

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ÇARPMALI JET VE RİB KULLANIMININ KANAL
YÜZEYİNDEKİ SOĞUTMA PERFORMANSINA ETKİLERİNİN
ARAŞTIRILMASI**

DOKTORA TEZİ

Orhan YALÇINKAYA

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Enerji Bilim Dalı

OCAK 2024

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ÇARPMALI JET VE RİB KULLANIMININ KANAL
YÜZEYİNDEKİ SOĞUTMA PERFORMANSINA ETKİLERİNİN
ARAŞTIRILMASI**

DOKTORA TEZİ

Orhan YALÇINKAYA

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Enerji Bilim Dalı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Ufuk DURMAZ

OCAK 2024

Orhan Yalçınkaya tarafından hazırlanan “ÇARPMALI JET VE RİB KULLANIMININ KANAL YÜZEYİNDEKİ SOĞUTMA PERFORMANSINA ETKİLERİNİN ARAŞTIRILMASI” adlı tez çalışması 31.01.2024 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı **Enerji** Bilim Dalı’nda Doktora tezi olarak kabul edilmiştir.

Tez Jürisi

Jüri Başkanı :

Jüri Üyesi :

Jüri Üyesi :

Jüri Üyesi :

Jüri Üyesi :

ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ

Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Lisansüstü Eğitim-Öğretim Yönetmeliğine ve Yükseköğretim Kurumları Bilimsel Araştırma ve Yayın Etiği Yönergesine uygun olarak hazırlamış olduğum “ÇARPMALI JET VE RİB KULLANIMININ KANAL YÜZEYİNDEKİ SOĞUTMA PERFORMANSINA ETKİLERİNİN ARAŞTIRILMASI” başlıklı tezin bana ait, özgün bir çalışma olduğunu; çalışmamın tüm aşamalarında yukarıda belirtilen yönetmelik ve yönergeye uygun davrandığımı, tezin içerdiği yenilik ve sonuçları başka bir yerden almadığımı, tezde kullandığım eserleri usulüne göre kaynak olarak gösterdiğimi, bu tezi başka bir bilim kuruluna akademik amaç ve unvan almak amacıyla vermediğimi ve 20.04.2016 tarihli Resmi Gazete’de yayımlanan Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin 9/2 ve 22/2 maddeleri gereğince Sakarya Üniversitesi’nin abonesi olduğu intihal yazılım programı kullanılarak Enstitü tarafından belirlenmiş ölçütlere uygun rapor alındığını, çalışmamla ilgili yaptığım bu beyana aykırı bir durumun ortaya çıkması halinde doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi beyan ederim.

(31/01/2024).

Orhan YALÇINKAYA

Eşim Esranur ve oğlum Ömer Asaf'a

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasının gerçekleştirilmesine her zaman destek olan, tez danışmanım Sayın Doç. Dr. Ufuk DURMAZ'a çok teşekkür ederim. Sayısal çalışmaların gerçekleştirilmesinde engin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım Sayın Doç. Dr. Ahmet Ümit TEPE'ye sonsuz teşekkürlerimi sunarım. Tez izleme aşamalarında zaman harcaayıp desteklerini sunan Sayın Prof. Dr. Cemil ÖZ'e teşekkür ederim. Bu tezin her aşamasında görüş ve önerileri ile bana yön veren, deneysel aşamaların planlanmasında, yürütülmesinde ve laboratuvar imkanlarının oluşturulmasında büyük katkıları olan Sayın Doç. Dr. Ünal UYSAL'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım. Çalışmalarında değerli katkıları olan Arş. Gör. Mehmet Berkant ÖZEL'e çok teşekkür ederim.

Eğitim-öğretim hayatım boyunca gelişimime katkıda bulunan Azmi Ertuğrul İlköğretim Okulu'ndaki, Özel Evrensel Fen Lisesi'ndeki ve Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'ndeki tüm değerli öğretmenlerim ve hocalarıma teşekkürü bir borç bilirim.

Tezin deneysel çalışmalarının gerçekleştirilmesinde 1002-A Hızlı Destek Programı kapsamında 123M794 numaralı projeye finansal destek sunan TÜBİTAK'a ayrıca teşekkür ederim.

Deneysel çalışmalarının gerçekleştirilmesinde kullanılan malzemelerin tedariki ve imalat aşamalarında desteklerde bulunan Miyay Proses Makina Sanayi ve Ticaret Anonim Şirketi'nden Yakup YALÇINKAYA ve Mehmet İŞ Beyefendilere ayrıca teşekkür ederim.

Her zaman bana destek olan babam Ömer YALÇINKAYA, rahmetli annem Saime YALÇINKAYA, kardeşlerim Semiha AYDIN ve Büşra DEMİRALAY'a ve diğer tüm aile bireylerine, tüm arkadaşlarıma çok teşekkür ederim.

Her zaman manevi destekleri ile yanımda olan ve tez çalışmam boyunca onlara ayıracağı kıymetli zamanları bu tezin gerçekleştirilmesinde harcamama sabır ve tahammül gösteren sevgili eşim Esranur YALÇINKAYA'ya ve biricik oğlum Ömer Asaf YALÇINKAYA'ya tüm kalbimle teşekkür ederim.

