. Şekil 3.5. incelendiğinde yerel sıcaklıklar jet Reynolds sayısının  $8586$  değerinde birbirlerinden ayrılmaktayken jet Reynolds sayısının artışıyla yüzey sıcaklıkları azalırken birbirlerine yaklaşmaktadır.



**Şekil 3.3.**  $H/D_{jet}=3$ 'te ve  $s_{jet}/b=0.166$  ve  $0.5$  için jet Reynolds sayısının 8586 ve 14023 değerlerinde modüllerin çarpma (üst) yüzeylerinin merkezlerinde ( $z/w=0.5$ ) ölçülen yerel sıcaklıklar



**Şekil 3.4.**  $H/D_{jet}=3, 4$  ve  $5$  ve  $s_{jet}/b=0.166$ 'da jet Reynolds sayısının  $8586$  ve  $14023$  değerlerinde modüllerin çarpma (üst) yüzeylerinin merkezlerinde ( $z/w=0.5$ ) ölçülen yerel sıcaklıklar

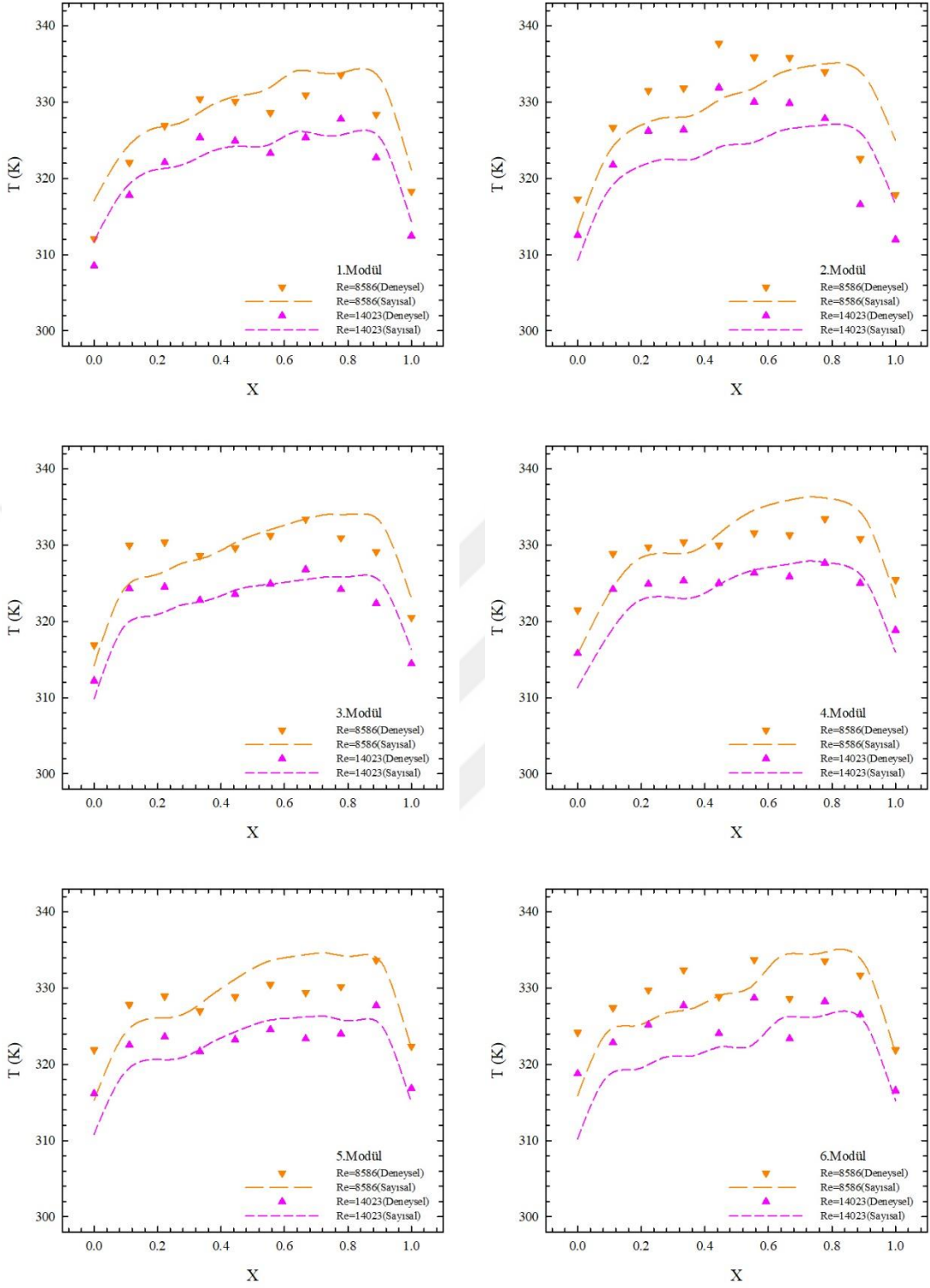


**Şekil 3.5.**  $H/D_{jet}=3, 4$  ve  $5$  ve  $s_{jet}/b=0.5$ 'te jet Reynolds sayısının  $8586$  ve  $14023$  değerlerinde modüllerin çarpma (üst) yüzeylerinin merkezlerinde ( $z/w=0.5$ ) ölçülen yerel sıcaklıklar

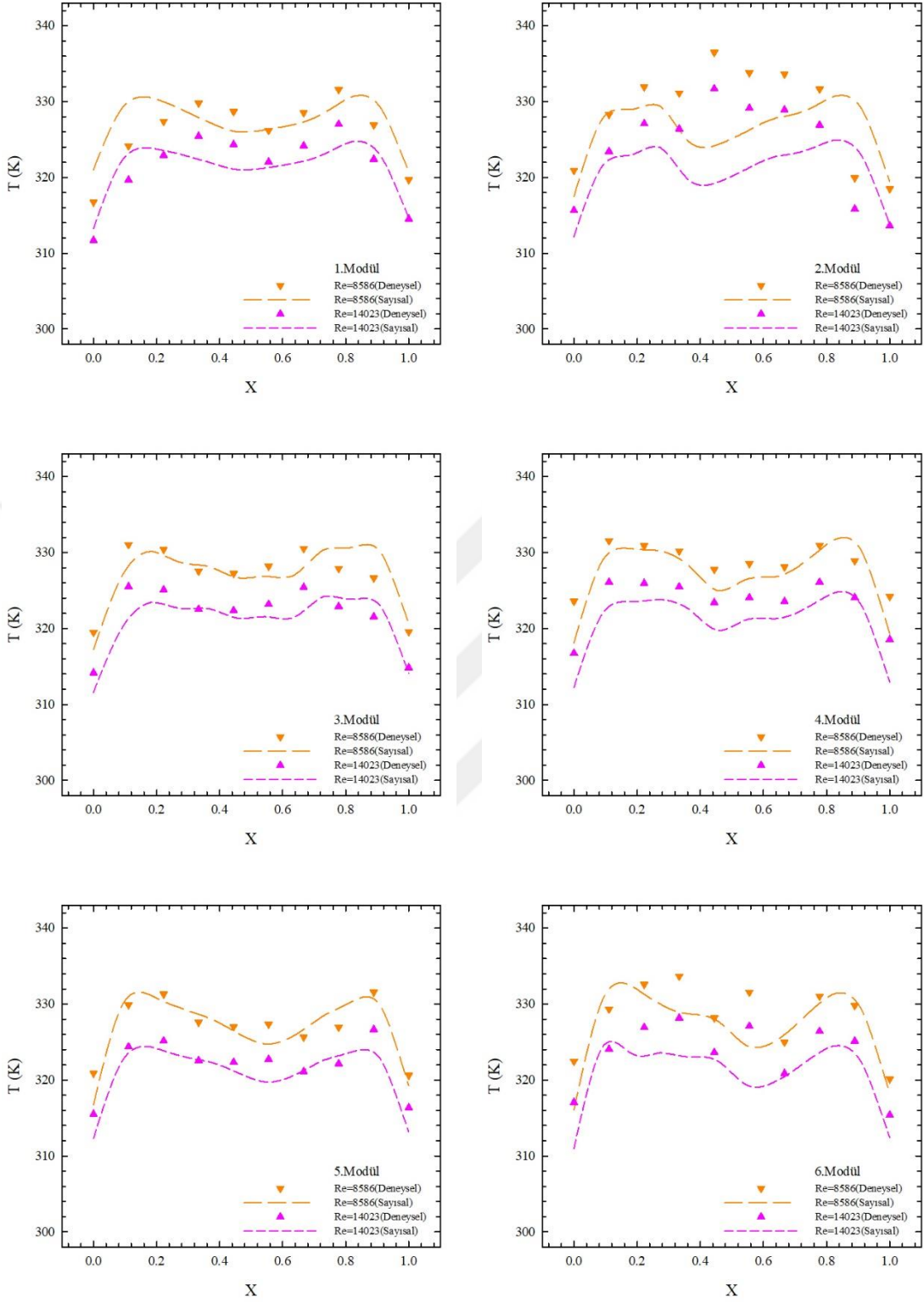
### 3.1.2. Deneysel ve Sayısal Verilerin Karşılaştırılması

Şekil 3.6.'da  $H/D_{jet}=3$  ve  $s_{jet}/b=0.166$ 'da deneysel olarak ölçülen ve sayısal simülasyonlar sonucunda elde edilen yerel yüzey sıcaklıkları farklı jet Reynolds sayıları için sunulmuştur. Yukarıda belirtildiği gibi,  $X=0$  ve  $1$  noktalarına karşılık gelen modül sol ve sağ yan yüzeylerinde ölçülen yerel sıcaklıklar çarpma yüzeyindeki yerel sıcaklıklara kıyasla daha düşüktür. Buna ek olarak, sayısal analiz sonucunda aynı noktada elde edilen sıcaklıkların deneysel veriler ile uyumlu olduğu görülmektedir.  $X=0.2$  ve  $0.8$  konumları arasındaki yüzey sıcaklık artışı sayısal sonuçlarda daha net görülmektedir. Ayrıca 2. modül haricinde deneysel olarak ölçülen yerel sıcaklıkların sayısal analizler sonucunda elde edilen yerel sıcaklıklar ile iyi bir uyum sergilediği söylenebilir. 2. modülde ise modül merkezine yakın bölümlerde deneysel ve sayısal verilerin ayrıştığı görülmektedir. Bu durumun, ikinci modül çevresinde oluşan karmaşık akım yapısından kaynaklandığı düşünülmektedir.

Şekil 3.7.'de  $H/D_{jet}=3$  ve  $s_{jet}/b=0.5$ 'te deneysel olarak ölçülen ve sayısal simülasyonlar sonucunda elde edilen yerel yüzey sıcaklıkları farklı jet Reynolds sayıları için sunulmuştur. Yukarıda belirtildiği gibi  $s_{jet}/b=0.5$ 'te modüller ve nozullar eş merkezli olacak şekilde konumlandırılmıştır. Dikkat edilirse, eş merkezli konumlandırmada bir önceki durumda olduğu gibi deneysel ve sayısal olarak elde edilen yerel sıcaklık değişim trendleri birbirleriyle gayet uyumlu olup ikinci modül için verilerde ayrışma söz konusudur. Bununla birlikte, sayısal olarak elde edilen yerel sıcaklıklar çarpma noktasındaki sıcaklık değişimini daha net ortaya koymaktadır. Çarpma yüzeyinde sıcaklıklar merkeze doğru artış sergilerken çarpma noktasında hızlı şekilde azalmakta olup akabinde tekrar artmaktadır. Ayrıca birinci modülde çarpma yüzeyindeki en düşük sıcaklık noktası  $X=0.4$  konumunda iken altıncı modüle doğru  $X=0.6$  konumuna kaymıştır. Bu durum yukarıda belirtildiği gibi akış doğrultusunda çapraz akışın artan momentumundan kaynaklanır.



**Şekil 3.6.**  $H/D_{jet}=3$  ve  $s_{jet}/b=0.166$ 'da jet Reynolds sayısının 8586 ve 14023 değerleri için deneysel olarak ölçülen ve sayısal simülasyonlar sonucunda elde edilen yerel yüzey sıcaklıkları



**Şekil 3.7.**  $H/D_{jet}=3$  ve  $s_{jet}/b=0.5$ 'te jet Reynolds sayısının 8586 ve 14023 değerleri için deneysel olarak ölçülen ve sayısal simülasyonlar sonucunda elde edilen yerel yüzey sıcaklıkları

### 3.2. Sayısal Çalışma Sonuçlarının Yorumlanması

Önceki bölümlerde farklı kanal yükseklikleri, nozul konumları ve jet Reynolds sayıları için deneysel ve sayısal olarak elde edilen yerel sıcaklıklar karşılaştırılmıştır. Bu bölümde ise daha geniş bir parametre aralığında sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Akış ve ısı transfer karakteristiklerine jet nozul konumunun ( $s_{jet}/b=0, 0.166, 0.25, 0.375, 0.5$ ) ve kanal yüksekliğinin ( $H/D_{jet}=3, 4, 5$ ) etkileri beş farklı jet Reynolds sayısı  $Re_j=6757, 8586, 10303, 12306$  ve  $14023$  için ele alınmıştır. Bu bölümde gerçekleştirilen çalışmalar ikiye ayrılmaktadır: (i) eş dağılı nozul konumlandırmasının akış ve ısı transfer karakteristiklerine etkileri, (ii) şaşırtmalı nozul konumlandırmasının akış ve ısı transfer karakteristiklerine etkileri.

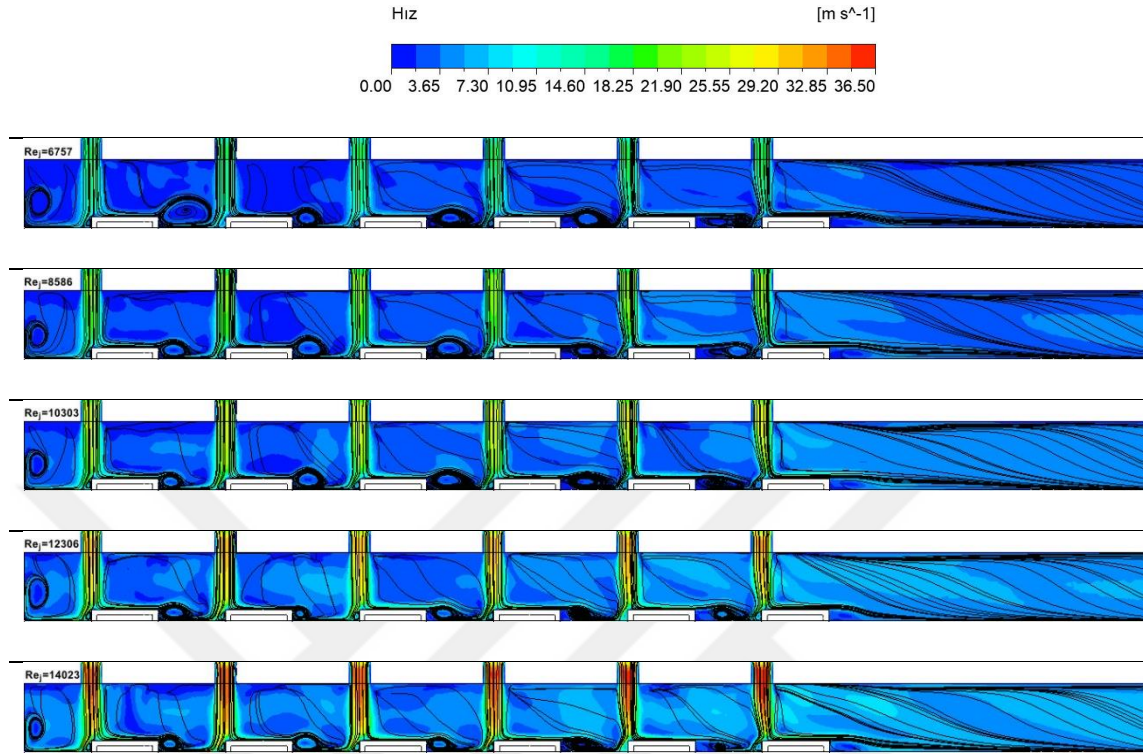
#### 3.2.1 Eş Dağılı Jet Nozul Konumlandırması

Bu bölümde eş dağılı nozul konumlandırmasının ( $s_{jet}/b=0, 0.166, 0.25, 0.375, 0.5$ ) akış ve ısı transfer karakteristiklerine etkileri farklı kanal yükseklikleri ve farklı jet Reynolds sayıları için ele alınmıştır. Bu bölümde farklı nozul konumlarının etkileri ele alınırken tüm nozulların konumları eşit miktarda değiştirilmektedir.

##### 3.2.1.1 Eş Dağılı Jet Nozul Konumlandırmasının Akış Yapısına Etkisi

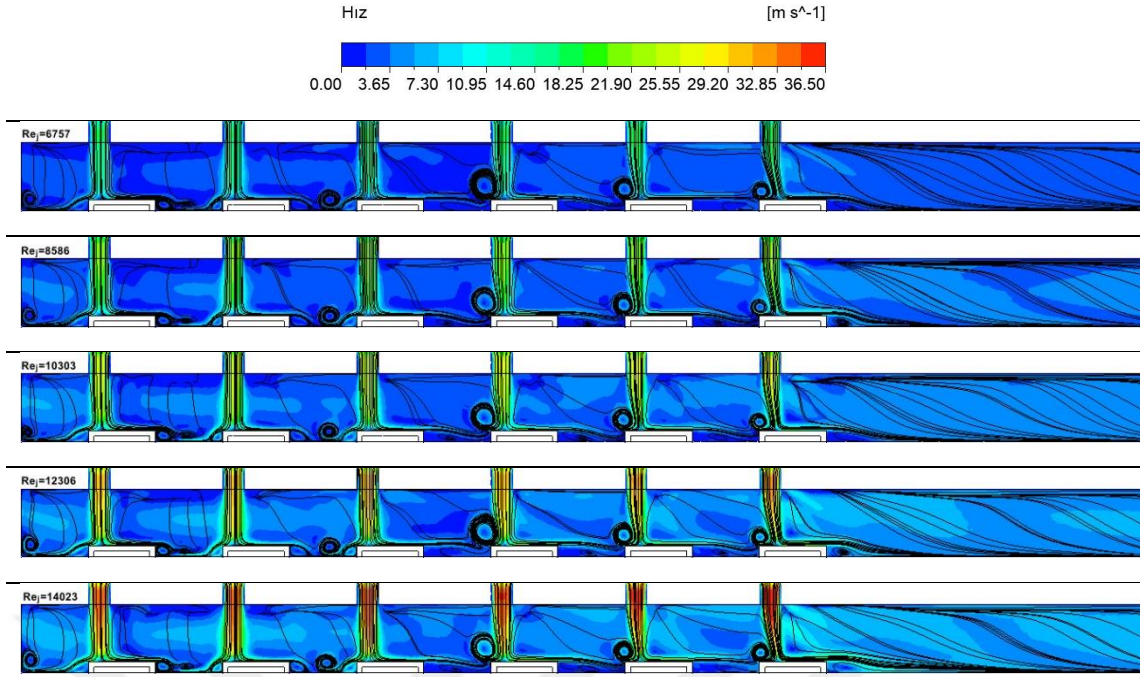
Şekil 3.8.'de  $H/D_{jet}=3$  ve  $s_{jet}/b=0$ 'da farklı jet Reynolds sayıları için kanal merkezinde ( $z/w=0.5$ ) üst üste bindirilmiş hız konturları ve akım çizgileri sunulmuştur. Bu bölümde besleme kanalı içerisindeki akış yapısı sunulmamış olup nozullar ve test bölgesi merkezindeki akım yapısı görselleştirilmiştir. Ayrıca,  $s_{jet}/b=0$ 'da nozul merkezleri ile modüllerin sol yan yüzeyleri eş merkezli olacak şekilde konumlandırılmıştır. Jet nozullarından çıkan hava modüllerin üst yüzeylerine çarptıktan sonra basıncın daha düşük olduğu bölgelere yönelmektedir. Bunun sonucunda, akışın bir bölümü modülün üst yüzeyini süpürürken diğer kısmı ise modüller arasında kalan bölgeye yönelerek ikincil akışların oluşumuna katkı sunmaktadır. Şekil 3.8.'de görüldüğü gibi ilk modül ile kanal cidarı arasında ve modüller arasındaki bölgelerde ikincil akışlar oluşmaktadır. Sıralı modüller arasında meydana gelen resirkülasyon hücreleri kendi ve kendinden önceki modüllerin üst yüzeylerine çarpan jet akışları tarafından beslenmekte olup oluşan resirkülasyon hücreleri saat yönünde dönmektedir. Ayrıca, resirkülasyon hücrelerinin boyutları kanal boyunca küçülürken hücre merkezleri de kanal tabanına yaklaşmakta olup bu durum çapraz akışın kanal çıkışına doğru artan momentumundan kaynaklanmaktadır.

Ayrıca, jet akışında az da olsa kırılma meydana gelmektedir. Jet Reynolds sayısının artışı da bu durumu desteklemektedir.