Orhan YALÇINKAYA

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ	v
TEŞEKKÜR	ix
İÇİNDEKİLER	xi
KISALTMALAR	xv
SİMGELER	xvii
TABLO LİSTESİ	xix
ŞEKİL LİSTESİ	xxi
ÖZET	xxv
SUMMARY	xxix
1. GİRİŞ	1
1.1. Jet Çarpmalı Soğutma	4
1.2. Tezin Amacı ve Kapsamı	7
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	9
3. DENEYSEL ÇALIŞMA	21
3.1. Deney Parametreleri	21
3.2. Sıvı Kristal Termografi Metoduyla Isı Taşınım Katsayısının Belirlenmesi ...	26
3.3. Test Modellerinin Hazırlanması	30
3.4. Hedef Yüzeylerin Sıvı Kristal ile Boyanması	31
3.5. Deney Düzeneği	33
3.6. Deneylerin Gerçekleştirilmesi	36
3.7. Deneysel Belirsizlik Analizi	38
4. SAYISAL METODOLOJİ	39
4.1. Fiziksel Modeller	39
4.1.1. Düz hedef yüzey	39
4.1.1.1. Slot pinli hedef yüzey	39
4.1.1.2. Eliptik pinli hedef yüzey	40
4.1.2. Konkav hedef yüzey	42
4.1.2.1. Eliptik pinli hedef yüzey	42
4.1.2.2. Aerofoil pinli hedef yüzey	43
4.1.2.3. VSR'li hedef yüzey	44
4.2. Sayısal Yöntem ve Matematiksel Formülasyon	45
4.3. Sınır Koşulları ve Sayısal Çözüm Prosedürü	48
4.3.1. Düz yüzey modeli	48
4.3.1.1. Sınır koşulları	48
4.3.1.2. Ağdan bağımsızlık çalışması	49
4.3.1.3. Sayısal sonuçların doğrulanması	51
4.3.2. İçbükey yüzey modeli	52
4.3.2.1. Sınır koşulları	53
4.3.2.2. Ağdan bağımsızlık çalışması	54
4.3.2.3. Sayısal sonuçların doğrulanması	57
5. DENEYSEL SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER	61

5.1. Pürüzsüz Yüzeyde Nozul Mesafesinin Isı Transferi ve Basınç Düşümüne Etkisi	61
5.1.1. $Re = 13000$ 'de hedef yüzey-nozul mesafesinin yerel ısı taşınım katsayısı dağılımına etkisi	61
5.1.2. $Re = 26000$ 'de hedef yüzey-nozul mesafesinin yerel ısı taşınım katsayısı dağılımına etkisi	63
5.1.3. $Re = 39000$ 'de hedef yüzey-nozul mesafesinin yerel ısı taşınım katsayısı dağılımına etkisi	65
5.2. Konik Pinli Yüzeyde Nozul Mesafesinin Isı Transferi ve Basınç Düşümüne Etkisi.....	67
5.2.1. $Re = 13000$ 'de hedef yüzey-nozul mesafesinin yerel ısı taşınım katsayısı dağılımına etkisi	68
5.2.2. $Re = 26000$ 'de hedef yüzey-nozul mesafesinin yerel ısı taşınım katsayısı dağılımına etkisi	76
5.2.3. $Re = 39000$ 'de hedef yüzey-nozul mesafesinin yerel ısı taşınım katsayısı dağılımına etkisi	84
5.3. Pürüzsüz ve Konik Pinli Yüzeylerde Basınç Kaybının İncelenmesi.....	92
5.4. Termal Performans Kriteri	93
6. SAYISAL SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER	95
6.1. Düz Hedef Yüzey	95
6.1.1. Slot şekilli pinlerin ısı transferi ve akış karakteristiklerine etkisinin incelenmesi.....	95
6.1.1.1. Ortalama Nu sayısı	95
6.1.1.2. Yerel Nu sayısı	98
6.1.1.3. G/d , H_p/d ve pin düzeninin akış karakteristiği üzerindeki etkisi.....	101
6.1.1.4. Termal performans kriteri	107
6.1.2. Eliptik şekilli pinlerin ısı transferi ve akış karakteristiklerine etkisinin incelenmesi.....	108
6.1.2.1. Ortalama Nu sayısı	108
6.1.2.2. Lokal Nu sayısı.....	111
6.1.2.3. Tasarım parametrelerinin akış karakteristiği üzerindeki etkisi	114
6.1.2.4. Termo-hidrolik performans	116
6.2. Konkav Hedef Yüzey	118
6.2.1. Kanat profili biçimindeki pinlerle pürüzlendirilmiş iç bükey yüzeyde G/d ve pin düzeninin ısı ve akış karakteristiği üzerindeki etkisi.....	118
6.2.1.1. Ortalama Nu sayısı	118
6.2.1.2. Yerel ısı transferi	120
6.2.1.3. Akış karakteristikleri	128
6.2.1.4. Termal performans faktörü.....	132
6.2.2. Eliptik pinlerle pürüzlendirilmiş iç bükey hedef yüzeyde G/d ve H/d 'nin ısı ve akış karakteristiği üzerindeki etkisi	134
6.2.2.1. Ortalama Nu sayıları	141
6.2.2.2. Lokal ısı transferi	143
6.2.2.3. Termal performans faktörü.....	150
6.2.3. Ribli içbükey hedef yüzeyde uzatılmış jet deliklerinin ısı ve akış karakteristiği üzerindeki etkisi	151
6.2.3.1. Akış özellikleri	153
6.2.3.2. Ortalama Nu sayıları	156
6.2.3.3. Yerel ısı transferi	158
6.2.3.4. Termal performans kriteri	162

7. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	165
KAYNAKLAR	171
ÖZGEÇMİŞ.....	183

KISALTMALAR

C-CRV	: Saat Yönünün Tersine Dönen Vorteks
CFD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
CIJAC	: Geleneksel Çarpmalı Jet Soğutma
CRV	: Saat Yönünde Dönen Vorteks
ESP	: Eliptik Şekilli Pin
GCI	: Ağ Yakınsama İndeksi
JIC	: Çarpmalı Jet Soğutma
LCIA	: Liquid Crystal Image Analyzer
RANS	: Reynolds-Averaged Navier-Stokes
SIMPLEC	: Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations-Consistent
SSP	: Slot Şekilli Pin
SST	: Shear Stress Transport
VSR	: V Şekilli Rib
TPC	: Termal Performans Kriteri

SİMGELER

A_c	: Kesit alanı [m ²]
d	: Jet çapı [m]
G	: Nozul-hedef yüzey aralığı [m]
G/d	: Boyutsuz hedef yüzey-nozul aralığı
G_s	: Akışa dik doğrultuda jetler arası mesafe [m]
h	: Isı taşınım katsayısı [W/m ² .K]
\bar{h}	: Ortalama ısı taşınım katsayısı [W/m ² .K]
H	: Orifis plakası-hedef yüzey mesafesi [m]
H/d	: Boyutsuz orifis plakası-hedef yüzey mesafesi
H_c	: Konik pin yüksekliği [m]
H_c/d	: Boyutsuz konik pin yüksekliği
H_p	: Pin yüksekliği [m]
H_p/d	: Boyutsuz pin yüksekliği
H_r	: Rib yüksekliği [m]
H_r/d	: Rib yüksekliğinin jet çapına oranı
I	: Türbülans yoğunluğu
j	: Jet
k	: Isı iletim katsayısı [W/m.K]
K	: Kelvin Termodinamik sıcaklık ölçeği
Nu	: Nusselt sayısı
Nu_{ort}	: Ortalama Nusselt sayısı
ort	: Ortalama
p	: Pin
r	: Rib
R₁	: Tekli sıra pin dizilimi
R₂	: İkili sıra pin dizilimi
R₃	: Üçlü sıra pin dizilimi
Re	: Jet Reynolds sayısı
s	: Test bölümünde koordinat
t	: Zaman [s]

T_{∞}	: Akışkan sıcaklığı [K]
T_w	: Duvar sıcaklığı [K]
V	: Ortalama akış hızı [m/s]
W_t	: Hedef yüzey genişliği [m]
x	: Akış yönündeki koordinat
x/d	: Boyutsuz akış yönü mesafesi
z	: x eksenine dik koordinat
α	: Rib açısı
λ	: Kinematik viskozite [m^2/s]
μ	: Dinamik viskozite [Pa.s]
ρ	: Yoğunluk [kg/m^3]
Γ	: Difüzyon katsayısı [m^2/s]

TABLO LİSTESİ

Sayfa

Tablo 3.1. TLC malzemesinin renk değişimi için gerekli başlangıç sıcaklıkları.	24
Tablo 3.2. Deneysel çalışmada geometrik ve kinematik parametre değerleri.....	25
Tablo 3.3. $Re = 16250$ için örnek deney matrisi.	26
Tablo 3.4. Pleksiglas malzemesinin termal özellikleri.....	29
Tablo 4.1. Düz hedef yüzeyli modelde parametre değerleri.	39
Tablo 4.2. Tipik bir fiziksel model için ağ bağımsızlık sonuçları ($R_2 \cdot G/d = 1$, $H_p/d = 0,167$).	50
Tablo 4.3. Fiziksel modelde sınır şartları.	53
Tablo 4.4. Havanın termofiziksel özellikleri [112].	54
Tablo 4.5. İçbükey pürüzsüz bir yüzey üzerinde mesh bağımsızlığı çalışması.	54
Tablo 5.1. $Re = 13000$ 'de pürüzsüz hedef yüzey için jet bölgelerindeki maksimum yerel ısı taşınım katsayıları.....	62
Tablo 5.2. $Re = 26000$ 'de pürüzsüz hedef yüzey için jet bölgelerindeki maksimum yerel ısı taşınım katsayıları.....	64
Tablo 5.3. $Re = 39000$ 'de pürüzsüz hedef yüzey için jet bölgelerindeki maksimum yerel ısı taşınım katsayıları.....	66
Tablo 5.4. $Re = 13000$ 'de konik pinli hedef yüzey için jet bölgelerindeki maksimum yerel ısı taşınım katsayıları ($H_c/d = 0,67$).	71
Tablo 5.5. $Re = 13000$ için konik pinli yüzeyde jet bölgelerindeki yerel ısı taşınım katsayısının pürüzsüz yüzeye göre artış oranı ($H_c/d = 0,67$).....	71
Tablo 5.6. $Re = 13000$ 'de konik pinli hedef yüzey için jet bölgelerindeki maksimum yerel ısı taşınım katsayıları ($H_c/d = 1,00$).	72
Tablo 5.7. $Re = 13000$ için konik pinli yüzeyde jet bölgelerindeki yerel ısı taşınım katsayısının pürüzsüz yüzeye göre artış oranı ($H_c/d = 1,00$).....	73
Tablo 5.8. $Re = 13000$ 'de konik pinli hedef yüzey için jet bölgelerindeki maksimum yerel ısı taşınım katsayıları ($H_c/d = 1,33$).	73
Tablo 5.9. $Re = 13000$ için konik pinli yüzeyde jet bölgelerindeki yerel ısı taşınım katsayısının pürüzsüz yüzeye göre artış oranı ($H_c/d = 1,33$).....	74
Tablo 5.10. $Re = 26000$ 'de konik pinli hedef yüzey için jet bölgelerindeki maksimum yerel ısı taşınım katsayıları ($H_c/d = 0,67$).	79
Tablo 5.11. $Re = 26000$ için konik pinli yüzeyde jet bölgelerindeki yerel ısı taşınım katsayısının pürüzsüz yüzeye göre artış oranı ($H_c/d = 0,67$).....	79
Tablo 5.12. $Re = 26000$ 'de konik pinli hedef yüzey için jet bölgelerindeki maksimum yerel ısı taşınım katsayıları ($H_c/d = 1,00$).	80
Tablo 5.13. $Re = 26000$ için konik pinli yüzeyde jet bölgelerindeki yerel ısı taşınım katsayısının pürüzsüz yüzeye göre artış oranı ($H_c/d = 1,00$).....	81
Tablo 5.14. $Re = 26000$ 'de konik pinli hedef yüzey için jet bölgelerindeki maksimum yerel ısı taşınım katsayıları ($H_c/d = 1,33$).	81
Tablo 5.15. $Re = 26000$ için konik pinli yüzeyde jet bölgelerindeki yerel ısı taşınım katsayısının pürüzsüz yüzeye göre artış oranı ($H_c/d = 1,33$).....	82