**Şekil 3.8.**  $H/D_{jet}=3$  ve  $s_{jet}/b=0$ 'da farklı jet Reynolds sayıları için kanal merkezinde ( $z/w=0.5$ ) üst üste bindirilmiş hız konturları ve akım çizgileri

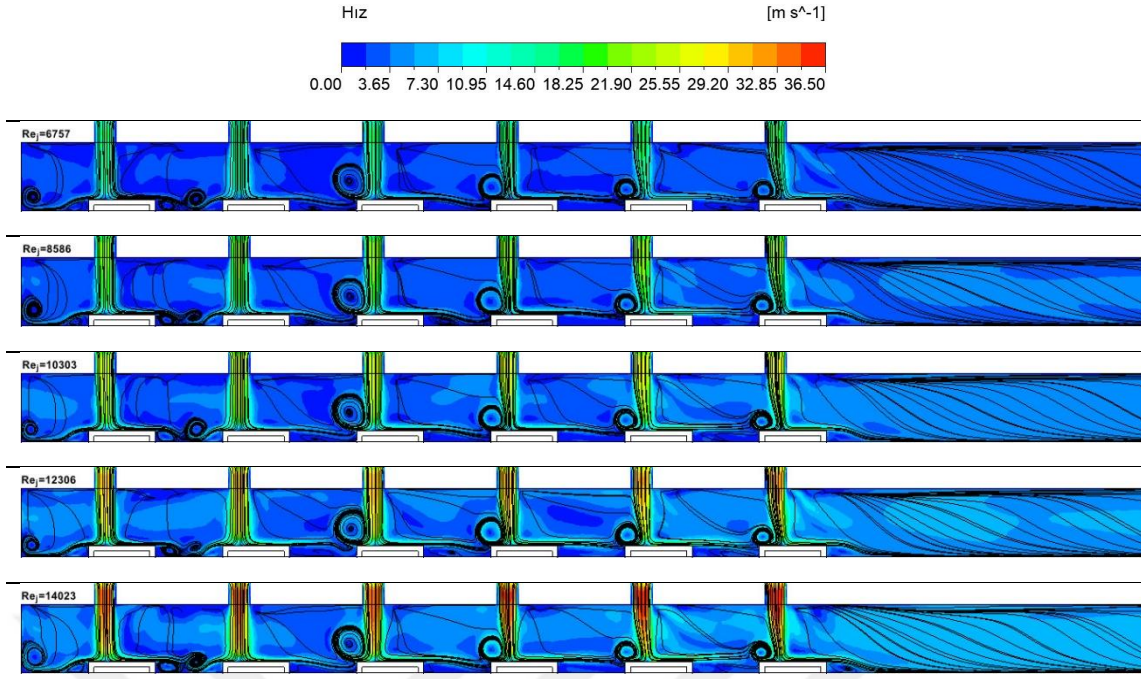
Şekil 3.9.'da  $H/D_{jet}=3$  ve  $s_{jet}/b=0.166$ 'da farklı jet Reynolds sayıları için kanal merkezinde ( $z/w=0.5$ ) üst üste bindirilmiş hız konturları ve akım çizgileri sunulmuştur.  $s_{jet}/b=0$  ile karşılaştırıldığında,  $s_{jet}/b=0.166$ 'da ilk üç modülün arasında kalan bölgede geniş bir resirkülasyon hücresi yerine birden fazla küçük hücrenin meydana geldiği görülmektedir.  $s_{jet}/b=0.166$ 'da, yüzeye çarpan akışkan sol düşey yüzeyin komşuluğunda saat yönünün tersi yönde dönen zayıf bir hücrenin oluşumuna sebep olmaktadır. Benzer şekilde modüllerin hemen sağında da saat yönünde dönmekte olan üçüncü bir hücre meydana gelmektedir. Üçüncü modülden sonra ise kuvvetli tek bir hücre meydana gelmekte ve oluşan hücre çapraz akışın momentumundaki artışla birlikte kanal çıkışına doğru küçülmektedir. Ayrıca, kanal çıkışına doğru artan çapraz akışın momentumun jet akışının momentumuna baskın hale gelmesiyle birlikte özellikle beşinci ve altıncı jetlerde bükülme meydana gelmekteyken bu durum jetin modüle daha dar bir açıyla çarpmasına sebep olur.



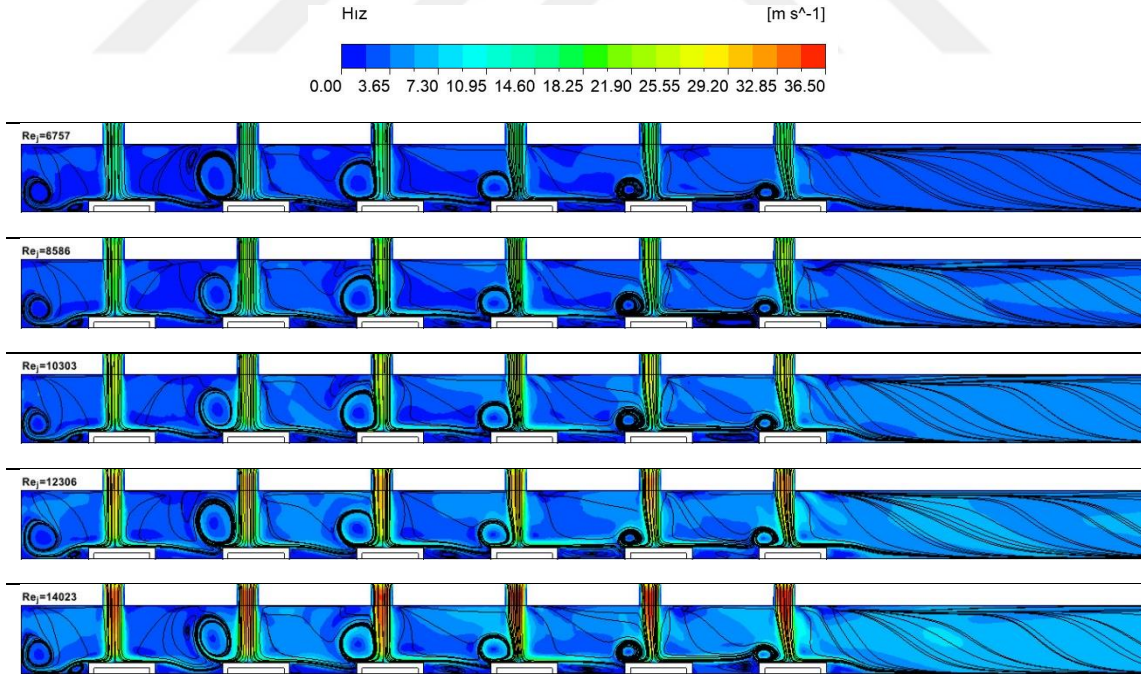
**Şekil 3.9.**  $H/D_{jet}=3$  ve  $s_{jet}/b=0.166$ 'da farklı jet Reynolds sayıları için kanal merkezinde ( $z/w=0.5$ ) üst üste bindirilmiş hız konturları ve akım çizgileri

Şekil 3.10.'da  $H/D_{jet}=3$  ve  $s_{jet}/b=0.25$ 'te farklı jet Reynolds sayıları için kanal merkezinde ( $z/w=0.5$ ) üst üste bindirilmiş hız konturları ve akım çizgileri sunulmuştur. Jet nozullarının  $s_{jet}/b=0.25$ 'te bulunması durumunda ilk iki hücrenin arasında birden fazla hücre oluşumunun meydana geldiği görülmektedir.  $s_{jet}/b=0.166$  ile karşılaştırıldığında, nozulların modül merkezlerine daha yakın olması modüller arasında oluşan küçük hücreleri sınırlandırmakta, oluşan resirkülasyon hücreleri genişlemekte ve üçüncü modülle birlikte hücre oluşumu modül yüzeyinin üzerinde gerçekleşmektedir. Benzer şekilde, modülün çarpma yüzeyinin hemen üzerinde oluşan hücreler çıkışa doğru giderek küçülmekte olup jet akışındaki kırılma da giderek artmaktadır.

Şekil 3.11.'de  $H/D_{jet}=3$  ve  $s_{jet}/b=0.375$ 'te farklı jet Reynolds sayıları için kanal merkezinde ( $z/w=0.5$ ) üst üste bindirilmiş hız konturları ve akım çizgileri sunulmuştur. Jet nozullarının modül merkezine yaklaşmasının sonucunda  $s_{jet}/b=0$  ve  $0.166$ 'da ikinci ve üçüncü modüllerin sol düşey yüzeylerinin komşuluğunda ortaya çıkan ve saat yönünün tersinde dönmekte olan resirkülasyon hücresi ortadan kalkmakta ve birden fazla hücre yerine daha kuvvetli tek bir hücrenin meydana geldiği görülmektedir. Oluşan resirkülasyon hücreleri ikinci modül ile birlikte çıkışa doğru giderek küçülmekte olup modüllerin arasında ve tabana yakın bölgede zayıf bir resirkülasyonun varlığı görülmektedir.

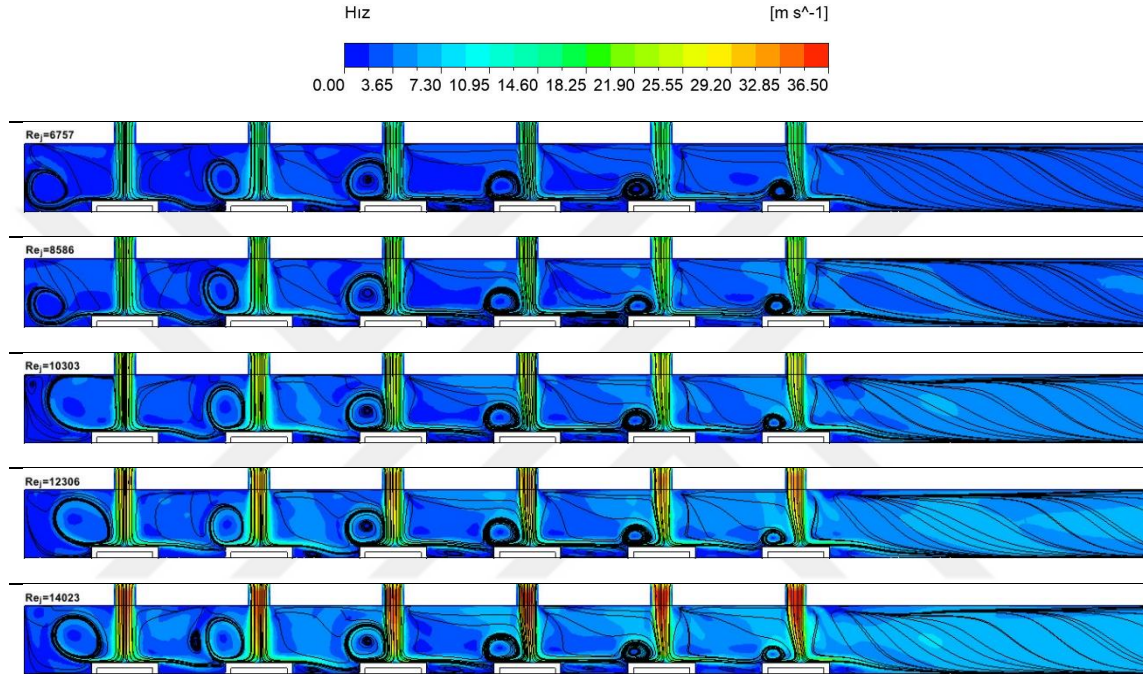


**Şekil 3.10.**  $H/D_{jet}=3$  ve  $s_{jet}/b=0.25$ 'te farklı jet Reynolds sayıları için kanal merkezinde ( $z/w=0.5$ ) üst üste bindirilmiş hız konturları ve akım çizgileri



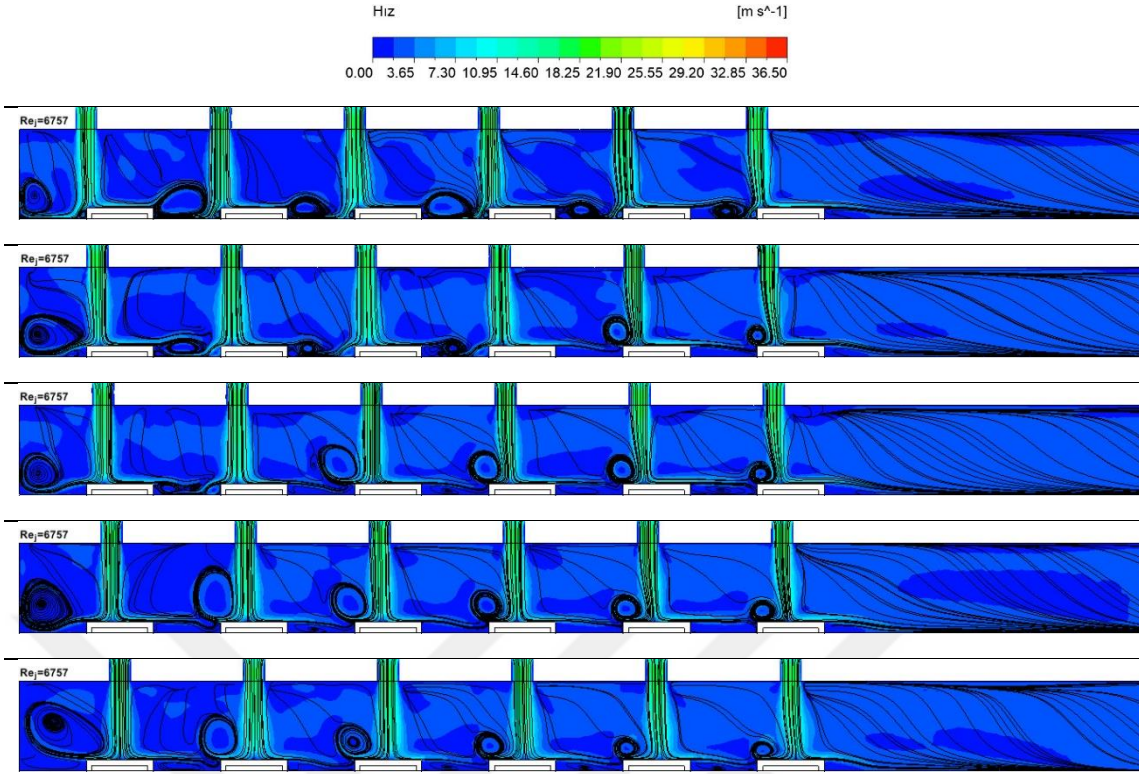
**Şekil 3.11.**  $H/D_{jet}=3$  ve  $s_{jet}/b=0.375$ 'te farklı jet Reynolds sayıları için kanal merkezinde ( $z/w=0.5$ ) üst üste bindirilmiş hız konturları ve akım çizgileri

Şekil 3.12.'de  $H/D_{jet}=3$  ve  $s_{jet}/b=0.5$ 'te farklı jet Reynolds sayıları için kanal merkezinde ( $z/w=0.5$ ) üst üste bindirilmiş hız konturları ve akım çizgileri sunulmuştur. Nozulların modüllerle eş merkezli konumlandırıldığı bu durumda, resirkülasyon hücrelerinin jetlerin hemen solunda ve modüllerin hemen üzerinde olduğu görülmektedir. Ortaya çıkan hücrelerin genişliklerinin diğer durumlarla karşılaştırıldığında daha fazla olduğu bu durumda, bir önceki modüle çarpan akışkan doğrudan diğer modüle yönelerek o bölgede oluşan hücreyi beslemektedir.

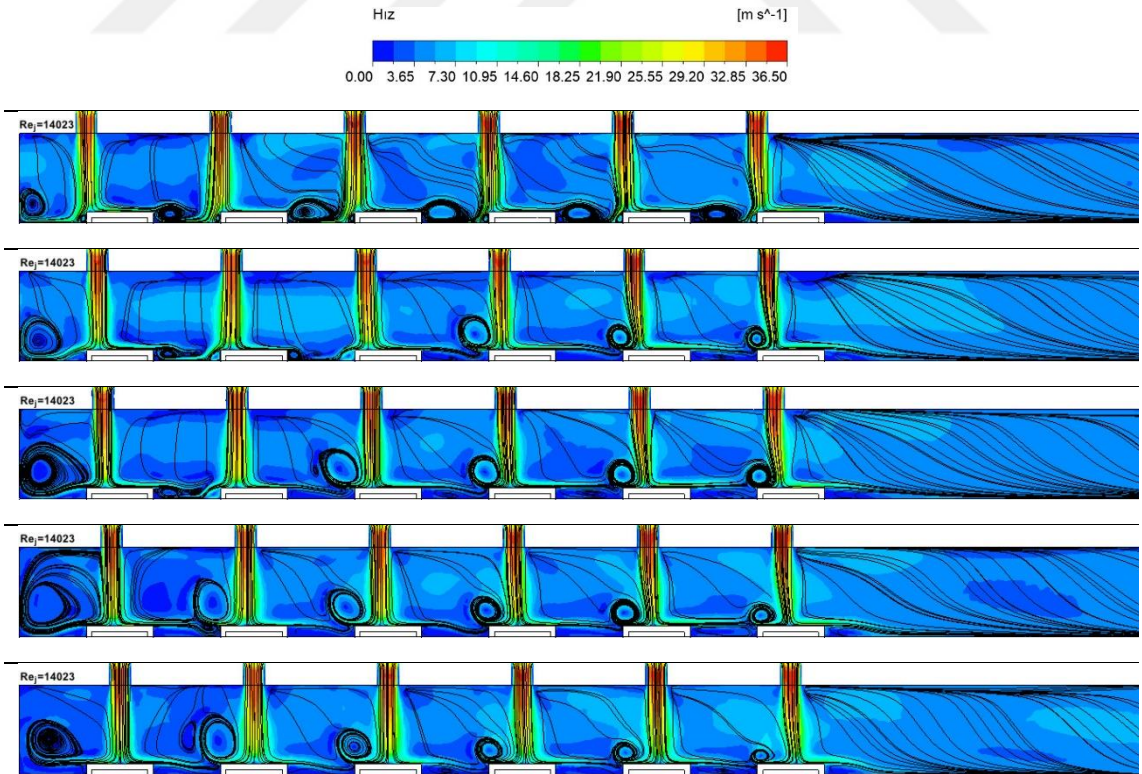


**Şekil 3.12.**  $H/D_{jet}=3$  ve  $s_{jet}/b=0.5$ 'te farklı Reynolds sayıları farklı jet Reynolds sayıları için kanal merkezinde ( $z/w=0.5$ ) üst üste bindirilmiş hız konturları ve akım çizgileri

Şekil 3.13. ve şekil 3.14.'te sırasıyla jet Reynolds sayısı 6757 ve 14023'te  $H/D_{jet}=4$  için farklı  $s_{jet}/b$  oranlarında kanal merkezinde ( $z/w=0.5$ ) üst üste bindirilmiş hız konturları ve akım çizgileri yer almaktadır. Her iki jet Reynolds sayısında da birinci modül ile kanal cidarı arasında kalan bölgedeki resirkülasyon hücresi, nozul konumu modül merkezine yaklaştıkça genişlemekte, hücre merkezi kanal içerisinde yükselmekte ve hücre jete yaklaşmaktadır. Benzer durum diğer jetlerin komşuluğunda oluşan resirkülasyon hücreleri için de geçerlidir. Nozulların modül merkezine doğru kayması oluşan resirkülasyon hücrelerini modüllere yaklaştırmakta, hücre genişlikleri ise çıkışa doğru küçülmektedir.