Tablo 5.16. $Re = 39000$ 'de konik pinli hedef yüzey için jet bölgelerindeki maksimum yerel ısı taşınım katsayıları ($H_c/d = 0,67$).....	87
Tablo 5.17. $Re = 39000$ için konik pinli yüzeyde jet bölgelerindeki yerel ısı taşınım katsayısının pürüzsüz yüzeye göre artış oranı ($H_c/d = 0,67$).....	87
Tablo 5.18. $Re = 39000$ 'de konik pinli hedef yüzey için jet bölgelerindeki maksimum yerel ısı taşınım katsayıları ($H_c/d = 1,00$).....	88
Tablo 5.19. $Re = 39000$ için konik pinli yüzeyde jet bölgelerindeki yerel ısı taşınım katsayısının pürüzsüz yüzeye göre artış oranı ($H_c/d = 1,00$).....	89
Tablo 5.20. $Re = 39000$ 'de konik pinli hedef yüzey için jet bölgelerindeki maksimum yerel ısı taşınım katsayıları ($H_c/d = 1,33$).....	89
Tablo 5.21. $Re = 39000$ için konik pinli yüzeyde jet bölgelerindeki yerel ısı taşınım katsayısının pürüzsüz yüzeye göre artış oranı ($H_c/d = 1,33$).....	90

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1. Gaz türbin kanadına uygulanan soğutma tekniklerinin bir şeması [6].	2
Şekil 1.2. Gaz türbin giriş sıcaklığının yıllara göre değişimi [7].	3
Şekil 1.3. Serbest jetin akış profili ve akış bölgeleri.	5
Şekil 1.4. Geleneksel jet çarpma akışının şeması [10].	6
Şekil 3.1. TLC'nin sıcaklığa bağlı renk değişimi.	23
Şekil 3.2. a) Test modelinin perspektif görünümü, b) teknik resmi.	24
Şekil 3.3. Kararsız hal sıvı kristal şeması.	27
Şekil 3.4. Tipik bir test modeli ve konik pinlerin yerleşimi.	30
Şekil 3.5. Konik pinlerin hedef yüzeye montajı ve yerleşimleri.	31
Şekil 3.6. Pürüzsüz ve konik pinli yüzeylere TLC uygulaması.	32
Şekil 3.7. Sıvı kristal ile kaplanan yüzeylerin siyah renk ile boyanması.	32
Şekil 3.8. Hedef yüzeylerin test modellerine montajı.	33
Şekil 3.9. Deney düzeneğine ait şematik görünüm.	34
Şekil 3.10. Deney düzeneği elemanları.	34
Şekil 3.11. Test modelinin deney düzeneğine montajı.	35
Şekil 3.12. Basınç düşümü ölçümü.	35
Şekil 3.13. Deneylere hazırlık aşamasından bir görünüm.	36
Şekil 3.14. Hedef yüzeyde gerçekleşen renk değişiminden bir görünüm.	37
Şekil 3.15. LCIA yazılımına ait bir görünüm.	37
Şekil 4.1. a) Test kesitinin 3 boyutlu görüntüsü, b) SSP ile pürüzlendirilmiş yüzeyin geometrik konfigürasyonu, c) Modelin kesit görüntüsü.	40
Şekil 4.2. a) 3 boyutlu perspektif görünüm, b) Sol yan görünüm, c) Önerilen model için eliptik pinlerin yerleşimi ve boyutları.	41
Şekil 4.3. ESP düzenlemelerinin üst görünümleri, a) Pürüzsüz yüzey, b) Tek sıra (R_1), c) İki sıra (R_2), d) Üç sıra (R_3).	41
Şekil 4.4. a) 3 boyutlu perspektif görünüm, b) Sol yan görünüm, c) Önerilen model için eliptik pinlerin yerleşimi ve boyutları.	43
Şekil 4.5. 3 boyutlu perspektif görünüm, b) Sol yan görünüm, c) Önerilen model için aerofoil pinlerin yerleşimi ve boyutları.	44
Şekil 4.6. 3 boyutlu perspektif görünüm, b) Sol yan görünüm, c) Önerilen model için V riblerin yerleşimi ve boyutları.	45
Şekil 4.7. Hesaplama alanı için sınır koşullarının gösterimi.	49
Şekil 4.8. Hesaplamalı alanı için tipik bir ağ yapısının gösterimi.	50
Şekil 4.9. Düz hedef yüzeyde sayısal ve deneysel sonuçlar [38] için Nu konturlarının karşılaştırılması.	51
Şekil 4.10. Deneysel [38] ve sayısal sonuçların karşılaştırılması a) ortalama Nu sayıları, b) basınç düşümleri.	52
Şekil 4.11. Tipik ağ yapısına kapsamlı genel bakış.	55
Şekil 4.12. Farklı ağ yapıları için yerel Nu dağılımının incelenmesi.	56
Şekil 4.13. Mevcut çalışma ($SST\ k-w$) ve Jung ve arkadaşlarının çalışmasının [37] hız vektör alanlarının karşılaştırılması.	56

Şekil 4.14. $Re = 5000$ 'de çeşitli türbülans modelleri için yerel Nu dağılımları.	57
Şekil 4.15. $Re = 5000$ 'de nümerik ve deneysel [37] Nu kontur grafikleri.....	58
Şekil 4.16. Farklı türbülans modelleri için alan ortalamalı Nu sayıları.	58
Şekil 5.1. $Re = 13000$ 'de pürüzsüz hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusu boyunca değişimi.	61
Şekil 5.2. $Re = 13000$ 'de pürüzsüz hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının değişimi.	63
Şekil 5.3. $Re = 26000$ 'de pürüzsüz hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusu boyunca değişimi.	63
Şekil 5.4. $Re = 26000$ 'de pürüzsüz hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının değişimi.	65
Şekil 5.5. $Re = 39000$ 'de pürüzsüz hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusu boyunca değişimi.	65
Şekil 5.6. $Re = 39000$ 'de pürüzsüz hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının değişimi.	67
Şekil 5.7. $Re = 13000$ 'de konik pinli hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusu boyunca değişimi ($G/d = 6$).....	68
Şekil 5.8. $Re = 13000$ 'de konik pinli hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusu boyunca değişimi ($G/d = 3$).....	69
Şekil 5.9. $Re = 13000$ 'de konik pinli hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusu boyunca değişimi ($G/d = 2$).....	69
Şekil 5.10. $Re = 13000$ 'de konik pinli hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusu boyunca değişimi ($G/d = 1$).	70
Şekil 5.11. $Re = 13000$ için konik pinli hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısı kontürünün akış doğrultusu boyunca değişimi.....	75
Şekil 5.12. $Re = 26000$ 'de konik pinli hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusu boyunca değişimi ($G/d = 6$).	76
Şekil 5.13. $Re = 26000$ 'de konik pinli hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusu boyunca değişimi ($G/d = 3$).	77
Şekil 5.14. $Re = 26000$ 'de konik pinli hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusu boyunca değişimi ($G/d = 2$).	77
Şekil 5.15. $Re = 26000$ 'de konik pinli hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusu boyunca değişimi ($G/d = 1$).	78
Şekil 5.16. $Re = 26000$ için konik pinli hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısı kontürünün akış doğrultusu boyunca değişimi.....	83
Şekil 5.17. $Re = 39000$ 'de konik pinli hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusu boyunca değişimi ($G/d = 6$).	84
Şekil 5.18. $Re = 39000$ 'de konik pinli hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusu boyunca değişimi ($G/d = 3$).	85
Şekil 5.19. $Re = 39000$ 'de konik pinli hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusu boyunca değişimi ($G/d = 2$).	85

Şekil 5.20. $Re = 39000$ 'de konik pinli hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusu boyunca değişimi ($G/d = 1$).	86
Şekil 5.21. $Re = 39000$ için konik pinli hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısı kontürünün akış doğrultusu boyunca değişimi.	91
Şekil 5.22. Re sayısına bağlı olarak test modellerinde basınç düşümünün incelenmesi.	92
Şekil 5.23. Re sayısına bağlı olarak test modellerinde TPC'nin incelenmesi.	94
Şekil 6.1. a) $Re = 16250$, b) $Re = 27100$, c) $Re = 32500$ için SSP'de H_p/d 'nin ortalama Nu üzerindeki etkisi.	97
Şekil 6.2. G/d , H_p/d ve pin sıra sayısının SSP ile pürüzlendirilmiş hedef yüzeydeki yerel Nu dağılımına etkisi: a) $Re = 16250$, b) $Re = 32500$	100
Şekil 6.3. $Re = 27100$ için $x/d = 15$ 'de SSP-pürüzlü yüzeyde ısı transferi ve hız alanının ayrıntılı görünümü, a) $G/d = 1,0$ ve b) orifis plaka konfigürasyonu ($G/d = 6,0$).	103
Şekil 6.4. $Re = 32500$ ve $H_p/d = 0,167$ için uzunlamasına merkezi düzlem üzerinde jet hızı dağılımının eksenel değişimi.	104
Şekil 6.5. Fiziksel modellerde Re sayıları ve SSP düzenlemelerine bağlı olarak basınç düşümünün değişimi a) $H_p/d = 0,167$, b) $H_p/d = 0,417$, c) $H_p/d = 0,667$	106
Şekil 6.6. $H_p/d = 0,167$ için Re sayısına bağlı olarak SSP-pürüzlü ve uzatılmış JIC sisteminde TPC değişimi.	107
Şekil 6.7. a) $Re = 16250$, b) $Re = 27100$, c) $Re = 32500$ için ESP pürüzlü yüzeyde H_p/d 'nin ortalama Nu üzerindeki etkisi.	110
Şekil 6.8. G/d , H_p/d ve pin sıra sayısının ESP ile pürüzlendirilmiş hedef yüzeydeki yerel Nu dağılımına etkisi: a) $Re = 16250$, b) $Re = 32500$	113
Şekil 6.9. ESP-pürüzlü yüzeylerde $Re = 27100$ ve $x/d = 15$ için Nu ve hız kontürlerinin detaylı görünümü, a) $G/d = 1,0$ ve b) $G/d = 6,0$	116
Şekil 6.10. $H_p/d = 0,167$ için Re sayısına bağlı olarak ESP-pürüzlü ve uzatılmış JIC sisteminde TPC değişimi.	117
Şekil 6.11. Ortalama Nu sayısının G/d ve kanat düzeni (R_0, R_1, R_2, R_3) ile değişimi a) $Re = 5000$, b) $Re = 15000$ ve c) $Re = 25000$	119
Şekil 6.12. Pin dizilimi ve G/d 'nin a) $Re = 5000$, b) $Re = 25000$ 'de yerel Nu dağılımına etkisi.	123
Şekil 6.13. $Re = 5000$ için pürüzsüz a) R_0 ve pinli b) R_1 , c) R_2 , d) R_3 hedef yüzeylerde yanal ortalamalı Nu sayısı dağılımlarının karşılaştırılması.	125
Şekil 6.14. $Re = 25000$ için pürüzsüz a) R_0 ve pinli b) R_1 , c) R_2 , d) R_3 hedef yüzeylerde yanal ortalamalı Nu sayısı dağılımlarının karşılaştırılması.	127
Şekil 6.15. $Re = 15000$ 'de pürüzsüz (R_0) ve pinli (R_2) yüzeyler için a) $s/d = 0$ 'da hız konturları ve b) $x/d = 27$ 'de akım çizgilerinin karşılaştırılması.	130
Şekil 6.16. $Re = 25000$ 'de pürüzsüz ve pinli (R_2) hedef yüzey tasarımlarında uzatılmış nozul konfigürasyonları için hız vektör grafikleri.	131
Şekil 6.17. Re sayısı ve G/d 'nin bir fonksiyonu olarak pinli yüzeyin a) R_1 , b) R_2 ve c) R_3 düzenlemeleri için TPC'nin karşılaştırılması.	133
Şekil 6.18. $Re = 15000$ 'de $H/d=8,0$ için $s/d = 0$ 'daki eksenel hız dağılımları.	136
Şekil 6.19. Uzatılmış jet deliklerinin ve pinlerle pürüzlendirmenin $Re = 25000$ ve $x/d = 12$ 'deki hız vektör alanları üzerindeki etkisi.	138
Şekil 6.20. Uzatılmış jet deliklerinin ve pinlerle pürüzlendirmenin $Re = 25000$ ve $x/d = 12$ 'deki türbülans kinetik enerji konturları üzerindeki etkisi.	139
Şekil 6.21. $x/d = 15$ 'te $Re = 25000$ ve $H/d = 8,0$ için pürüzsüz ve pinlerle pürüzlendirilmiş hedef yüzeydeki akım çizgilerinin karşılaştırılması. ...	140