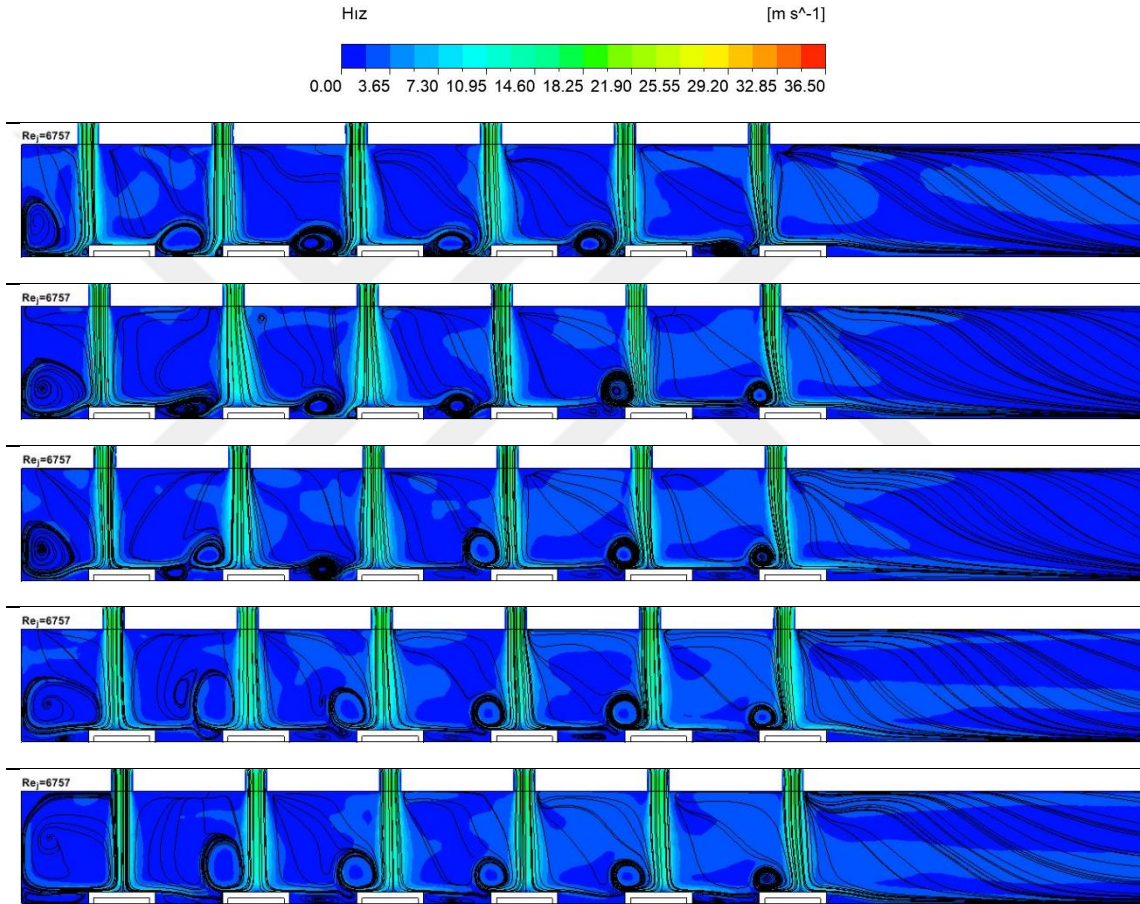
Şekil 3.13.  $H/D_{jet}=4$  ve jet Reynolds sayısı 6757 iken farklı  $s_{jet}/b$  oranları için kanal merkezinde ( $z/w=0.5$ ) üst üste bindirilmiş hız konturları ve akım çizgileri



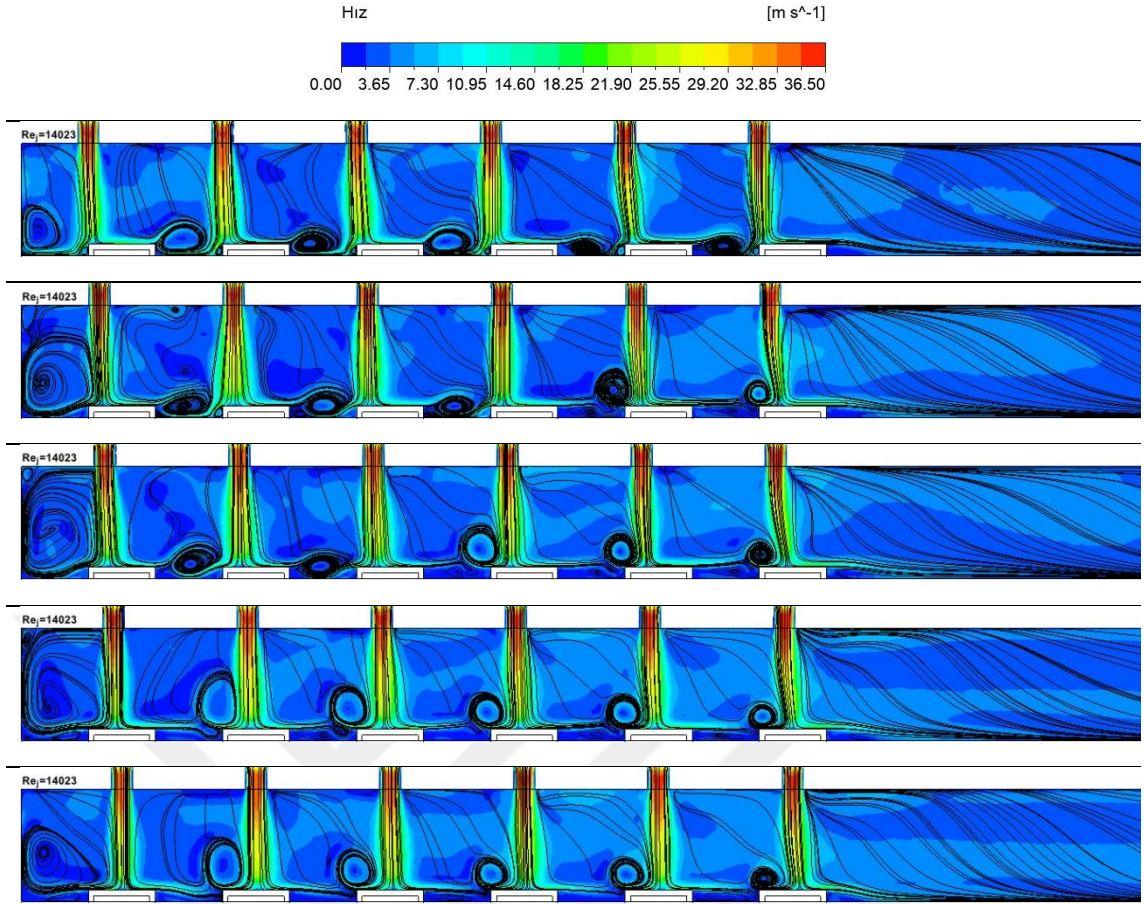
Şekil 3.14.  $H/D_{jet}=4$  ve jet Reynolds sayısı 14023 iken farklı  $s_{jet}/b$  oranları için kanal

merkezinde ( $z/w=0.5$ ) üst üste bindirilmiş hız konturları ve akım çizgileri

Şekil 3.15. ve şekil 3.16.'da sırasıyla jet Reynolds sayısı 6757 ve 14023 iken  $H/D_{jet}=5$ 'te farklı  $s_{jet}/b$  oranları için kanal merkezinde ( $z/w=0.5$ ) üst üste bindirilmiş hız konturları ve akım çizgileri yer almaktadır.  $H/D_{jet}=3$  ile karşılaştırıldığında,  $H/D_{jet}$  oranının artışı jet akışının modüle çarpmadan önce gelişmesine olanak sağlamaktadır. Özellikle  $H/D_{jet}=5$ 'te bu durum daha belirgin olarak görülmektedir. Aynı zamanda, akış bölgesinin hacminin artması kanal üst bölgesinde düşük basınç bölgesi oluşturmakta, resirkülasyon hücreleri  $H/D_{jet}$ 'in artışıyla kanalın üst cidarına doğru genişlemektedir.

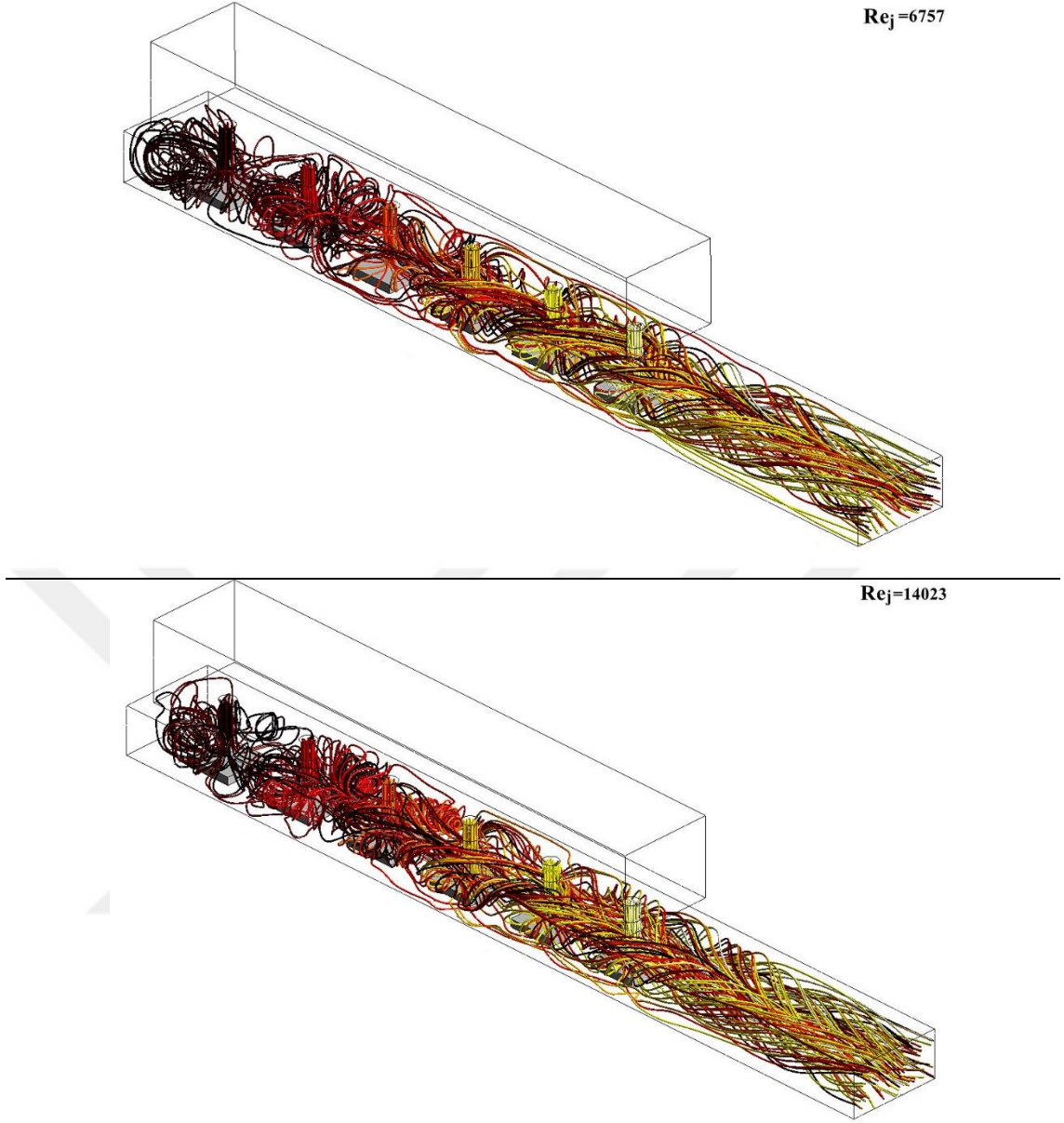


Şekil 3.15.  $H/D_{jet}=5$  ve jet Reynolds sayısı 6757 iken farklı  $s_{jet}/b$  oranları için kanal merkezinde ( $z/w=0.5$ ) üst üste bindirilmiş hız konturları ve akım çizgileri



**Şekil 3.16.**  $H/D_{jet}=5$  ve jet Reynolds sayısı 14023 iken farklı  $s_{jet}/b$  oranları için kanal merkezinde ( $z/w=0.5$ ) üst üste bindirilmiş hız konturları ve akım çizgileri

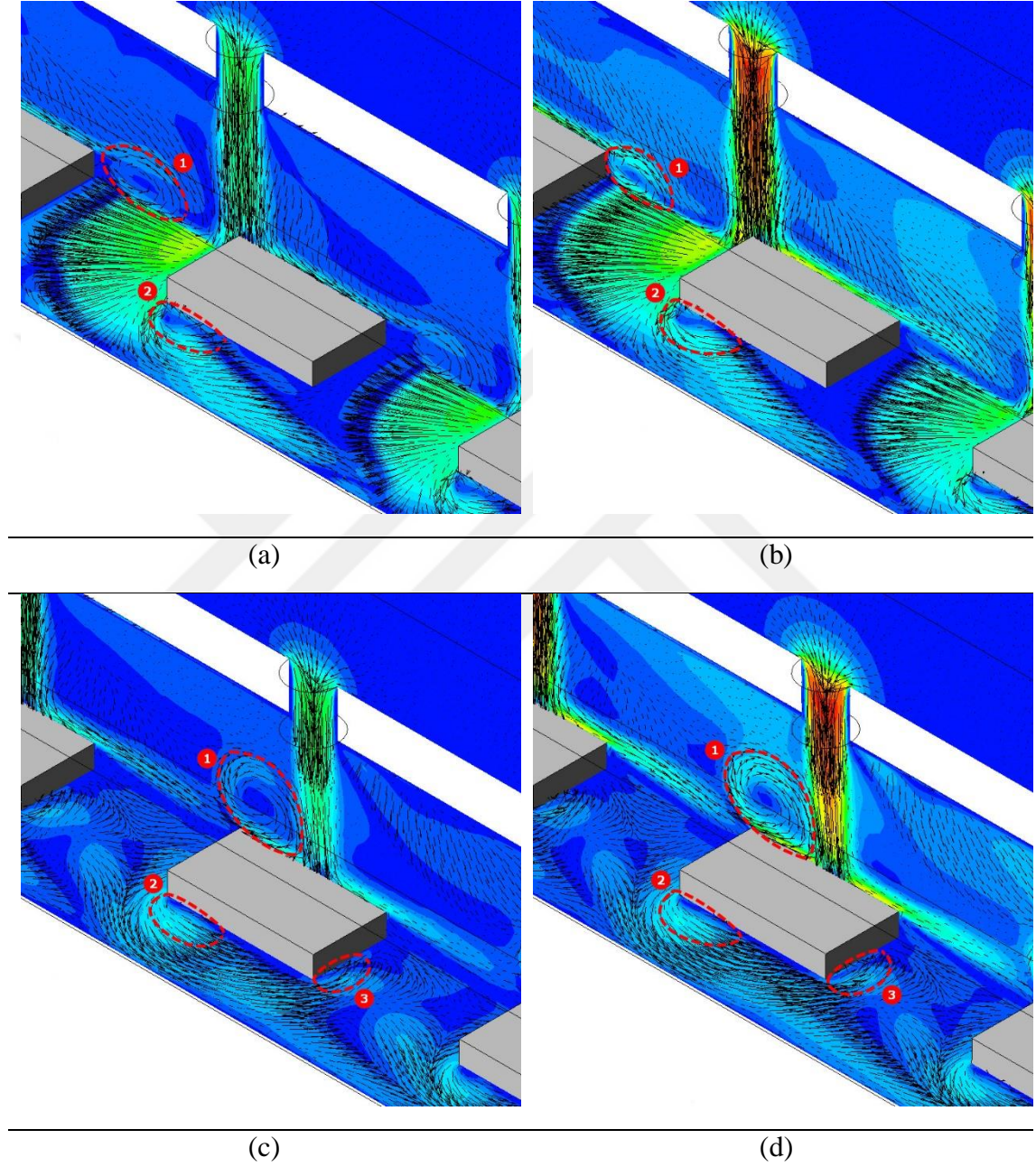
Şekil 3.17.'de nozullar ve modüllerin eş merkezli olduğu durumda jet Reynolds sayısının 6757 ve 14023 değerleri için akış bölgesi içerisindeki akım çizgileri sunulmuştur. Şekil 3.17.'den görüldüğü gibi her nozuldaki çıkan hava farklı renkte temsil edilmektedir. Akım çizgileri incelendiğinde akış bölgesi içerisinde üç boyutlu kaotik bir akımın meydana geldiği ve jet Reynolds sayısının artmasının bu durumu daha belirgin hale getirdiği görülmektedir. Jetler modüllere çarptıktan sonra her doğrultuda basıncın daha düşük olduğu bölgelere doğru yönelmekte, kanal cidarlarına çarptıktan sonra ise farklı yönlerde girdaplar meydana gelmektedir.



**Şekil 3.17.**  $H/D_{jet}=3$  ve  $s_{jet}/b=0.5$ 'te farklı jet Reynolds sayıları için elde edilen akım çizgileri

Şekil 3.18.'de  $s_{jet}/b=0$  ve  $0.5$ 'te jet Reynolds sayısının 6757 ve 14023 değerlerinde modül çevresinde meydana gelen girdap yapısı sunulmuştur. Şekil 3.18.'de daha belirgin olması açısından hız konturları ve hız vektörleri üst üste bindirilmiştir.  $s_{jet}/b=0$  konumunda, modülün üst yüzeyine çarpan jetin köşe noktada ikiye ayrıldığı, ayrılan jetin bir bölümünün modülün üst yüzeyini süpürerek çıkışa yöneldiği, diğer bölümünün ise bir önceki modüle doğru yöneldiği görülmektedir.  $s_{jet}/b=0.5$  konumunda ise, jetin yüzeye çarpmasının ardından jetin hemen solunda (1) numaralı girdap halkası oluşmaktadır. Bununla birlikte, her iki nozul konumunda da (2) numaralı at nalı girdaplarının meydana

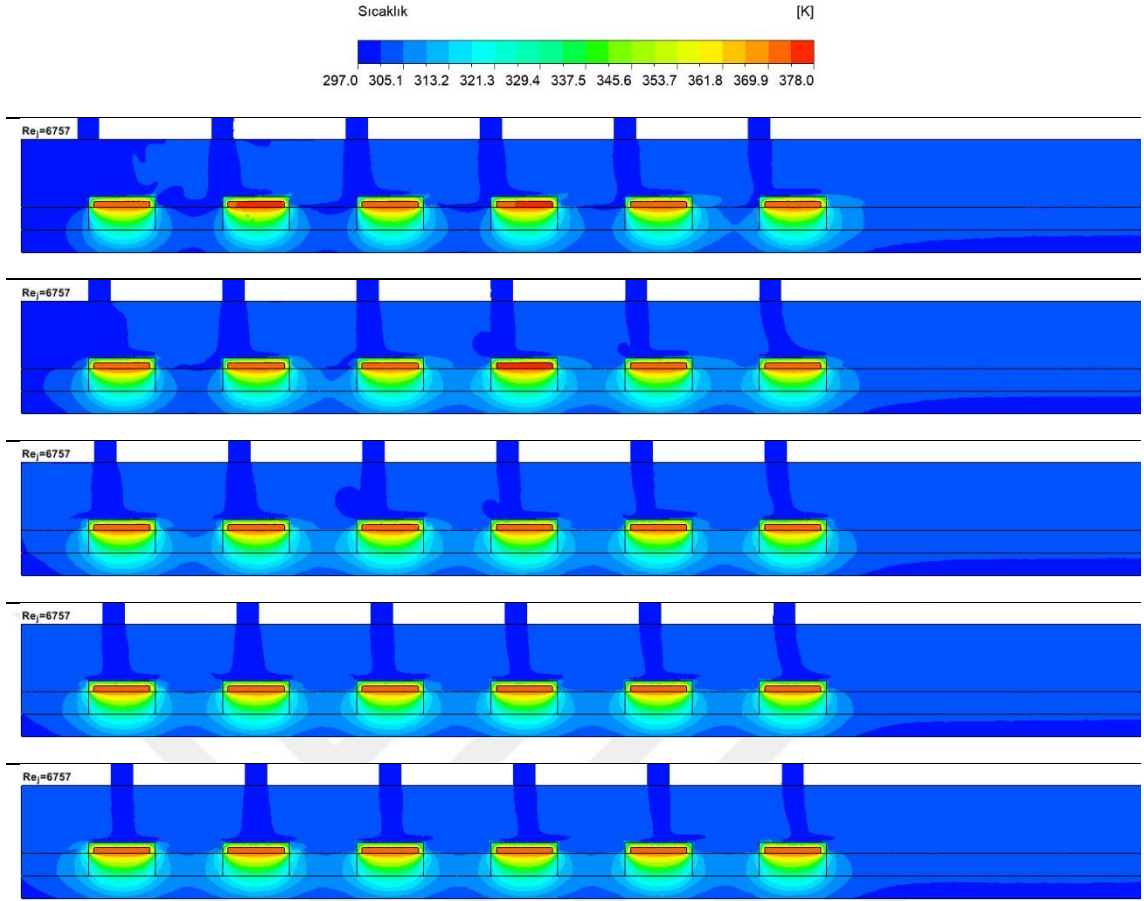
geldiği, ancak  $s_{jet}/b=0$  konumunda (3) numaralı art izi girdaplarının oluşmadığı görülmektedir. Bu durum yukarıda belirtildiği gibi  $s_{jet}/b=0$ 'da jetin modülün köşesine çarpmasının ardından bir önceki modüle yönelmesi ve bu bölgedeki akışı sınırlandırmasından kaynaklanmaktadır.



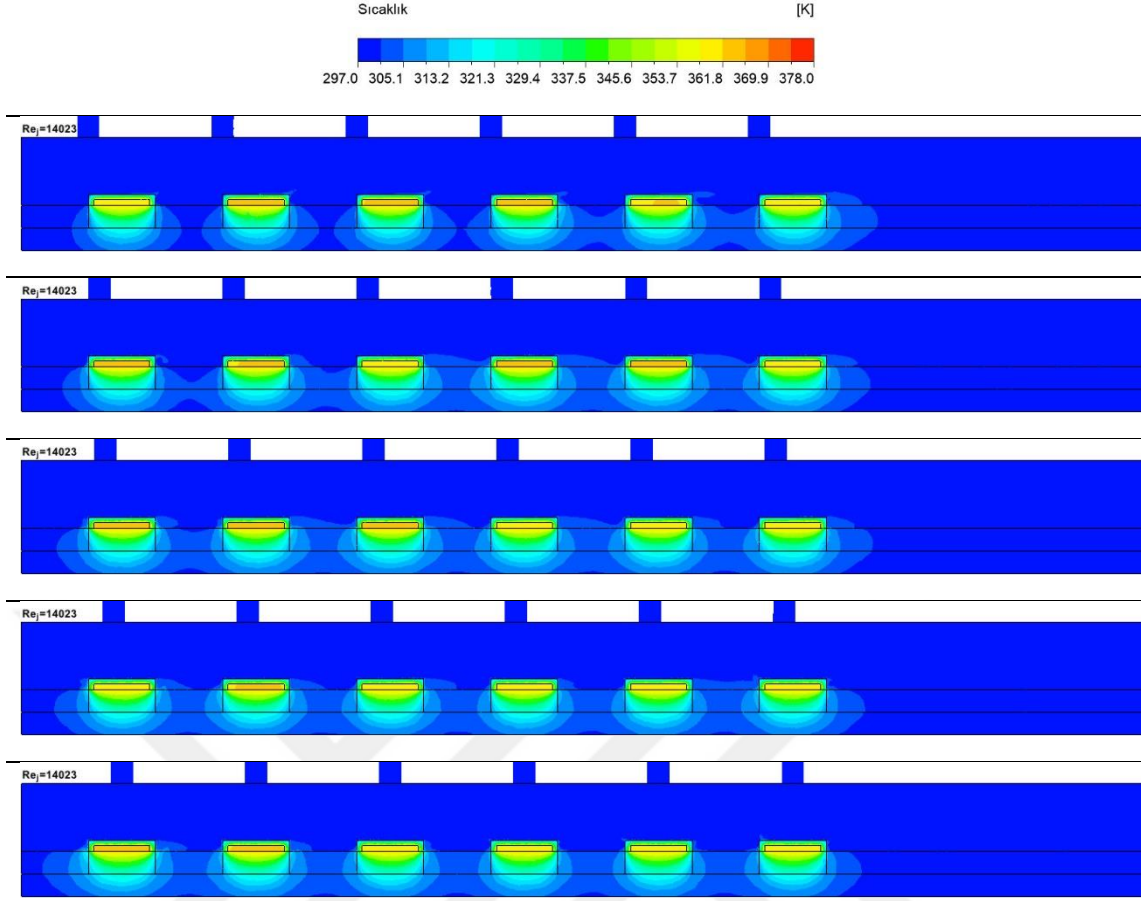
**Şekil 3.18.**  $H/D_{jet}=3$ 'de  $s_{jet}/b=0$  (a, b) ve 0.5 (c, d)'te jet Reynolds sayısının 6757 (a, c) ve 14023 (b, d) değerlerinde modül çevresinde meydana gelen girdap yapısı

### 3.2.1.2 Eş Dağılı Jet Nozul Konumlandırmasının Yüzey Sıcaklığı ve Isı Transferine Etkisi

Şekil 3.19. ve Şekil 3.20.'de  $H/D_{jet}=3$  ve farklı nozul konumlarında, jet Reynolds sayısının 6757 ve 14023 değerleri için kanal merkezinde ( $z/w=0.5$ ) sıcaklık konturları sunulmuştur. Sıcaklık konturlarında akış bölgesine ek olarak modüller, çekirdek bölgesi, kanal cidarı ve yalıtım malzemesi içerisindeki sıcaklık dağılımları da sunulmuştur. Sıcaklık konturlarından görüldüğü gibi modüllerin etrafında oluşan akım yapısı akış bölgesi içerisindeki sıcaklık değişimini de etkilemektedir. Akış doğrultusunda, çapraz akışın momentumundaki artışa bağlı olarak hız konturlarında görülen jet kırılması sıcaklık konturlarından da net şekilde görülmektedir. İlk üç nozuldan çıkan hava modüllere daha dik bir açıyla çarpmakta ve soğuk hava yüzey üzerinde görece simetrik şekilde yayılmaktadır. Son modüle çarpan hava ise jet kırılmasına bağlı olarak çıkışa doğru yönelmektedir. Ayrıca jet Reynolds sayısının artışı akış bölgesi içerisindeki karışımı artırdığından dolayı soğuk hava daha geniş bir bölgeye nüfuz etmektedir. Daha önce belirtildiği gibi, modüllerin merkezinde alüminyum çekirdek bulunmakta olup çekirdek ince film ısıtıcı ile ısıtılmaktadır. Dolayısıyla, alüminyumun yüksek ısıl iletkenliğinden dolayı çekirdek bölgesinde sıcaklık hemen hemen eş dağılıdır. Bununla birlikte, SLA reçineden imal edilen modüllerin içerisinde ise sıcaklık gradyanları ortaya çıkmaktadır. Yukarıda belirtildiği gibi hava ile modüller arasındaki taşınım ile ısı transferine ek olarak, çekirdek ve modüller içerisinde, modüller ile yalıtım malzemesi ve kanal cidarı arasında da iletimle ısı transferi söz konusudur. Bileşenler arasındaki iletimle ısı transferinin sonucunda yalıtım malzemesi ve kanal cidarının sıcaklıklarında da artış meydana gelmektedir. Ayrıca jet Reynolds sayısının artışına bağlı olarak akışkan hızı da artmakta, akış bölgesi içerisinde belirgin bir sıcaklık gradyanı ortaya çıkmamakta, özellikle çarpma yüzeyinde ısıl sınır tabaka incelmektedir. Bunun sonucunda taşınım ile ısı transferi artmakta, alüminyum çekirdek ve modüllerin sıcaklıkları ise azalmaktadır.



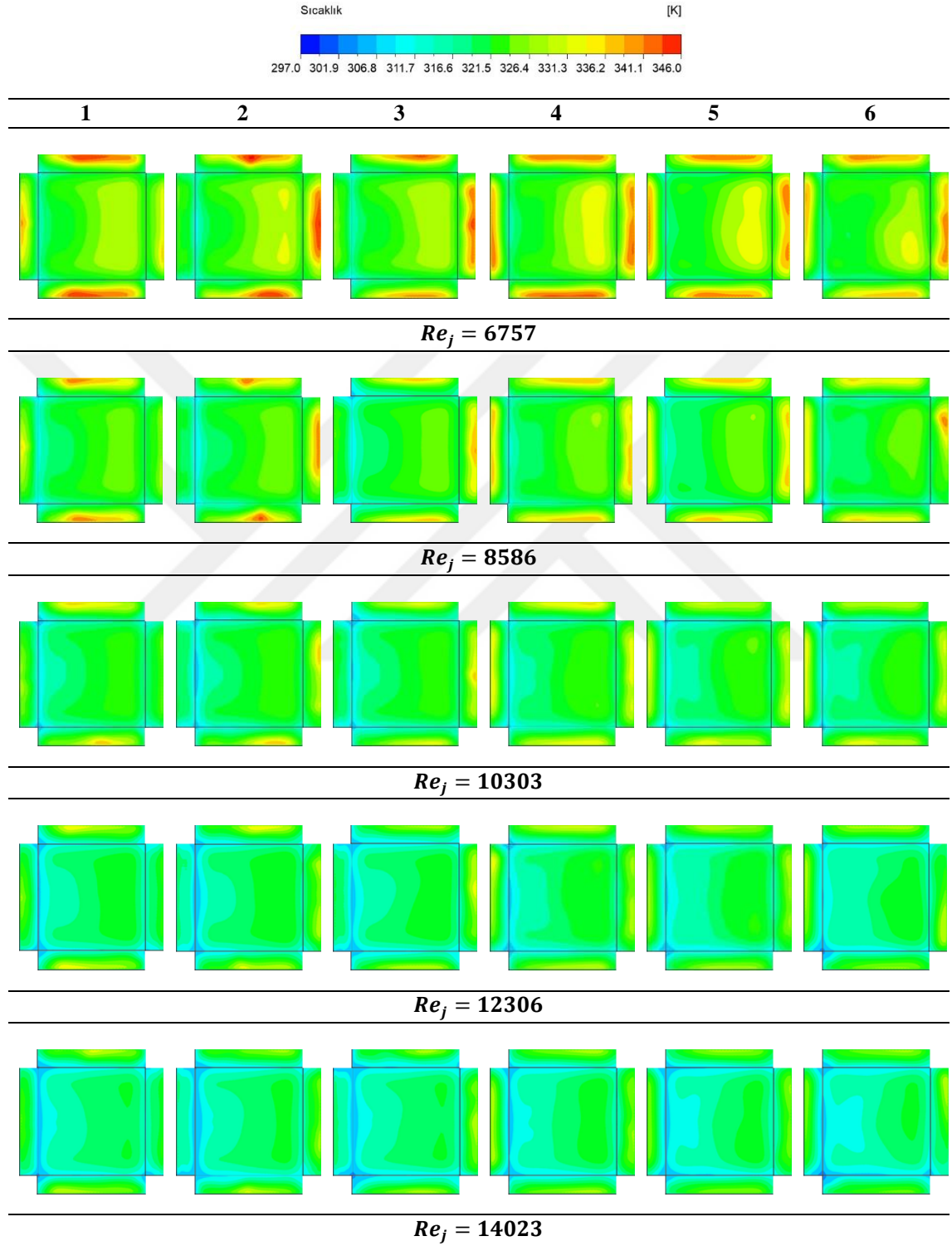
**Şekil 3.19.**  $H/D_{jet}=3$  ve jet Reynolds sayısı 6757 iken farklı  $s_{jet}/b$  oranları için kanal merkezindeki ( $z/w=0.5$ ) sıcaklık konturları



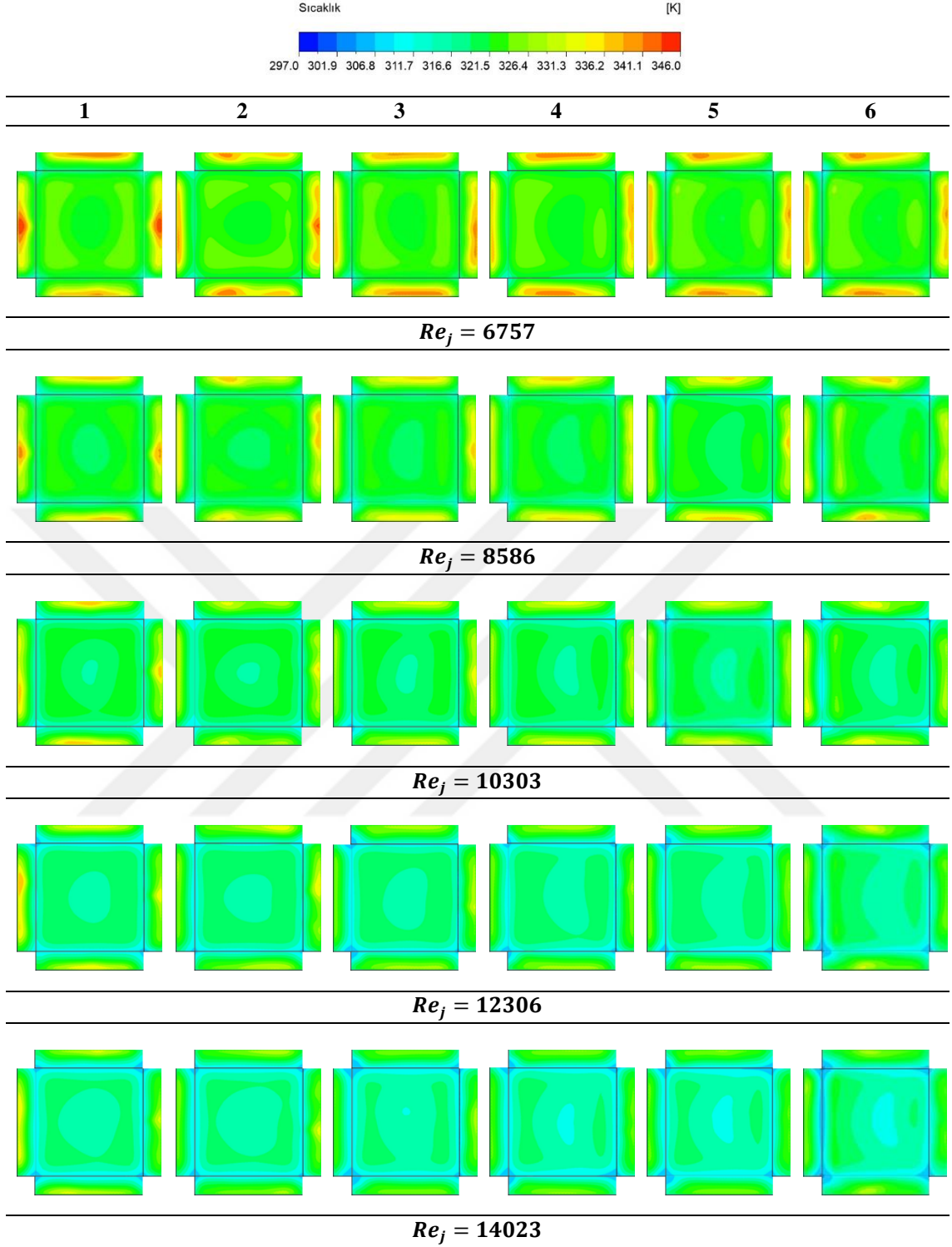
**Şekil 3.20.**  $H/D_{jet}=3$  ve jet Reynolds sayısı 14023 iken farklı  $s_{jet}/b$  oranları için kanal merkezindeki ( $z/w=0.5$ ) sıcaklık konturları

Şekil 3.21. ve Şekil 3.22.'de  $H/D_{jet}=3$  için  $s_{jet}/b=0.166$  ve  $0.5$ 'te modüllerin tüm yüzeylerindeki yerel sıcaklık değişimleri sunulmuştur. Beklendiği üzere, düşük akışkan hızlarında taşınımın ısı transferinin daha zayıf olmasından dolayı yüzey sıcaklıkları daha yüksektir. Şekil 3.21.'den görüldüğü gibi ortam sıcaklığındaki akışkan yüzeye çarpmakta ve bunun sonucunda çarpma bölgesinde yerel sıcaklıkları düşürmektedir. Sonrasında, yüzeye çarpan akışkan modüllerin üst yüzeylerini süpürmekte ve giderek ısınmaktadır. Yukarıda belirtildiği gibi,  $s_{jet}/b=0.166$ 'da modüle çarpan jetin ayrılmasından dolayı akışkan bir önceki modüle yönelmektedir. Ayrıca,  $s_{jet}/b=0.166$ 'da modüllerin yan yüzeylerinde meydana gelen at nalı girdaplarının sıcaklık dağılımı üzerindeki etkileri özellikle ilk üç modülde açık şekilde görülmektedir. Jet Reynolds sayısının artışı soğutma performansını artırdığından dolayı her iki nozul konumunda da yerel sıcaklıklar azalmaktadır. Özellikle  $s_{jet}/b=0.5$ 'te, yüksek jet Reynolds sayılarında modüllerin üst yüzeylerinde sıcaklık homojenliğinin daha fazla olduğu görülmektedir. Bununla birlikte, her iki nozul konumunda da modüllerin yan yüzeylerindeki sıcaklık değişimlerini bu

bölgelerdeki at nalı girdapları şekillendirmektedir. Yerel sıcaklıklar hızların daha düşük olduğu tabana yaklaşıldıkça daha yüksek değerler alırken modüllerin üst yüzeylerine yakın bölgelerde yan yüzey sıcaklıkları daha düşüktür.



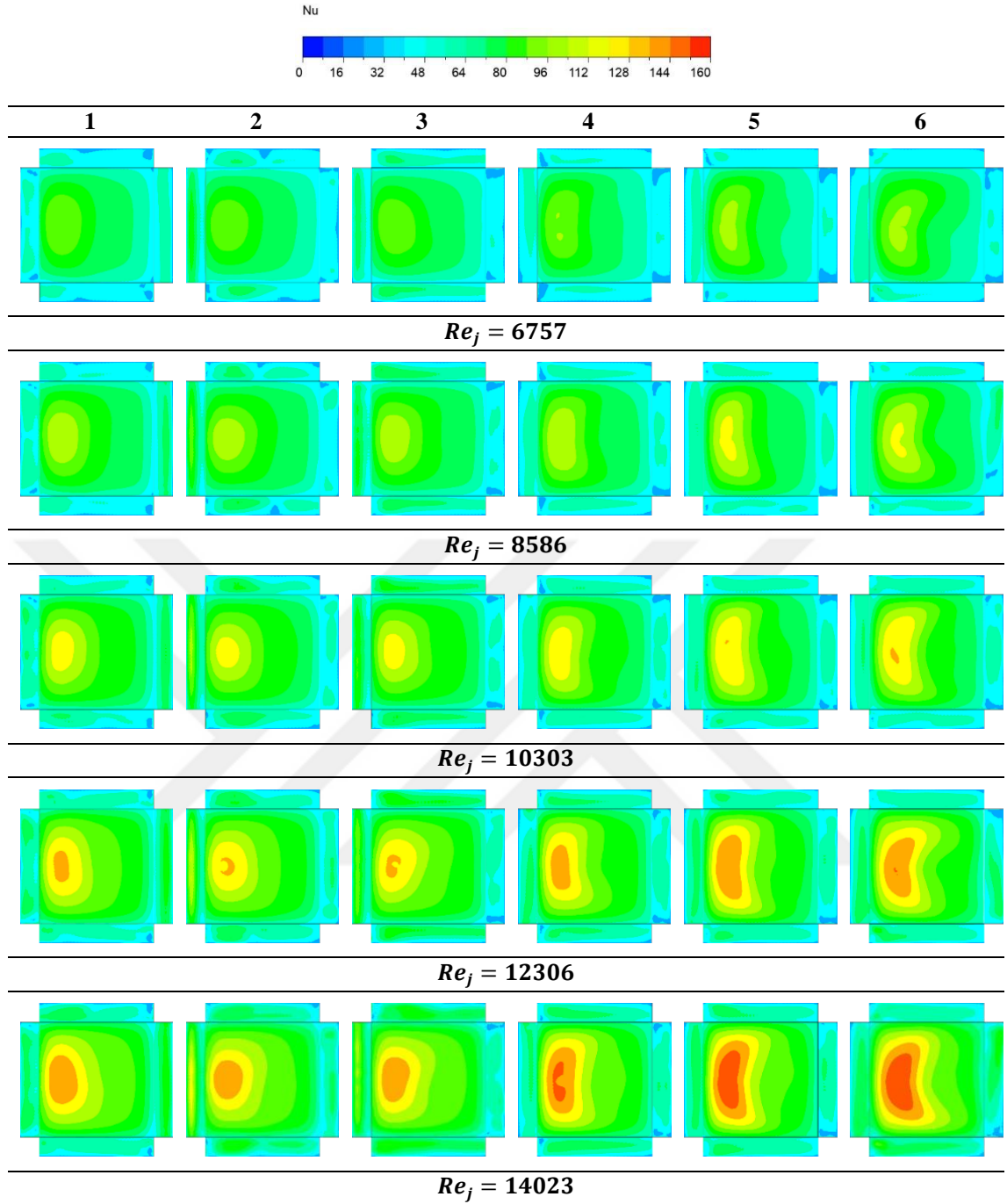
Şekil 3.21.  $H/D_{jet}=3$  ve  $s_{jet}/b=0.166$  için modül yüzeylerindeki yerel sıcaklık değişimi



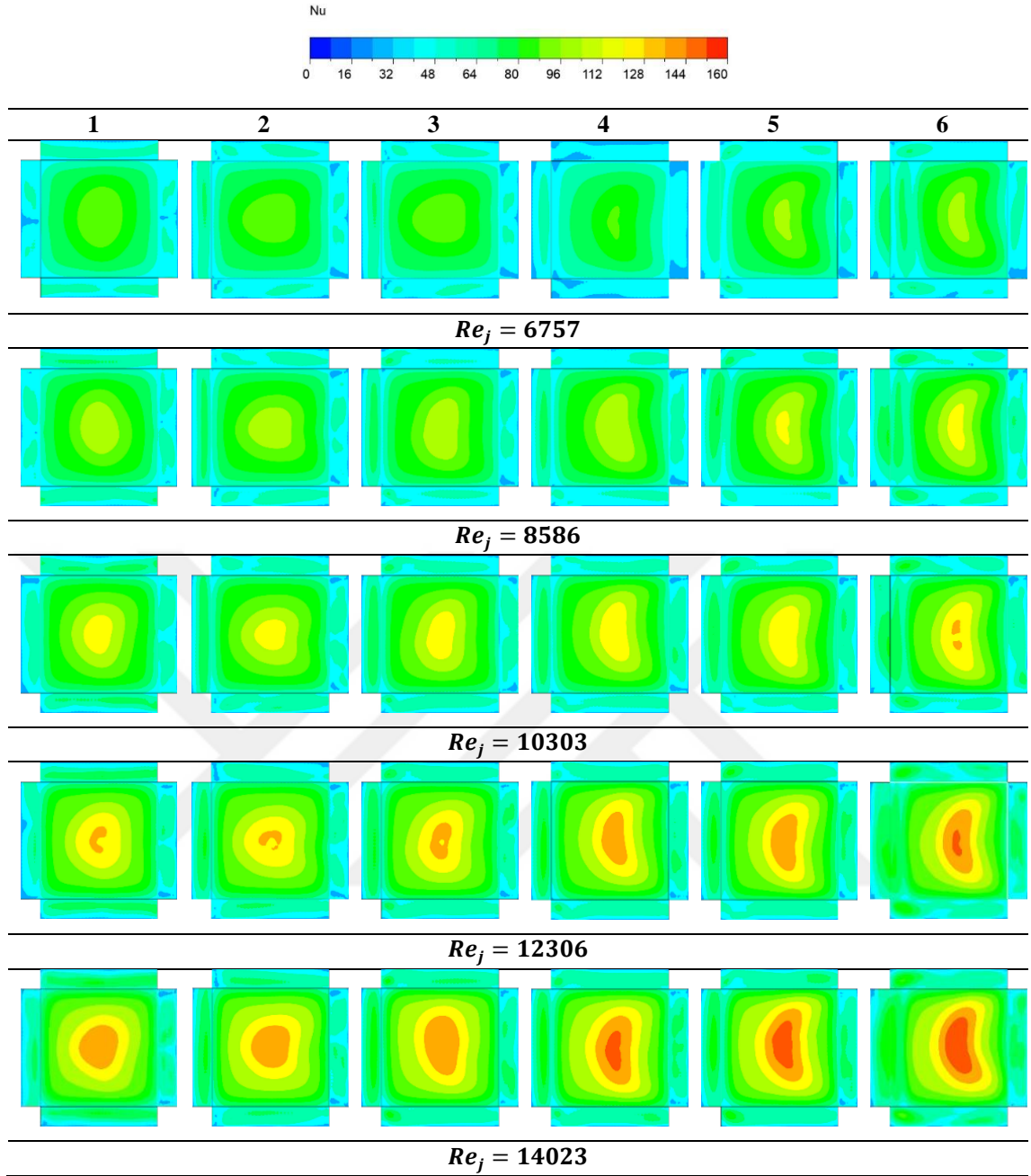
**Şekil 3.22.**  $HD_{jet}=3$  ve  $s_{jet}/b=0.5$  için modül yüzeylerindeki yerel sıcaklık değişimi