Şekil 6.22. a) $Re = 5000$, b) $Re = 15000$, c) $Re = 25000$ 'de H/d , G/d ve pürüzlülük elemanına bağlı olarak alan ortalamalı Nu sayısının değişimi.....	142
Şekil 6.23. a) $H/d = 4,0$, b) $H/d = 8,0$ 'da pürüzsüz ve pinli yüzeylerde yerel Nu konturları.	145
Şekil 6.24. $Re = 5000$ 'de $H/d = 8,0$ için a) pürüzsüz ve b) pinli yüzeylerde yanal ortalamalı Nu dağılımları.	147
Şekil 6.25. $Re = 15000$ 'de $H/d = 8,0$ için a) pürüzsüz ve b) pinli yüzeylerde yanal ortalamalı Nu dağılımları.	148
Şekil 6.26. $Re = 25000$ 'de $H/d = 8,0$ için a) pürüzsüz ve b) pinli yüzeylerde yanal ortalamalı Nu dağılımları.	149
Şekil 6.27. Pinli içbükey yüzeyde a) $H/d = 4,0$, b) $H/d = 8,0$ için TPC'nin Re sayısı ve G/d ile değişimi.	151
Şekil 6.28. $Re = 25000$ 'de rib açısının a) ortalama Nu sayısının değişimi ve b) yerel Nu kontürü üzerindeki etkileri.	152
Şekil 6.29. $x/d = 18,5$ ve $Re = 25000$ 'de VSR yakınındaki hız alanının ve Nu dağılımının ayrıntılı görüntüsü.....	153
Şekil 6.30. $Re = 25000$, $H_r/d = 0,2$ ve $x/d = 24$ 'te geleneksel (CJIC) ve uzatılmış jet çarpmalı soğutma tasarımları için akış özelliklerinin karşılaştırılması; (a) hız vektörleri, (b) türbülans kinetik enerji kontürleri.....	155
Şekil 6.31. $\alpha = 45^\circ$ için G/d ve H_r/d 'nin a) $Re = 5000$, b) $Re = 15000$, c) $Re = 25000$ 'de ortalama Nu değişimi üzerindeki etkisi.....	157
Şekil 6.32. $Re = 25000$ 'de farklı G/d ve H_r/d oranları için Nu dağılım kontürleri. .	160
Şekil 6.33. a) $Re = 5000$, b) $Re = 15000$, c) $Re = 25000$ için $H_r/d = 0,2$ 'de pürüzsüz ve ribli yüzeylerde yanal ortalamalı Nu dağılımları.	161
Şekil 6.34. a) $H_r/d = 0,2$, b) $H_r/d = 0,3$, c) $H_r/d = 0,4$ için farklı nozul uzunlukları için rib-pürüzlü içbükey yüzeylerde TPC'nin değerlendirilmesi.	164

ÇARPMALI JET VE RİB KULLANIMININ KANAL YÜZEYİNDEKİ SOĞUTMA PERFORMANSINA ETKİLERİNİN ARAŞTIRILMASI

ÖZET

Jet çarpmalı soğutma (JIC), genellikle gaz türbin kanatlarının ön kenarı gibi yüksek sıcaklıklara maruz kalan yüzeylerin soğutulması için kullanılan bir tekniktir. Bu yöntemde, yüksek hızda bir akışkan jeti hedef yüzeye yönlendirilir, bu da yüzeydeki ısı transferini artırarak malzemenin aşırı ısınmasını önlemeye yardımcı olur. Jet çarpmalı soğutma enerji üretiminde ve havacılıkta sıkça kullanılan bir soğutma yöntemidir. Gaz türbin teknolojisindeki gelişmelerle birlikte, gaz türbin kanatları daha yüksek sıcaklıklara maruz kalmaktadır. Bu durum, hedef yüzeyin sürekli olarak artan maksimum çalışma sıcaklığına maruz kalması anlamına gelir. Hedef yüzeyin homojen bir şekilde soğutulmaması durumunda, yüksek yerel yüzey sıcaklıkları performansı düşürebilir ve kanat malzemesinin kullanım ömrünü azaltabilir. Gaz türbin kanatçıklarının dâhili soğutma kanallarında hedef yüzey üzerindeki ısı transferini artırmak ve ısı transfer dağılımını üniform hale getirmek amacıyla yüzey üzerinde pin ve rib gibi kanatçıklı yapılar tercih edilmektedir.