Şekil 3.23. ve Şekil 3.24.'te  $HD_{jet}=3$ 'te ve  $s_{jet}/b=0.166$  ve  $0.5$  için modüllerin tüm yüzeylerinde hesaplanan yerel Nusselt sayısı değişimleri sunulmuştur. Beklendiği gibi, her iki nozul konumunda da düşük jet Reynolds sayılarında taşınım ile ısı transferi daha zayıf iken jet Reynolds sayısının artışı ile taşınım ile ısı transferi de iyileşmektedir. Şekil 3.23. ve Şekil 3.24.'ten görüldüğü gibi  $Re_j=6757$  değerinde modüllerin tüm yüzeylerinde

yerel Nusselt sayısı neredeyse homojen dağılım sergilemektedir. Jet Reynolds sayısının artışı çarpma bölgesinde taşınım ile ısı transferini belirgin şekilde artırmakta, ısı transferinin pik yaptığı bölge giderek genişlemektedir. Ayrıca, bu bölge kanal çıkışına doğru da genişlemekte ve Nusselt sayısının en yüksek değeri de çıkışa doğru artmaktadır. Çarpma yüzeyleri ile karşılaştırıldığında, modüllerin yan yüzeylerinde taşınım ile ısı transferi daha zayıftır. Bu beklenen bir durum olup, zayıf ikincil akışlar yan yüzeylerdeki soğutma performansının daha düşük olmasına yol açmaktadır.  $s_{jet}/b=0.5$  için elde edilen konturlar incelendiğinde, özellikle 6 numaralı modül yüzeyinde taşınım ile ısı transferinin maksimum olduğu bölgenin akış doğrultusunda çıkışa doğru kaydığı görülmektedir. Bu durum çarpma akışının momentumunun jet akışında kırılmaya sebep olmasından kaynaklanmaktadır.  $s_{jet}/b=0.166$ 'da ise çarpma yüzeyindeki taşınım ile ısı transferinin en yüksek olduğu bölge nozulla birlikte sola doğru kaymıştır. Burada da  $s_{jet}/b=0.5$ 'e benzer şekilde son üç modülün yüzeyindeki yerel Nusselt sayısının pik değerleri z-doğrultusunda daha geniş bir bölgeyi kapsamaktadır.  $s_{jet}/b=0.166$ 'da dikkat edilmesi gereken bir husus 2. ve 3. modülün sol ön yüzeyinde yerel Nusselt sayısının diğer ön yüzeylere oranla daha yüksek olduğudur. Bu durum, ilgili yüzeylerin hemen üzerindeki kuvvetli resirkülasyon ile ilişkilendirilebilir.



Şekil 3.23.  $HD_{jet}=3$  ve  $s_{jet}b=0.166$  için modül yüzeylerindeki yerel Nusselt sayısının değişimi



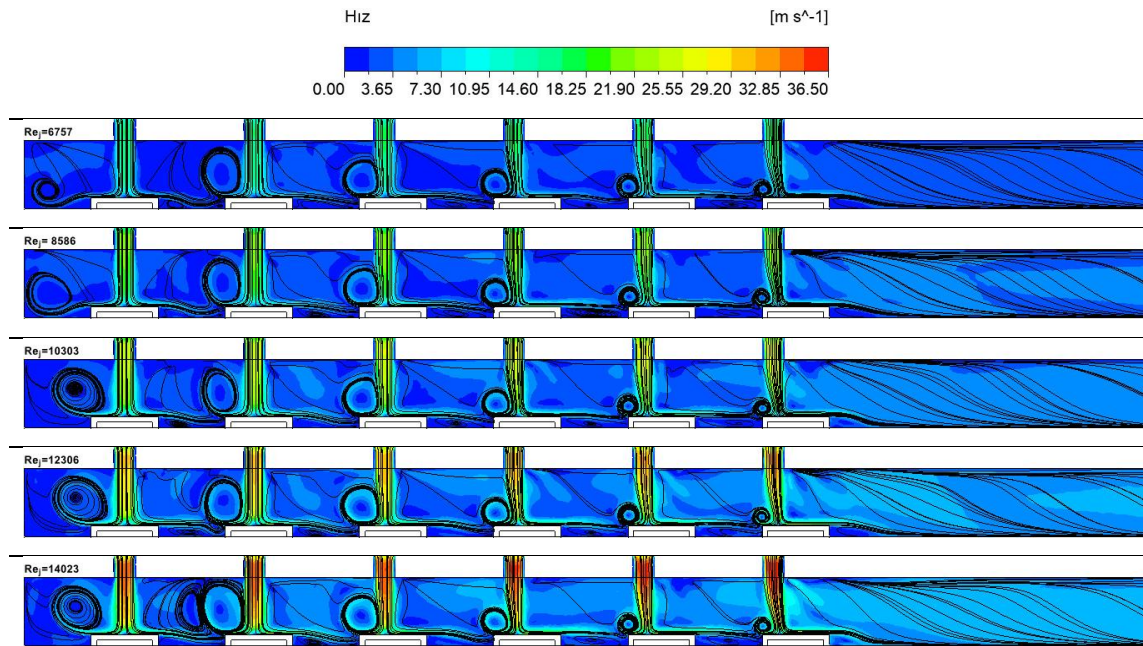
Şekil 3.24.  $HD_{jet}=3$  ve  $s_{jet}b=0.5$  için modül yüzeylerindeki yerel Nusselt sayısının değişimi

### 3.2.2 Şaşırtmalı Jet Nozul Konumlandırması

Bu bölümde, nozulların modül merkezlerine göre şaşırtmalı şekilde konumlandırıldığı durumlarda farklı kanal yükseklikleri ve jet Reynolds sayılarının akış ve ısı transfer karakteristiklerine etkileri incelenmiştir. Bu noktada iki farklı dizilim üzerinde durulmuştur. İlkinde nozullar ile modüllerin sol yan yüzeyleri arasındaki mesafeler ( $s_{jet}/b$ ) akış doğrultusunda doğrusal şekilde azalırken ikincisinde ise akış doğrultusunda doğrusal olarak artmaktadır. Sadelik açısından bu bölümde hız, sıcaklık ve yerel Nusselt sayısı değişimleri sadece  $H/D_{jet}=3$  için yorumlanmıştır.

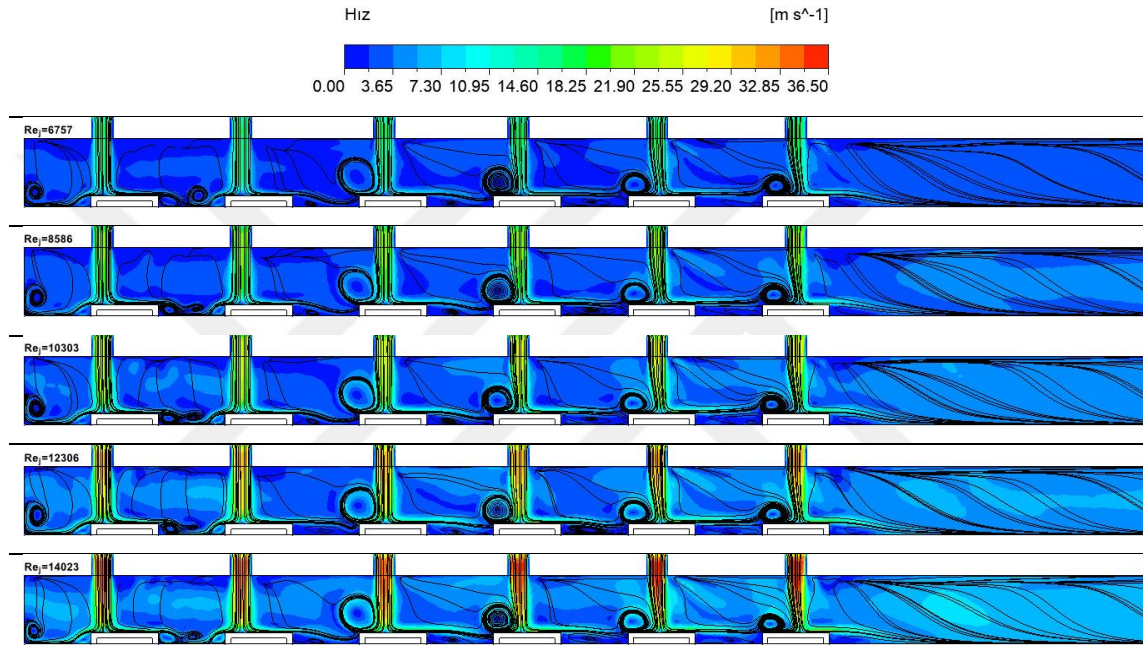
#### 3.2.2.1 Şaşırtmalı Jet Nozul Konumlandırmasının Akış Yapısına Etkisi

Şekil 3.25.'te  $H/D_{jet}=3$  iken  $s_{jet}/b$  oranının 0.5'ten 0.166'ya doğrusal olarak azaldığı durumda farklı jet Reynolds sayıları için kanal merkezinde ( $z/w=0.5$ ) üst üste bindirilmiş hız konturları ve akım çizgileri yer almaktadır. Jet akışı modül yüzeyine çarptıktan sonra farklı yönlerde dağılmaktadır. Kendinden önceki modüle doğru yönelen akış resirkülasyon hücrelerinin oluşumuna sebebiyet vermektedir. Jet Reynolds sayısı arttıkça oluşan resirkülasyon hücrelerinin küçüldüğü ve jete yaklaştığı görülmektedir. Çoklu jet akışlarında jet, çapraz akış etkisiyle kanal çıkışına doğru bükülmektedir. Bu etki sebebiyle  $s_{jet}/b$  kanal çıkışına doğru giderek azalsa bile jet modül merkezine yakın bir noktaya çarpmaktadır.



Şekil 3.25.  $H/D_{jet}=3$  iken  $s_{jet}/b$  oranı azalırken farklı jet Reynolds sayıları için kanal merkezinde ( $z/w=0.5$ ) üst üste bindirilmiş hız konturları ve akım çizgileri

Şekil 3.26’da  $H/D_{jet}=3$  iken  $s_{jet}/b$  oranının 0.166’dan 0.5’e doğrusal olarak arttığı durumda farklı jet Reynolds sayıları için kanal merkezinde ( $z/w=0.5$ ) üst üste bindirilmiş hız konturları ve akım çizgileri yer almaktadır. Burada, eş dağılı konumlandırmasında  $s_{jet}/b=0.166$  ve 0.25 durumlarında olduğu gibi birinci ve ikinci modül arasında birden fazla sayıda küçük resirkülasyon hücresi oluştuğu görülmektedir.  $s_{jet}/b$  oranının artması ve çapraz akışın momentum etkisinin daha fazla hissedildiği kanal çıkışına doğru artması özellikle dördüncü modül sonrasında jetin modül merkezinden uzak bir noktada yüzeye çarptığı görülmektedir.

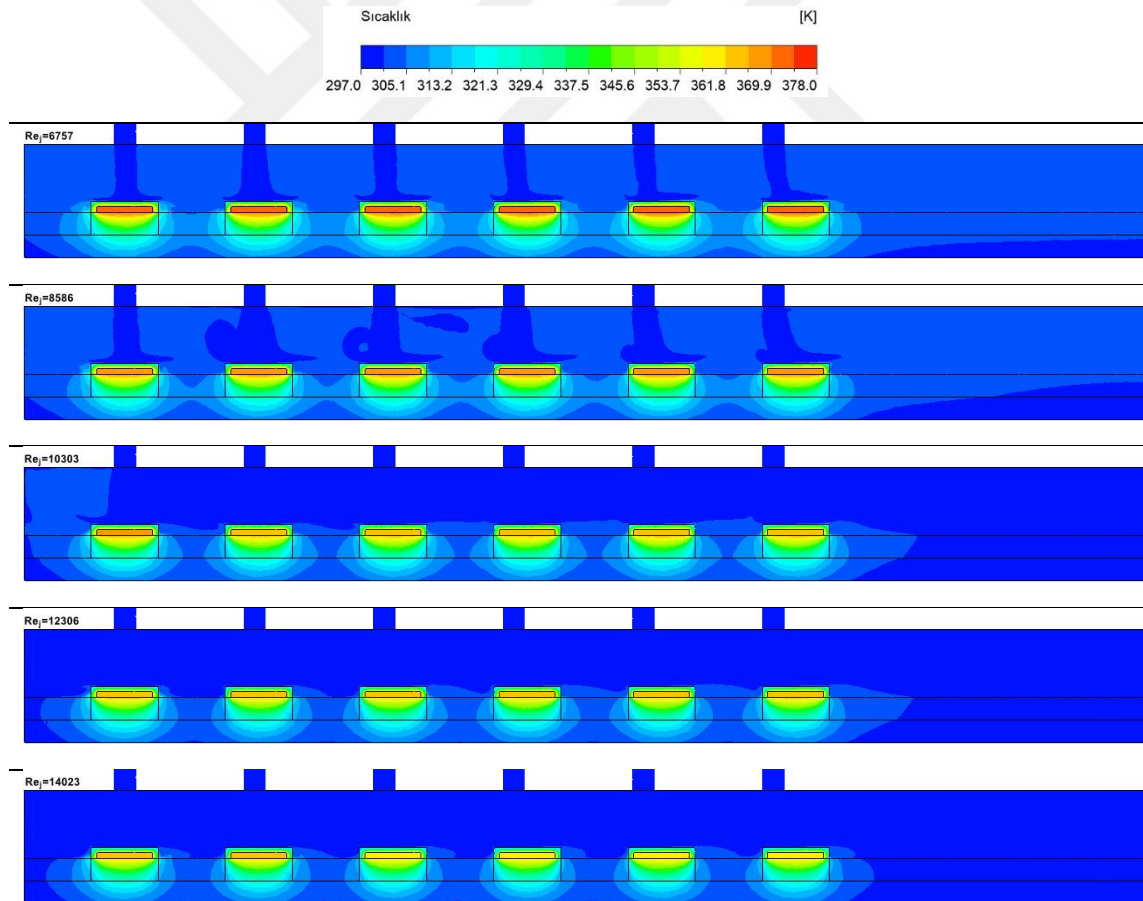


Şekil 3.26.  $H/D_{jet}=3$  ve  $s_{jet}/b$  oranı artarken farklı jet Reynolds sayıları için kanal merkezinde ( $z/w=0.5$ ) üst üste bindirilmiş hız konturları ve akım çizgileri

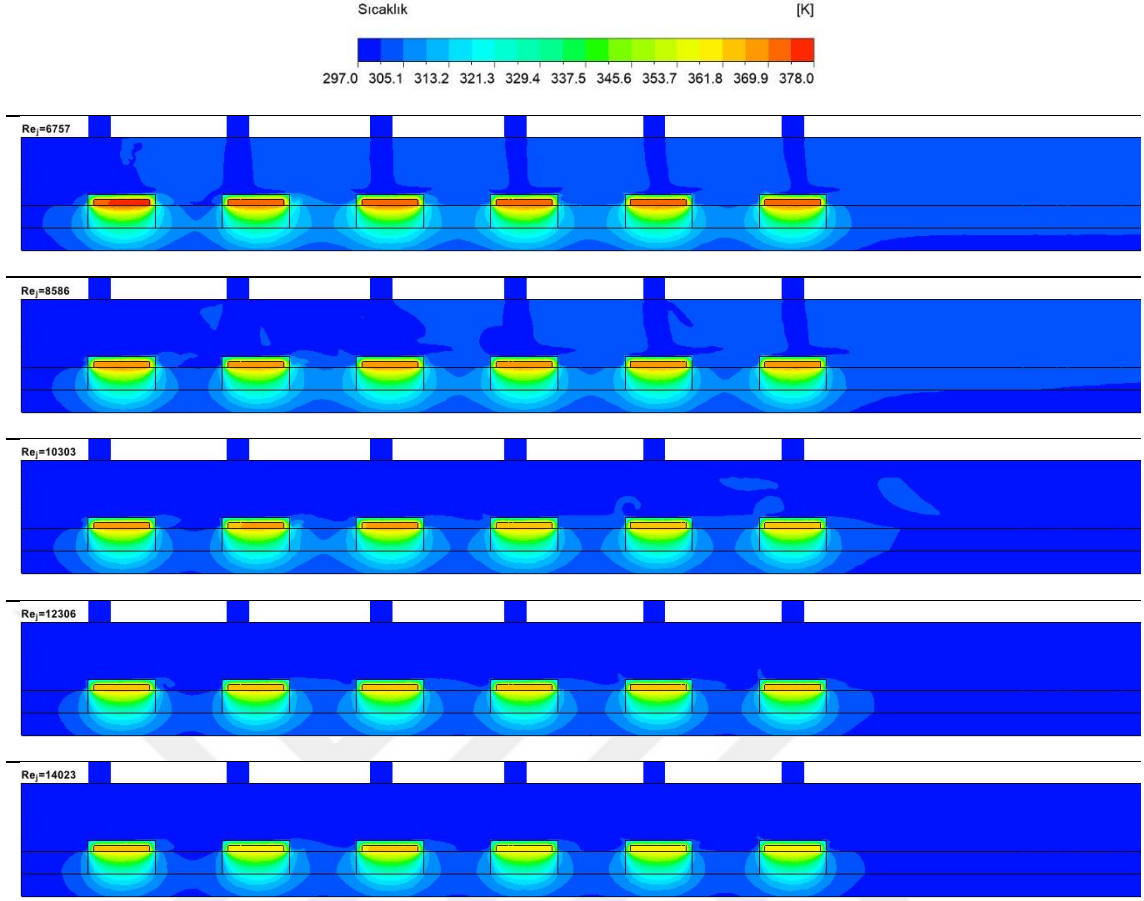
### 3.2.2.2 Şaşırtmalı Jet Nozul Konumlandırmasının Yüzey Sıcaklıkları ve Isı Transferine Etkisi

Şekil 3.27. ve şekil 3.28.’de  $H/D_{jet}=3$  iken sırasıyla  $s_{jet}/b$  oranı azalan ve artan durumlarda farklı jet Reynolds sayıları için kanal merkezindeki ( $z/w=0.5$ ) yerel sıcaklık değişimleri yer almaktadır. Sıcaklık konturlarında akış bölgesine ek olarak modüller, çekirdek bölgesi, kanal cidarı ve yalıtım malzemesi içerisindeki sıcaklık dağılımları sunulmuştur. Yukarıda, eş dağılı jet nozul konumlandırmasında da belirtildiği gibi, modüllerin etrafında oluşan akım yapısı akış bölgesi içerisindeki sıcaklık değişimini de etkilemektedir. Kanal boyunca değişen nozul konumu ve artarak devam eden çapraz akış momentumunun jet profili üzerindeki etkisi hız konturlarında da görülmektedir. İlk üç

nozuldaki çıkan havanın dik bir şekilde modül yüzeyine çarptığı ve yüzeyi süpürerek dağıldığı görülmektedir. Bu durum azalan  $s_{jet}/b$  oranında modül merkezine yakın bölgede gerçekleşirken, artan  $s_{jet}/b$  oranında ise modülün ilk yarısında gerçekleşmektedir. Son üç modülde ise daha önce belirtildiği gibi jet kırılması ortaya çıkmaktadır. Yüksek akış hızına sahip olan bölgeler soğumanın fazla olduğu bölgelerdir.  $s_{jet}/b$  oranının akış doğrultusunda arttığı ve azaldığı durumlar karşılaştırıldığında, artan  $s_{jet}/b$  oranında azalan  $s_{jet}/b$  oranına göre jet ön bölgesinde daha iyi soğutma gerçekleştirildiği görülmektedir. Bu durum  $Re_j=10303$  olduğu durumda net şekilde görülmektedir. Eş dağılı jet nozul konumunda olduğu gibi burada da jet Reynolds sayısı artıka ısı sınır tabakanın incelmesi ve akış bölgesinde sıcaklığın daha homojen olduğu görülmektedir. Alüminyumdan oluşan modül çekirdeğinde ise alüminyumun yüksek ısıl iletkenliği sebebiyle sıcaklık neredeyse homojendir. Bununla birlikte, katı bölgeler içerisinde sıcaklık gradyanları ortaya çıkmaktadır.

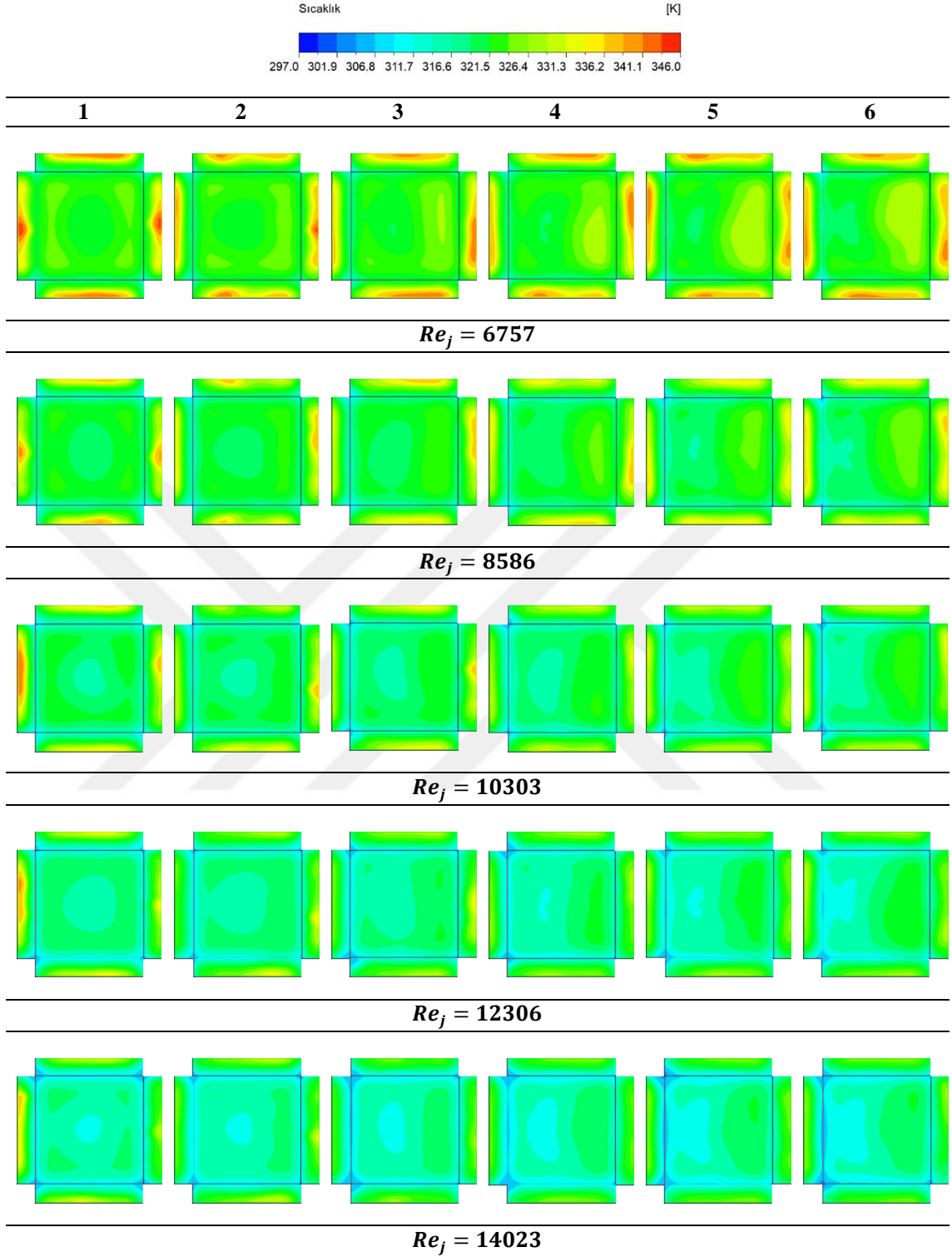


Şekil 3.27.  $H/D_{jet}=3$  ve  $s_{jet}/b$  oranı azalırken farklı jet Reynolds sayıları için kanal merkezindeki ( $z/w=0.5$ ) sıcaklık konturları

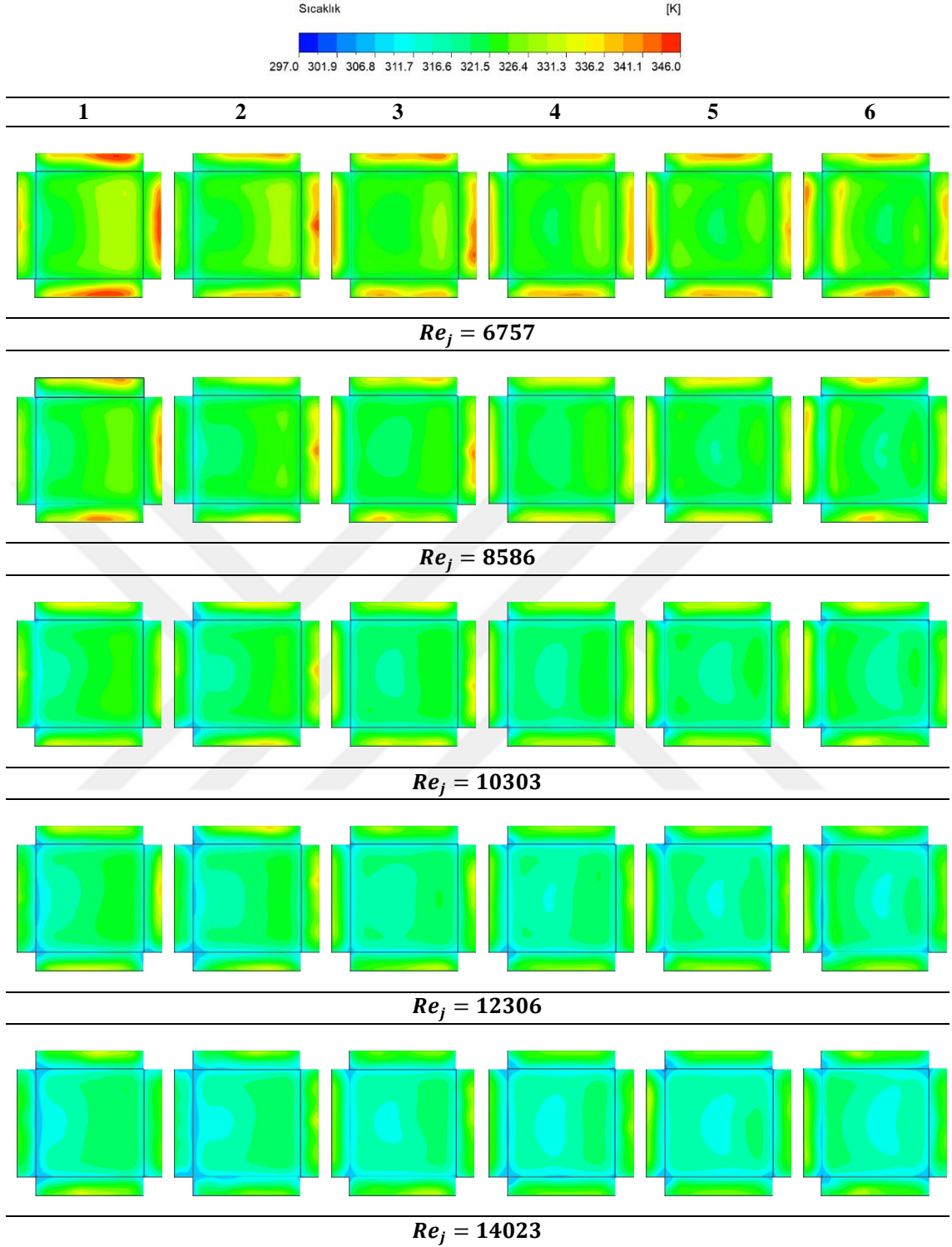


**Şekil 3.28.**  $H/D_{jet}=3$  ve  $s_{jet}/b$  oranı artarken farklı Reynolds sayıları için kanal merkezindeki ( $z/w=0.5$ ) sıcaklık konturları

Şekil 3.29. ve Şekil 3.30.'da sırasıyla  $H/D_{jet}=3$ 'te  $s_{jet}/b=0.5$ 'ten 0.166'ya azalan ve  $s_{jet}/b=0.166$ 'dan 0.5'e artan jet konum oranları için modüllerin tüm yüzeylerindeki yerel sıcaklık değişimleri sunulmuştur. Her iki nozul diziliminde de jet Reynolds sayısı arttıkça yerel sıcaklık değerlerinin azaldığı görülmektedir. Şekil 3.29.'da görüldüğü gibi, jet akışı birinci modül yüzey merkezinde düşük sıcaklık alanı meydana getirirken modül yan yüzeylerinde soğutma etkinliği azalmaktadır. Ayrıca, modül yüzeyinde nozul konumuna bağlı olarak düşük sıcaklık bölgesinin konumunun değiştiği görülmektedir. Modül yüzeylerindeki düşük sıcaklık bölgeleri altıncı modüle doğru,  $s_{jet}/b$ 'nin değişimine bağlı olarak modül başlangıcına yaklaşırken, artan çapraz akış momentumu ile düşük sıcaklıklı bölge genişlemektedir. Şekil 3.30.'da ise birinci jetin, modül ön yüzeyinde diğer yan yüzeylere göre daha etkin bir soğutma etkinliği sergilediği görülmektedir.



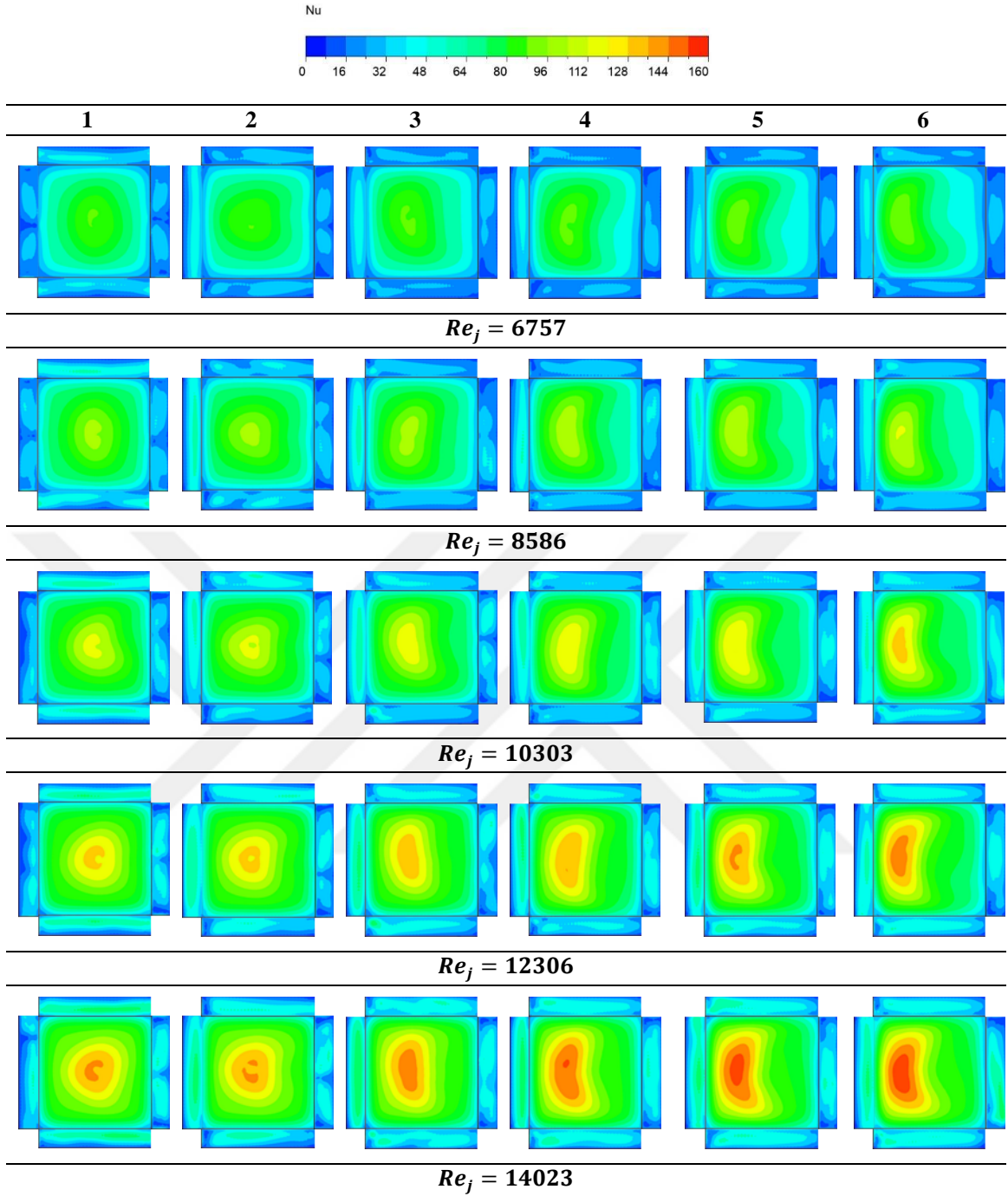
Şekil 3.29.  $HD_{jet}=3$ 'te  $s_{jet}/b$  oranı azalan durum için modül yüzeylerindeki yerel sıcaklıkların değişimi



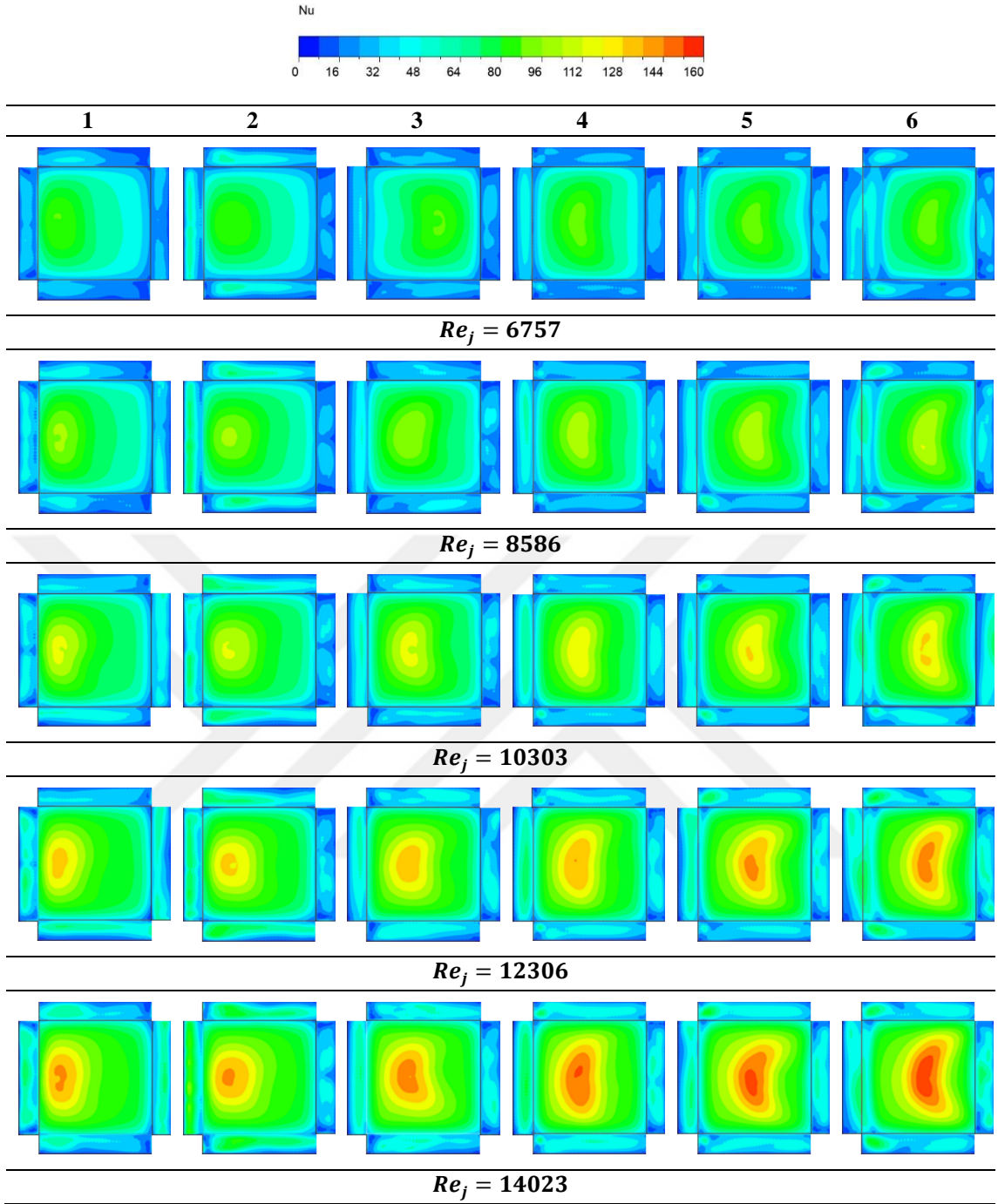
**Şekil 3.30.**  $HD_{jet}=3$ 'te  $s_{jet}/b$  oranı artan durum için modül yüzeylerindeki yerel sıcaklık değişimi

Şekil 3.31. ve Şekil 3.32.'de sırasıyla  $HD_{jet} = 3$ 'te  $s_{jet}/b=0.5$ 'ten 0.166'ya azalan ve  $s_{jet}/b=0.166$ 'dan 0.5'e artan konum oranları için modüllerin tüm yüzeylerinde hesaplanan yerel Nusselt sayısı değişimleri sunulmuştur. Her iki nozul diziliminde de

düşük jet Reynolds sayılarında beklendiği gibi taşınım ile ısı transferi daha zayıf iken, jet Reynolds sayısının artışı ile taşınım ile ısı transferi iyileşmektedir. Şekil 3.31. ve Şekil 3.32.'de görüldüğü gibi düşük jet Reynolds sayılarında jet çarpma yüzeyinde modüllerin tüm yüzeylerinde yerel Nusselt sayısı neredeyse homojendir. Ancak, jet Reynolds sayısı arttıkça çarpma bölgesindeki homojenliğin bozulduğu, çarpma bölgesinde daha yüksek olmak üzere modül yüzeylerindeki taşınım ile ısı transferinin arttığı görülmektedir. Şekiller incelendiğinde, kanal boyunca artan çapraz akışın etkisini artırdığı ve bu durumun çarpma bölgesinde yerel Nusselt sayısının yüksek olduğu bölgeleri genişlettiği görülmektedir. Eş dağılılı nozul konumlandırmasında olduğu gibi, şaşırtmalı nozul konumlarında da modül yan yüzeylerinde, oluşan zayıf ikincil akışlar sebebiyle taşınım ile ısı transferi daha zayıftır. Yüksek jet Reynolds sayılarında modül yüzeyinde yerel Nusselt sayısının pik yaptığı bölgeler net bir şekilde görülmektedir. Azalan  $s_{jet}/b$  oranında, çıkışa doğru yerel Nusselt sayısının yüksek olduğu bölgelerin modül sol yüzeyine yaklaştığı görülmektedir. Artan  $s_{jet}/b$  oranında ise, kanal boyunca nozul konumunun değişmesi ve çapraz akışın momentumunun artması ile yüksek yerel Nusselt sayısına sahip bölgelerin modül sağ yüzeyine yaklaştığı görülmektedir. Ayrıca artan  $s_{jet}/b$  oranında ilk iki modülün sol yüzeylerindeki ısı transferinin azalan  $s_{jet}/b$  oranındaki değerlere kıyasla daha yüksek olduğu görülmektedir.