Bu çalışmada düz hedef yüzeye sahip uzatılmış jet çarpmalı model kullanılmıştır. Düz hedef yüzey, öncelikle eliptik ve slot biçimli pinler ile pürüzlendirilmiş ve pinlerin ısı transfer performansına etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Dikdörtgen bir kanal akışında değişken nozul uzunlukları, farklı pin düzenlemeleri ve Reynolds sayıları (Re) için çeşitli pin yüksekliklerinin konvektif ısı transferi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Pinler kademeli ve dairesel bir düzende hedef yüzeye yerleştirilmiştir. Elde edilen sayısal sonuçlar ve sayısal çözüm prosedürü literatürdeki deneysel verilerle karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Sınır koşulları dikkate alınarak SST $k-\omega$ türbülans modeli ile analizler gerçekleştirilmiştir. Oluşturulan sayısal model, pürüzsüz ve pin-pürüzlü hedef yüzeyler için ısı transferini ve basınç düşümünü makul bir şekilde tahmin etmiştir. Deneysel verilerle doğrulanmış model kullanılarak ilgili yüzeydeki ortalama Nusselt sayıları (Nu) ve basınç düşümleri, farklı boyutsuz pin yükseklikleri ($H_p/d = 0, 167, 0,417, 0,667$), çeşitli pin düzenlemeleri (R_1, R_2, R_3), boyutsuz nozul uzunlukları ($G/d = 1,0, 2,0, 6,0$) ve Re sayıları ($16250, 27100, 32500$) için sayısal olarak belirlenmiştir. Sayısal sonuçlar, orifis plakalı diğer bir deyişle geleneksel çarpan jet modeli ($G/d = 6,0$ ve $H_p/d = 0$) ile de karşılaştırılmıştır. Eliptik pinli düz hedef yüzey için elde edilen sonuçlar geleneksel çarpan jet modeliyle karşılaştırıldığında, $Re = 16250$ 'de $R_2_G/d = 1,0$ ve $H_p/d = 0,167$ için ortalama Nu sayısının %35,82'ye kadar arttığı görülmüştür. Sistemin akış özellikleri ve termal performans kriteri (TPC) dikkate alındığında tüm Re sayıları için optimum parametreler $R_3_G/d = 1,0$ ve $H_p/d = 0,167$ olarak belirlenmiştir. Ayrıca eliptik pin sıra sayısının artırılması, yerel ısı taşınım katsayısı dağılımının homojenliğini de artırmıştır. Buna ilave olarak slot pin geometrisi kullanıldığında maksimum ısı transfer artışı $R_1_G/d = 1,0$ ve $H_p/d = 0,167$ parametrelerinde %33,2 olarak hesaplanmıştır.

Ayrıca deneysel olarak jet akışı ile çapraz akış arasındaki etkileşimi azaltmak ve jet akışının potansiyel çekirdek bölgesinde hedef yüzeye çarpması için jetler nozullar ile

hedef yüzeye doğru uzatılmıştır. Son olarak, kanal içindeki konvektif ısı transferini ve türbülans yoğunluğunu artırmak için jetlerin hemen hizasında olacak şekilde hedef yüzey konik pinler ile pürüzlendirilmiştir. Boyutsuz nozul yüksekliklerinin G/d (1, 2, 3 ve 6), boyutsuz konik pin yüksekliklerinin H/d (0,67, 1,00 ve 1,33) ısı transferi ve akış karakteristikleri üzerindeki etkileri belirlenmiştir.

Deneysel verilerin elde edilmesi aşamasında Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği TLC Laboratuvarı kullanılmıştır. Belirlenen modeller üzerindeki ısı taşınım katsayısını belirlemek için sıvı kristal termografisi yöntemi tercih edilmiştir. Optimum nozul uzunluğu ve konik pin geometrisi belirlenerek en iyi termal performansa sahip model parametreleri belirlenmiştir. Aynı zamanda, önerilen model ile ihmal edilebilir bir basınç kaybı artışı ile birlikte hedef yüzey üzerindeki ortalama ısı taşınım katsayısında yaklaşık olarak minimum %5'lik bir artış elde edilmiştir.

Yukarıda bahsedilen çalışmalar daha ziyade düz hedef yüzeyler üzerine gerçekleştirilmiştir. Gaz türbin kanatlarının iç yüzeyleri genellikle konkav bir geometriye sahiptir. Söz konusu pin konfigürasyonları, özellikle içbükey yüzeylerde, ısı transferini artırmak ve sıcaklık dağılımını daha homojen hale getirmek amacıyla da kullanılabilir. Bu sayede soğutucu akışkanın yüzeye etkileşimini artırarak daha etkili bir soğutma sağlanabilir. Sonuç olarak düz hedef yüzeylerde olduğu gibi, içbükey yüzeylerdeki pin konfigürasyonları jet çarpmalı soğutma sistemlerinin genel ısı transfer performansını artırmaya yönelik bir strateji olarak benimsenebilir.

Bu kapsamda, çarpmalı jet dizisine sahip yarım daire şeklindeki bir kanal akışında içbükey yüzey eliptik ve aerofoil pinlerle pürüzlendirilmiştir. Bu çalışmaların temel amacı, uzatılmış jet deliği ile eliptik ve aerofoil pin kombinasyonlarının ısı transfer performansı ve akış özelliklerini belirlemek ve bir türbin kanadının soğutulmasında uygulanabilirliğini ortaya koymaktır. Ayrıca farklı bir çalışmada aynı model için pinlerin yanı sıra uzatılmış jet ve rib etkileşimi de incelenmiştir. Sayısal çözüm prosedürünün ısı transferi ve akış özelliklerini doğrulamak için mevcut literatürdeki deneysel veriler kullanılmıştır. Türbülans denklemlerinin çözümünde düşük Re düzeltmeli SST k-w türbülans modeli tercih edilmiştir.

İçbükey hedef yüzeye eliptik pinlerin yerleştirildiği modellerdeki sayısal çalışmalarda sabit üç sıra (R_3) sıralı pin dizilimi tercih edilmiş ve analizler farklı Reynolds sayıları ($Re = 5000, 15000$ ve 25000), boyutsuz nozul-hedef yüzey mesafeleri ($0,5 \leq G/d \leq 8,0$) ve boyutsuz orifis plakası-hedef yüzey mesafeleri ($H/d = 4,0$ ve $8,0$) altında gerçekleştirilmiştir. İçbükey hedef yüzeye aerofoil pinlerin monte edildiği fiziksel modellerde ise $H/d = 8,0$ olarak alınmıştır. Buna ilave olarak, bir sıra (R_1), iki sıra (R_2) ve üç sıra (R_3) sıralı pin dizilimlerinin içbükey yüzey boyunca konvektif ısı transferi üzerindeki etkisine ilişkin bir değerlendirme yapılmıştır.