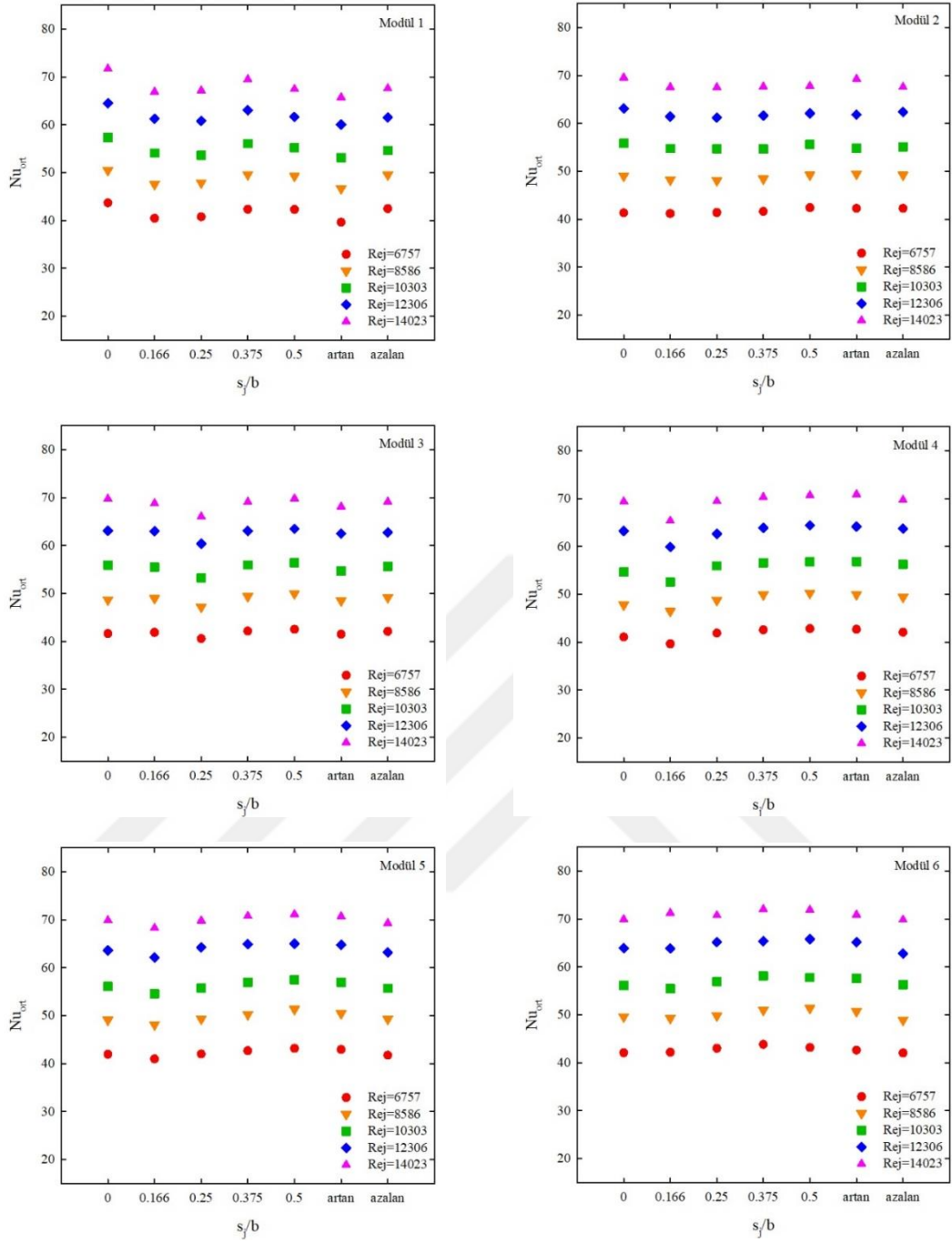
**Şekil 3.31.**  $H/D_{jet}=3$ 'te  $s_{jet}/b$  oranı azalan durum için modül yüzeylerindeki yerel Nusselt sayısının değişimi



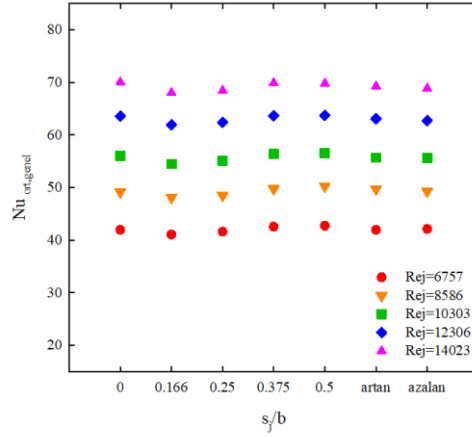
Şekil 3.32.  $H/D_{jet}=3$ 'te  $s_{jet}/b$  oranı artan durum için modül yüzeylerindeki yerel Nusselt sayısının değişimi

### 3.2.3 Eş Dağılı ve Şaşırtmalı Jet Nozul Konumlandırmasının Ortalama Isı Transferine Etkisi

Şekil 3.33. ve şekil 3.34.'te  $H/D_{jet}=3$  için eş dağılı ve şaşırtmalı nozul konumlandırmaları için  $s_{jet}/b$  oranı değişimine göre farklı jet Reynolds sayılarında tüm modül yüzeylerindeki ortalama Nusselt sayısı değişim grafikleri sunulmuştur. Şekil 3.33. ve şekil 3.34. incelendiğinde, beklendiği gibi jet Reynolds sayısı arttıkça modül yüzeyinden havaya taşınımın arttığı görülmektedir. Modül 1 için yüzeydeki ortalama Nusselt sayısı  $s_{jet}/b=0$ 'da en yüksek değerde iken  $s_{jet}/b$  oranının doğrusal şekilde arttığı durumda en düşük değerdedir. Modül 2 için ortalama Nusselt sayısı  $s_{jet}/b=0$  oranında ve  $s_{jet}/b$  oranının arttığı durumda diğer durumlara kıyasla daha yüksektir.  $s_{jet}/b=0.25$  oranında ise modül 3 için ortalama Nusselt sayısı en düşük düzeydedir.  $s_{jet}/b$  değişimine bağlı olarak modül yüzeyindeki ortalama Nusselt sayısının modül 5 ve modül 6 için ise neredeyse değişmediği görülmektedir. Bununla birlikte, soğutma etkinliğinin en yüksek olduğu durum  $Re_j=14023$ 'te  $s_{jet}/b=0$ , diğer tüm  $Re_j$  değerlerinde ise  $s_{jet}/b=0.5$  durumundadır. Şaşırtmalı konumlandırma kendi içerisinde değerlendirildiğinde ise  $Re_j=6757$  haricinde  $s_{jet}/b$ 'nin akış doğrultusunda artışının daha iyi soğutma performansı gösterdiği belirlenmiştir.

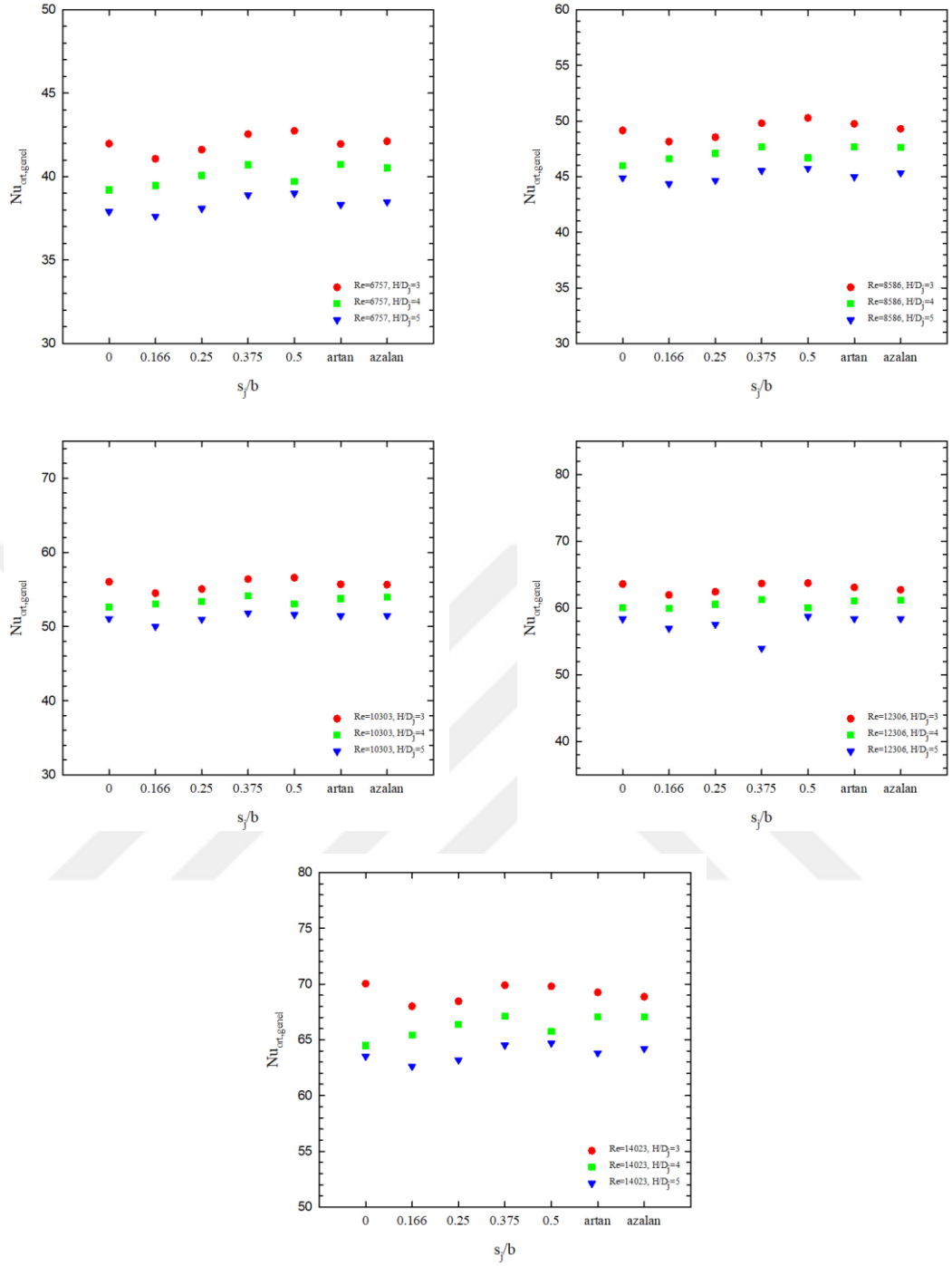


**Şekil 3.33.**  $H/D_{jet}=3$  için farklı nozul konumlandırılmalarında modül yüzeylerindeki ortalama Nusselt sayısının jet Reynolds sayısı ile değişimi



**Şekil 3.34.**  $H/D_{jet}=3$  için farklı nozul konumlandırmalarında modül yüzeylerindeki genel ortalama Nusselt sayısının jet Reynolds sayısı ile değişimi

Şekil 3.35.'te farklı kanal yükseklikleri ve jet Reynolds sayıları için farklı nozul konfigürasyonlarının sistemin genel soğutma performansına etkileri sunulmuştur. Modüllerin tamamı için hesaplanan genel ortalama Nusselt sayısı değerleri incelendiğinde çalışılan tüm konfigürasyonlar ve jet Reynolds sayıları için  $H/D_{jet}=3$ 'te sistemin genel soğutma performansının daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Bununla birlikte, kanal yüksekliğinin artışı sistemin genel soğutma performansını zayıflatmaktadır.  $H/D_{jet}=3$  iken  $Re_j=6757$ ,  $8586$ ,  $10303$  ve  $12306$ 'da  $s_{jet}/b=0.5$ 'te  $Nu_{ort,genel}$  en yüksek değerini almaktadır.  $Re_j=14023$ 'te ise sistemin genel soğutma performansı  $s_{jet}/b=0$ 'da daha yüksektir.  $H/D_{jet}=4$  değerini aldığıında  $s_{jet}/b=0.5$ 'te çalışılan tüm jet Reynolds sayılarında sistemin genel soğutma performansının en düşük düzeyde olduğu görülmektedir. Bununla birlikte,  $Re_j=6757$  ve  $8586$ 'da  $s_{jet}/b$  oranının akış doğrultusunda artışı en iyi soğutma performansını sağlamaktadır. Daha yüksek jet Reynolds sayılarında ise  $s_{jet}/b=0.375$  konumunun ısı transferi açısından daha iyi sonuç verdiği belirlenmiştir.  $H/D_{jet}=5$ 'te ise  $Re_j=6757$ ,  $8586$ ,  $12306$  ve  $14023$ 'te  $s_{jet}/b=0.5$  konumunun ısı transferi açısından en iyi sonucu verdiği,  $Re_j=10303$ 'te ise  $s_{jet}/b=0.375$ 'in optimum nozul konumunu sağladığı belirlenmiştir. Şaşırtmalı nozul konumlandırması kendi içerisinde değerlendirildiğinde ise  $H/D_{jet}=3$  için  $s_{jet}/b$ 'nin çıkışa doğru artışı  $Re_j=6757$  haricinde daha etkin soğutma sağlarken,  $H/D_{jet}=4$ 'te belirgin bir farklılık görülmemekte,  $H/D_{jet}=5$ 'te ise  $s_{jet}/b$ 'in çıkışa doğru artışı genel olarak daha iyi soğutma performansı sağlamaktadır.



**Şekil 3.35.**  $H/D_{jet}=3, 4$  ve  $5$  için farklı nozul konumlandırmalarında modül yüzeylerindeki genel ortalama Nusselt sayısının jet Reynolds sayısı ile değişimi

## SONUÇ ve ÖNERİLER

Bu tez kapsamında, elektronik bileşenleri temsil eden ayrık ısıtıcı modüllerin bir dizi sıralı jet nozulu ile soğutulmasında nozul konumu ve kanal yüksekliğinin taşınım ısı transferi ve akış karakteristiklerine etkileri farklı jet Reynolds sayılarında deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmalar neticesinde elde edilen önemli sonuçlar aşağıda yer almaktadır:

1. Jet Reynolds sayısı arttıkça modüllerden havaya taşınım ısı transferi artmaktadır. Ayrıca bu artış, jet akışı ardında oluşan resirkülasyon hücrelerini küçültmektedir.
2.  $H/D_{jet}$  oranı arttıkça jet akışı yüzeye düşük hızlarda çarpmakta olup modül yüzeyinden havaya doğru gerçekleşen taşınım ısı transferi azalmaktadır.
3. Jet akışının modül yüzeyine çarptığı bölgede yerel sıcaklıkların diğer bölgelere kıyasla daha düşük olup ısı transferi çarpma bölgesinde daha yüksektir.
4. Yerel Nusselt sayısı jet çarpma bölgesinde yüzeyin diğer bölgelerine kıyasla daha yüksektir. Ancak, düşük Reynolds sayılarında modüllerin yüzeylerindeki yerel Nusselt sayısı değişimi neredeyse homojendir.
5. Modüllerin çevresinde oluşan girdap yapıları modüllerin yüzey sıcaklıkları ile yerel ve ortalama ısı transfer karakteristiklerini şekillendirmektedir.
6. Eş dağılılı nozul konumlandırmasında  $s_{jet}/b$  oranının 0-0.5 değerleri arasında taşınım ısı transferi düzenli bir değişim sergilememektedir. Bununla birlikte,  $s_{jet}/b$  oranının çıkışa doğru arttığı durumda birinci ve üçüncü modül hariç diğer modüllerde ısı transferi daha yüksektir.
7. Her bir nozul konumu için sistemin genel soğutma performansı incelendiğinde  $s_{jet}/b=0$ 'da sistemin soğutma performansının diğer nozul konfigürasyonlarına kıyasla daha yüksek olduğu belirlenmiştir.

Yapılan çalışmayı geliştirmek için konu ile ilgili bazı öneriler aşağıda yer almaktadır:

1. Bu çalışmada sabit tutulan kanal genişliği değişken parametre olarak kullanılıp farklı kanal genişliklerinde çalışmalar gerçekleştirilebilir.

2. Isı transferi uygulamalarında son zamanlarda kullanılan gözenekli malzemeler akış bölgesi içerisinde konumlandırılabilir.
3. Jet nozulları kanal içerisine uzatılarak farklı nozul uzunluklarına göre çalışmalar tekrar edilebilir.
4. Kanal içerisindeki modül sayısı, konumu ve modüller arası mesafeler değiştirilerek bu durumun ısı transferine etkileri incelenebilir.



## KAYNAKÇA

- Ahmed, A., Wright, E., Aziz, F.A. and Yan, Y., (2021). Numerical Investigational of Heat Transfer and Flow Characteristics of a Double-Wall Cooling Structure: Reverse Circular Jet Impingement. *Applied Thermal Engineering*, 189:116720.
- Attalla M., Maghrabie, H.M., Qayyum, A., Al-Hasnawi, A.G. and Specht, E., (2017). Influence of the Nozzle shape on Heat Transfer Uniformity for In-line Array of Impinging Air Jets. *Applied Thermal Engineering*, 120:160-169.
- Alenezi, A.H., Almutairi, A., Alhajeri, H.M., Addali, A. and Gamil, A.A.A., (2018). Flow Structure and Heat Transfer of Jet Impingement on a Rib-Roughened Flat Plate. *Energies*, 11:1550.
- Allauddin, U., Jamil, T., Shakaib, M., Khan, H.M.U., Mohiuddin, R., Saeed, M.S., Ahsan, H. and Uddin, N., (2020). Heat Transfer Enhancement Caused by Impinging Jets of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-Water Nanofluid on a Micro-Pin Fin Roughened Surface Under Crossflow Conditions- a Numerical Study. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 27(4):367-387.
- Al-Sanea, S., (1992). A Numerical Study of the Flow and Heat-transfer Characteristics of an Impinging Laminar Slot Jet Including Crossflow Effects, *International Journal Heat Mass Transfer*. 35(10):2501-2513.
- Ansys Inc. (2021). ANSYS Fluent, Release 21 R2, Theory Guide.
- Ariz, M., Huda, N. And Husain, A., (2015). Thermal Performance Analysis of Jet Impingement with Effusion Scheme. *Procedia Engineering*, 127:110-117.
- Barata, J.M.M., Durao, D.F.G. and Heitor, M.V., (1991). Impingement of Single Twin Turbulent Jets Thorough a Crossflow. *AJAA Journal*, 29(4):595-602.
- Barbosa, F.V., Sousa, S.D.T., Teixeira, S.F.C.F. and Teixeira, J.C.F., (2021). Application of Taguchi Method for the Analysis of a Multiple Air Jet Impingement System with and without Target Plate Motion. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 176:121504.
- Bar-Cohen, A. Watwe, A. A., Prasher, R. S., (2007). Heat Transfer in Electronic Equipment. *Heat Transfer Handbook*. John Wiley & Sons, Inc., New Jersey. p. 653.

- Birinci, S., (2019). Tabanına ayrıık ısı kaynakları yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli yatay bir kanalda karma taşınım ile ısı transferinin incelenmesi. Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü (Yüksek lisans tezi), s. 73.
- Boudraa, B. and Bessaih, R., (2020). Three-Dimensional Turbulent Forced Convection Around a Hot Cubic Block Exposed to a Cross-Flow and an Impinging Jet. *Heat Transfer*, 50(1): 413-431.
- Brakmann, R., Chen, L., Poser, R., Rodriguez, J., Crawford, M. and Weigand, B., (2019). Heat Transfer Investigation of an Array of Jet impinging on a Target Plate with Detached Ribs. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 78:108420.
- Chauhan, R., Singh, T., Kumar, N., Patnaik, A. and Thakur, N.S., (2017). Experimental Investigation and Optimization of Impinging Jet Solar Thermal Collector by Taguchi Method. *Applied Thermal Engineering*, 116:100-109.
- Chen, G., Liu, Y., Rao, Y., He, J. and Qu, Y., (2019). Numerical Investigation on Conjugate Heat Transfer of Impingement/Effusion Double-Wall Cooling with Different Crossflow Schemes. *Applied Thermal Engineering*, 155:515-524.
- Chen, W.L., Yang, Y.C. and Salazar, J.L., (2010). Calculation of Inlet Temperature for Plate Temperature Control in an Impinging Jet Cooling Problem. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53:5008-5016.
- Chu, W., Chiou, P.H. and Wang, C.C., (2020). Experimental and Numerical Study Upon Uniformity of Impingement Cooling with Pin-Fin Heat Sink. *IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology*, 10(1):88-98.
- Demircan, T. and Turkoglu, H, (2010). Çarpma Osilasyon Jetlerde Osilasyon Karakteristiklerinin ve Çarpma Mesafesinin Akışı ve Isı Transferine Etkilerinin Sayısal Olarak İncelenmesi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakülte Dergisi*, 25(4):895-904.
- Demircan, T., (2019). Numerical Analysis of Cooling an Electronic Circuit Component with Cross Flow and Jet Combination. *Journal of Mechanics*, 35(3):395-404.
- Ekiciler, R., Çetinkaya, M.S.A. and Arslan, K., (2020). Effect of Shape of Nanoparticle on Heat Transfer and Entropy Generation of Nanofluid-Jet Impingement Cooling. *International Journal of Green Energy*, 17(10):555-567.

- El-Jumamah, A., Andrews, G.E. and Staggs, J.E.J., (2016). Impingement/Effusion Cooling Wall Heat Transfer: Conjugate Heat Transfer Computational Fluid Dynamic Predictions. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, GT2016-57874*, Seoul, South Korea.
- \_\_\_\_\_, (2018). Enhancement of Impingement Heat Transfer with the Crossflow Normal to Ribs and Pins Between Each Row of Holes. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2018, Turbomachinery Technical Conference and Exposition, GT2018-76969*, Oslo, Norway.
- Esposito, E.I., Ekkad, S.V., Kim, Y. and Dutta P., (2007). Comparing Extended Port and Corrugated Wall Jet Impingement Geometry for Combustor Liner Backside Cooling. *ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air, GT2007-27390*, Montreal, Canada.
- \_\_\_\_\_, (2009). Novel Let Impingement Cooling Geometry for Combustor Liner Backside Cooling. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 1:02001.
- Ewe, W. E., Fudholi, A., Sopian, K., Solomin, E., Yazdi, M. H., Asim, N., Fatima, N., Pikra, G., Sudiby, H., Fatriasari, W., Kuncoro, A.H., Nadar, C.S.A., Abimanyu, H. (2022). Jet impingement cooling applications in solar energy technologies: Systematic literature review. *Thermal Science and Engineering Progress*, 101445.
- Florschuetz, L.W., Metzger, D.E., Takeuchi, D.I. and Berry R.A., (1980). Multiple Jet Impingement Heat Transfer Characteristic – Experimental Investigation of In-Line and Staggered Arrays With Crossflow. *NASA Contractor Report 3217*, Arizona State University, Temple, Arizona.
- Forster M. and Weigand, B., (2021). Experimental and Numerical Investigation of Jet Impingement Cooling Onto a Concave Leading Edge of a Generic Gas Turbine Blade. *International Journal of Thermal Sciences*, 164:106862.
- Ghaisas, G., Krishnan, S. (2021). A critical review and perspective on thermal management of power electronics modules for inverters and converters. *Transactions of the Indian National Academy of Engineering*, 1-14.
- Han, J. C., Wright, L. M. (2020). *Experimental Methods in Heat Transfer and Fluid Mechanics*. CRC Press, p. 368.

- He, J., Deng, Q. and Feng, Z., (2022). Heat Transfer Enhancement of Impingement Cooling with Corrugated Target Surface. *International Journal of Thermal Sciences*, 171:107251.
- Hebert, R., Ekkad, S.V., Khanna, V., Abreu, M. And Moon, H.K., (2004). Heat Transfer Study of a Novel Low-Crossflow Design for Jet Impingement. *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE2004-60468*, Anaheim, California USA.
- Heo, M.W., Lee, K.D. and Kim, K.Y., (2011). Optimization of an Inclined Elliptic Impinging Jet with Cross Flow for Enhancing Heat Transfer. *Heat Mass Transfer*, 47:731-742.
- Hong, S.K., Rhee, D.H. and Cho H.H., (2006). Heat/Mass Transfer with Circular Pin Fins in Impingement/Effusion Cooling System with Crossflow. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 20(4):728-737.
- Huang, H., Sun, T., Zhang, G., Li, D. and Wei, H., (2019). Evaluation of a Developed SST k-w Turbulence Model for the Prediction of Turbulent Slot Jet Impingement Heat Transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 139:700-712.
- Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., Lavine, A. S. (1996). *Fundamentals of heat and mass transfer*, New York: Wiley, Vol. 6, p. 997.
- Issac, J., Singh, D. and Kango, S., (2020). Experimental and Numerical Investigation of Heat Transfer Characteristics of Jet Impingement on a Flat Plate. *Heat and Mass Transfer*, 56:531-546.
- Ji, Y., Singh, P., Ekkad, S.V. and Zang, S., (2017). Effect of Crossflow Regulation by Varying Jet Diameters in Streamwise Direction on Jet Impingement Heat Transfer Under Maximum Crossflow Condition. *Numerical Heat Transfer, Part A: Application*, 72(8):579-599.
- Jia, R., Rokni, M. And Suden, B., (2001). Impingement Cooling in a Rib-roughened Channel with Cross-flow. *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*, 11(7):642-662.

- Jones-Jackson, S., Rodriguez, R., Emadi, A. (2021). Jet impingement cooling in power electronics for electrified automotive transportation: current status and future trends. *IEEE Transactions on Power Electronics*, 36(9), 10420-10435.
- Kanokjaruvijit, K. And Martinez-botas, R., (2005). Jet Impingement on a Dimple Surface with Different Crossflow Schemes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48:161-170.
- Katti, V. and Prabhu, S.V., (2011). Influence of Pitch on Local Heat Transfer Distribution for Confined Impingement of Multiple Jet Arrays. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 18(1):41-53.
- Kim, K.M., Moon, H., Park, J.S. and Cho, H.H., (2014). Optimal Desing of Impinging in an Impingement/Effusion Cooling System. *Energy*, 66:839-848.
- Kim, T., Jung, E.Y., Choi, S., Park, H.S., Lee, C. and Cho, H.H., (2021). Local Heat/Mass Transfer of Array Jet Impingement Cooling with Pin-Fin Heat Sinks. *IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology* 11(11):1768-1775.
- Klinkhamer, C., Abishek, S., Iyer, K. L. V., Balachandar, R., Barron, R. (2022). Characterization of a Jet Impingement Heat Sink for Power Electronics Cooling. *Thermal Science and Engineering Progress*, 34, 101408.
- Kwon, B., Foulkes, T., Yang, T., Miljkovic, N. and King, W.P., (2020). Air Jet Impingement Cooling of Electronic Devices Using Additively Manufactured Nozzles. *IEEE Transctions on Components, Packaging and Manufacturing Technology*, 10(2):220-229.
- Lam, P.A.K. and Prakash, K.A., (2017). A Numerical Investigation and Design Optimization of Impingement Cooling System with an Array of Air Jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 108:880-900.
- Lamont, J.A., Ekkad, S.V. and Alvin, M.A., (2012). Effects of Rotation on Heat Transfer for a Single Row Jet Impingement Array with Crossflow. *Journal of Heat Transfer*, 134:082202.

- Larraona, G.S., Rvas, A., Anton, R., Ramos, J.C., Pastor, I. and Moshfegh, B., (2013). Computational Parametric Study of an Impinging Jet in a Cross-Flow Configuration for Electronics Cooling Applications. *Applied Thermal Engineering*, 52:428-438.
- Lee, j., Ren, Z., Haegele, J., Potts, G., Jin, J.S., Ligrani, P., Fox, M.D. and Moon, H.K., (2013). Effects of Jet-to-Target Plate Dstance and Reynolds Number on Jet Array Impingement Heat Transfer. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition*, GT2013-94651, San Antonio, Texas, USA.
- Levy, Y., Rao., A.G., Erenburg, V., Sherbaum, V., Gaissinski, I. and Krapp, V., (2012). Pressure Losses for Jet Array Impingement with Crossflow. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012*, GT2012-68386, Copenhagen, Denmark.
- Ligrani, P., Click, A., Ritchie, D., Liberatore, F., Patel, R. and Ho, Y.H., (2020). Double Wall Cooling of an Effusion Plate with Cross Flow and Impingement Jet Combination Internal Cooling: Comparisons of Main Flow Contraction Ratio Effects. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 150:119196.
- Liu, Y., Rao, Y. and Yang, L., (2020). Numerical Simulations of a Double-Wall Cooling with Internal Jet Impingement and External Hexagonal Arrangement of Film Cooling Holes. *International Journal of Thermal Sciences*, 153:106337.
- Liu, Y.H., Song, S.J. and Lo, Y.H., (2013). Jet Impingement Heat Transfer on Target Surface with Longitudinal and Transverse Grooves. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 58:292-299.
- Lu, S., Deng, Q., Ligrani, P.M., Jiang, H. and Zhang, Q., (2021). Effects of Coolant and Wall Temperature Variations on Impingement Jet Array Thermal Performance. *Numerical Heat Transfer, Part A: Application*, 79(1):68-82.
- Lyu, Y., Zhang, J., Liu, X. and Shan, Y., (2019). Experimental Study of Single -Row Chevron-Jet Impingement Heat Transfer on Concave Surfaces with Different Curvatures. *Chinese Journal of Aeronautics*, 32(10):2275-2285.
- Maghrabie, H.M., Attalla, M., Fawaz, H.E. and Khalil, M., (2017). Numerical Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop of In-Line Array of Heated Obstacles Cooled by Jet Impingement in Cross-Flow. *Alexandria Engineering Journal*, 56:285-296.

- \_\_\_\_\_, (2018). Effect of Jet Position on Cooling an Array of Heated Obstacles. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 10(1):011005.
- \_\_\_\_\_, (2019). Impingement/Effusion Cooling of Electronic Components with Cross-Flow. *Applied Thermal Engineering*, 151:199-213.
- Masip, Y., Campo A. and Nunez, S.M., (2020). Experimental Analysis of the Thermal Performance on Electronic Cooling by a Combination of Cross-Flow and an Impinging Air Jet. *Applied Thermal Engineering*, 167:114779.
- \_\_\_\_\_, (2020). Experimental analysis of the thermal performance on electronic cooling by a combination of cross-flow and an impinging air jet. *Applied Thermal Engineering*, 167, 114779.
- Masip, Y., Rivas, A., Larraona, G.S., Anton, R., Ramos, J.C. and Moshfegh, B., (2012). Experimental Study of the Turbulent Flow Around a Single Wall-Mounted Cube Exposed to a Cross-Flow and an Impinging Jet. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 38:50-71.
- Miao, J.M., Wu, C.Y., and Chen. P.H., (2009). Numerical Investigation of Confined Multiple-Jet Impingement Cooling Over a Flat Plate at Different Crossflow Orientations. *Numerical Heat Transfer, Part:A Applications*, 55(11):1019-1050.
- Moore, G. E. (1998). Cramming more components onto integrated circuits. *Proceedings of the IEEE*, 86(1), 82-85.
- Murshed, S. S., De Castro, C. N. (2017). A critical review of traditional and emerging techniques and fluids for electronics cooling. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 78, 821-833.
- Nastase, I., & Bode, F. (2018). Impinging jets—a short review on strategies for heat transfer enhancement. In *E3S Web of Conferences* (Vol. 32, p. 01013). EDP Sciences.
- Parbat, S.N., Siw, S.C. and Chyu, M.K., (2016). Impingement Cooling in Narrow Rectangular Channel with Novel Surface Features. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, GT2016-58084, Seoul, South Korea.

- Pawar, S., Patel, D. K. (2020). The impingement heat transfer data of inclined jet in cooling applications: a review. *Journal of Thermal Science*, 29, 1-12.
- Penumadu, P. S., Rao, A. G. (2017). Numerical investigations of heat transfer and pressure drop characteristics in multiple jet impingement system. *Applied Thermal Engineering*, 110, 1511-1524.
- Popovac, M. and Hanjalic, K., (2007). Large-Eddy Simulations of Flow Over a Jet-Impinged Wall-Mounted Cube in a Cross Stream. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28:1360-1378.
- \_\_\_\_\_, (2009). Vortices and Heat Flux Around a Wall-Mounted Cube Cooled Simultaneously by a Jet and a Crossflow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52:4047-4062.
- Prusty, P., Rout, S. And Barik, A.K., (2019). Heat Transfer Correlation for a Triangular Protruded Surface with a Cross-Flow Jet. *Sadhana*. 44:123.
- Qian, C., Gheitaghy, A. M., Fan, J., Tang, H., Sun, B., Ye, H., Zhang, G. (2018). Thermal management on IGBT power electronic devices and modules. *IEEE Access*, 6, 12868-12884.
- Rabbani, G. and Singh, D., (2021). Large Eddy Simulation of Turbulent Slot Jet Impingement on Heated Flat Plate. *Recent Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 795-806.
- Rao, G.A., Belinkov, M.K. and Levy, Y., (2009). Numerical Analysis of a Multiple Jet Impingement System. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea and Air*, GT2009-59719, Orlando, Florida, USA.
- Rao, Y., Liu, 1y. and Wan, C., (2018). Mutiple-Jet Impingement Heat Transfer in Double-Wall Cooling Structures with Pin Fins and Effusion Holes. *International Journal of Thermal Sciences*, 133:106-119.
- Rhee, D.H., Choi, J.H. and Cho, H.H., (2002). Flow and Heat (Mass) Transfer Characteristics in an Impingement/Effusion Cooling System with Crossflow. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2002*, Amsterdam, The Netherlands.

- \_\_\_\_\_, (2003). Flow and Heat (Mass) Transfer Characteristics in an Impingement/Effusion Cooling System with Crossflow. *Journal of Turbomachinery*, 125:74-82.
- \_\_\_\_\_, (2004). Flow and Heat (Mass) Transfer Characteristics in an Impingement/Effusion Cooling System with Crossflow. *Journal of Turbomachinery*, 126:615-626.
- Rundström D. and Moshfegh, B., (2008). Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop of an Impinging Jet in a Cross-Flow for Cooling of a Heated Cube. *Journal of Heat Transfer*, 130:121401.
- \_\_\_\_\_, (2009). Large-eddy Simulation of an Impinging Jet in a Cross-Flow on a Heated Wall-Mounted Cube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52:921-931.
- Sahoo, D. and Sharif, M.A.R., (2004). Numerical Modeling of Slot-jet Impingement Cooling of a Constant Heat Flux Surface Confined by a Parallel Wall. *International Journal of Thermal Science*, 43:877-887.
- Saleha, N., Fadela, N. and Abbas, A., (2015). Improving Cooling Effectiveness by Use of Chamfers on the Top of Electronic Components. *Microelectronics Reliability*, 55:1067-1076.
- Sarper, B., (2018). Hava ile elektronik soğutmada optimum geometri ve işletme parametrelerinin araştırılması, Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü (Doktora tezi), s. 217.
- Sarper, B., Birinci, S., Sağlam, M., Aydın, O. (2022). Constructal enhancement of cooling performance of local heating elements with different heat generation rates under free and mixed convection regimes. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 135, 106145.
- Sarper, B., Birinci, S., Sağlam, M., Aydın, O. ve Avcı, M., (2017). Düşey yüzeyinde Ayırık Isı Kaynakları Bulunan Kanalda Yüzey Işınımının Isı Transferine Etkisi. *TESKON 2017 Simülasyon ve Simülasyon Tabanlı Ürün Geliştirme Sempozyumu*, İzmir.

- Selimefendigil, F. and Öztop, H.F., (2017). Effect of Nanoparticle Shape on Slot Jet Impingement Cooling of a Corrugated Surface With Nanofluids. *Journal of Thermal Science and Engineering Application*, 9(2):021016.
- Sharif, M.A.R. and Mothe, K.K., (2009). Evaluation of Turbulence Models in the Prediction of Heat Transfer Due to Slot Jet Impingement on Plane and Concave Surfaces. *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals*, 55(4):273-294.
- Singh, A. and Prasad, B.V.S.S.S., (2021). Optimization of protrusions for an Impinging Jet on a Curved Surface. *Recent Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 117-126.
- Singh, P. and Ekkad, S.V., (2017). Effects of Spent Air Removal Scheme on Internal-Side Heat Transfer in an Impingement-Effusion System Low Jet-to-Target Plate Spacing. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 108:998-1010.
- Singh, P., Ravi, B.V. and Ekkad S., (2016). Experimental Investigation of Heat Transfer Augmentation by Different Jet Impingement Hole Shape under Maximum Crossflow. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, GT2016-57874*, Seoul, South Korea.
- Spring, S., Weigand, B., Krebs, W. and Hase, M., (2006). CFD Heat Transfer Predictions of a Single Circular Jet Impinging with Crossflow. *9th AIAA/ASME Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference*, San Francisco, California.
- Tepe, A.Ü., Arslan, K., Yetişken, Y. and Uysal, Ü., (2019). Effect of Extended Jet Holes to Heat Transfer and Flow Characteristics of the Jet Impingement Cooling. *Journal Heat Transfer*, 141:082202.
- Tepe, A.Ü., Yetişken, Y., Uysal, Ü. and Arslan, K., (2020). Experimental and Numerical Investigation of Jet Impingement Cooling Using Extended Jet Holes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 158:119945.
- Terzis, A., (2016). On the Correspondence Between Flow Structures and Convective Heat Transfer Augmentation for Multiple Jet Impingement. *Exp Fluids*, 57:146.
- Tong, F., Gou, W., Zhao, Z., Gao, W., Li, H. and Li, L., (2020). Numerical Investigation of Impingement Heat Transfer on Smooth and Roughened Surfaces in a High-

- pressure Turbine Inner Casing. *International Journal of Thermal Sciences*, 149:106186.
- Tummers, M.J., Flikweert, M.A., Hanjalic, K., Rodink, R. and Moshfegh. B., (2005). Impingement Jet Cooling of Wall Mounted Cubes. *Engineering Turbulence Modelling and Experiments*, 6:773-782.
- Vinze, R., Chandel, S., Limaye, M.D. and Prabhu, S.V., (2016). Local Heat Transfer Distribution Between Smooth Flat Surface and Impinging Incompressible Air Jet from a Chevron Nozzle. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 78:124-136.
- Viskanta, R. (1993). Heat transfer to impinging isothermal gas and flame jets. *Experimental thermal and fluid science*, 6(2), 111-134.
- Wang, L., Sunden, B., Borg, A. and Abrahamsson, H., (2011). Control of Jet Impingement of Heat Transfer in Crossflow by Using a Rib. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54:4157-4166.
- Xing, Y. and Weigand, B., (2010). Experimental Investigation of Impingement Heat Transfer on a Flat and Dimpled Plate with Different Crossflow Schemes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53:3874-3886.
- Yang Y.T., Wei, T.C. and Wang, Y.H., (2011). Numerical Study of Turbulent Slot Jet Impingement Cooling on a Semi-Circular Concave Surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54:482-489.
- Yang, X., Wu, H. and Feng, Z., (2022). Jet Impingement Heat Transfer Characteristics with Variable Extended Jet Holes under Strong Crossflow Conditions. *Aerospace*, 9:44.
- \_\_\_\_\_, (2022). Jet impingement heat transfer characteristics with variable extended jet holes under strong crossflow conditions. *Aerospace*, 9(1), 44.
- Yang, Y., Mao, J., Chen, P., Wang, F. and Tu, Z., (2022). Numerical Investigation of Impingement Heat Transfer on the Crossflow Channel with Vortex Generators. *Applied Thermal Engineering*, 201, 117780.
- Yang, Y.T, Chang, S.C. and Chiou, C.S., (2013). Lattice Boltzmann Method and Large-Eddy Simulation for Turbulent Impinging Jet Cooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 61:543-553.

- Yang, Y.T. and Wang Y.X., (2005). Three-dimensional Numerical Simulation of an inclined Jet with Cross-flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48:4019-4027.
- Yu, Y.Z., Zhang, J.Z., and Shan, Y., (2015). Convective Heat Transfer of a Row of Air Jets Impingement Excited by Triangular Tab in a Confined Crossflow Channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 80:126-138.
- Zhang, M., Wang, N. and Han, J.C., (2019). Internal Heat Transfer of Film-Cooled Leading Edge Model with Normal and Tangential Impinging Jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 139:193-204.
- Zhou, J., Wang, X. and Li, J., (2019). Influences of Effusion Hole Diameter on Impingement/Effusion Cooling Performance at Turbine Blade Leading Edge. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 134:1101-1118.
- Zhou, J., Wang, X., Li, J. and Hou W., (2019). Comparison Between Impingement/Effusion and Double Swirl/Effusion Cooling Performance Under Different Effusion Hole Diameters. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 141:1097-1113.
- Zuckerman, N., Lior, N. (2006). Jet impingement heat transfer: physics, correlations, and numerical modeling. *Advances in heat transfer*, 39, 565-631.

## ÖZGEÇMİŞ

**Adı ve Soyadı** : Melisa ALBAYRAK

**Doğum Tarihi** :

**E-mail** :

**Öğrenim Durumu** :

Derece	Bölüm/Program	Üniversite	Yıl
Lisans	Makine Mühendisliği	Mersin Üniversitesi	2016-2020
Yüksek Lisans	Makine Mühendisliği	Tarsus Üniversitesi	2020-2023

### ESERLER (Makaleler ve Bildiriler)

#### Makaleler

1. Albayrak, M., Sarper, B., Sağlam, M., Birinci, S., & Aydın, O. (2023). The role of jet-to-crossflow velocity ratio on convective heat transfer enhancement in the cooling of discrete heating modules. *Thermal Science and Engineering Progress*, 37, 101549.
2. Sarper, B., Kirişçi, N. E., Albayrak, M. (2023). Elektronik bileşenlerin bir çift slot jet ile soğutulmasında nozül konumunun soğutma performansına etkisi. *Politeknik Dergisi*, 1-1.

#### Bildiriler

1. Albayrak, M., Sarper, B., Birinci, S., Sağlam, M., Aydın, O. (2022). Effect of surface radiation on jet impingement cooling of a concave surface. In *ICHMT DIGITAL LIBRARY ONLINE*. Begel House Inc.
2. Muftuogullari, A., Albayrak, M., Sarper, B., Suner, M. (2022). Numerical investigation of the effects of degree of stenosis and change in radius on the arterial blood flow. *Proceedings of ICEESEN 2022*, 1-3 September 2022, Kayseri-Türkiye.
3. Muftuogullari, A., Albayrak, M., Suner, M., Sarper, B. (2022). The impact of geometrical parameters of stenosis on blood flow modeling. *International*

Conference on Engineering Technologies (ICENTE'22), 17-19 November, Konya-Turkiye. s. 434-437.

4. Albayrak, M, Dağdır, K., Sarper, B., (2022). The role of thickness and position of partial metal foam in jet impingement cooling. International Conference on Engineering Technologies (ICENTE'22), 17-19 November, Konya-Turkiye. s. 507-512.
5. Muftuogullari, A., Albayrak, M., Suner, M., Sarper, B. (2023). Numerical investigation of the blood flow in an idealized stenosed left coronary artery: effect of the bifurcation angle. Fourteen International Conference on Thermal Engineering: Theory and Applications (ICTEA'23), May 25-27, 2023 Yalova, Turkiye.
6. Albayrak, M., Sarper, B., Erdinc, M.T., Aydin, O. (2023). Jet impingement cooling of electronic modules: effect of the nozzle position, Fourteen International Conference on Thermal Engineering: Theory and Applications (ICTEA'23), May 25-27, 2023 Yalova, Turkiye.