Pürüzsüz ve pinli hedef yüzeylerdeki ortalama Nu sayıları, yerel Nu konturları, akış özellikleri ve termal performans kriteri ayrıntılı olarak incelenmiştir. Sonuçlar, geleneksel çarpan jet ile karşılaştırıldığında G/d 'nin azaltılması ve yüzeyin pinlerle pürüzlendirilmesiyle yerel ve alan ortalamalı Nu sayılarının arttığını göstermiştir. $Re = 25000$ için $H/d = 8,0$ 'da uzatılmış jet ($G/d = 0,5$) ve eliptik pin-pürüzlü yüzey tasarımı ile maksimum ısı transfer artışı %55,68 olarak elde edilmiştir. Ayrıca, eliptik pinli modelde en yüksek TPC değeri, $Re = 25000$ 'de $G/d = 2,0$ ve $H/d = 8,0$ parametreleri için 1,10 olarak hesaplanmıştır. Aerofoil pin tasarımı ile konkav yüzeydeki en yüksek ısı transfer artışı ise R_2 sıralı pin dizilimi ile $Re = 25000$ 'de $G/d = 0,5$ için %52,81 olarak hesaplanmıştır. Maksimum TPC değeri ise R_2 sıralı pin dizilimi ile $Re = 25000$ 'de $G/d = 2,0$ için 1,12 olarak elde edilmiştir.

Farklı bir çalışmada ise, içbükey pürüzsüz yüzey analizlerinde kademeli jet dizilimi ve konkav yüzeyin eğrilik etkisi nedeniyle komşu çarpan jetler arasında ilave bir ölü akış bölgesi oluştuğu görülmüştür. Bu bölge konkav yüzeyde düşük ısı transfer bölgelerine yol açmıştır. Bu dezavantajı ortadan kaldırmak için durma noktasının oluştuğu bölgelere dikdörtgen kesitli V-şekilli ribler (VSR) yerleştirilmiştir. Konvektif ısı transferini arttırmak ve termal stres etkisini nispeten azaltarak daha homojen bir ısı transfer dağılımı elde etmek için farklı boyutsuz rib yüksekliklerinin ($H_r/d = 0, 0,2, 0,3$ ve $0,4$), boyutsuz nozul-hedef yüzey mesafelerinin ($G/d = 0,5, 2,0, 4,0$ ve $8,0$) ve rib açılarının ($\alpha = 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ ve 90°) konkav yüzey üzerindeki etkisi de nümerik olarak araştırılmıştır. Sonuçlar, geleneksel jet çarpma konfigürasyonuna kıyasla genel ısı transferinde bir artışa ve daha üniform bir ısı transferine yol açmıştır. Uzatılmış jetlerin VSR ile kombinasyonu sonucu elde edilen en önemli ısı transfer artışı, $\alpha = 45^\circ$ için G/d 'nin $0,5$ 'e düşürülmesiyle $H_r/d = 0,2$ 'de %47,23 olarak hesaplanmıştır. Ayrıca önerilen modelde en yüksek TPC değeri $G/d = 2,0$, $H_r/d = 0,2$ ve $Re = 25000$ 'de $1,07$ olarak belirlenmiştir.

Sonuçlar dikkate alındığında, pin ile pürüzlendirilmiş yüzeyler, uzatılmış JIC sistemlerinde ortalama ve yerel ısı taşınım katsayılarının yüzey üzerindeki homojenliğini önemli ölçüde etkilemektedir. Bu sayede termal gerilmelerin ilgili yüzey üzerindeki olumsuz etkisi azaltılabilir ve kanat malzemesinin ömrü uzatılabilir. Sonuç olarak, pürüzsüz yüzeye kıyasla yüzeyin soğutma performansı arttırılırken yerel sıcaklıklar önemli ölçüde azaltılarak bölgesel aşırı ısınma riskini en aza indirilmektedir. Eklemeli imalat teknolojilerinin gelişmesi, gaz türbin kanatlarının dâhili soğutma kanallarında bu tip geometrilerin kullanılmasını mümkün kıldığı için bu çalışma sonucunda literatüre önemli bir katkı sağlanacaktır.

INVESTIGATING THE EFFECT OF IMPINGING JET AND RIB USAGE ON THE COOLING PERFORMANCE OF THE CHANNEL SURFACE

SUMMARY

Jet impingement cooling (JIC) is a technique commonly used to cool surfaces exposed to high temperatures, such as the leading edges of gas turbine blades. In this method, a high-speed fluid jet is directed towards the target surface, increasing heat transfer on the surface and preventing material overheating. Jet impingement cooling is a widely employed cooling method in energy production and aviation, especially with advancements in gas turbine technology leading to higher temperatures for turbine blades. As the maximum operating temperature of the target surface continuously increases due to advancements in gas turbine technology, it becomes crucial to prevent excessive local surface temperatures. Elevated temperatures in specific regions can not only diminish the aerodynamic efficiency of the blades but may also contribute to an increased likelihood of structural deformations and deformities. The consequence of failing to achieve uniform cooling on the target surface extends beyond immediate operational challenges, exerting a substantial impact on the overall performance and longevity of the gas turbine blades. Non-uniform cooling introduces a host of detrimental effects that compromise the functionality and structural integrity of the blades.

In order to enhance heat transfer on the target surface and achieve a uniform distribution of heat transfer in the internal cooling channels of gas turbine blades, structures such as pins and ribs are preferred on the surface. Pins and ribs act as key elements in this thermal enhancement strategy. By introducing these features on the surface, the flow dynamics of the cooling fluid are modified, promoting increased convective heat transfer. The pins create localized turbulence in the fluid flow, enhancing the heat exchange process and preventing the formation of stagnant boundary layers. This, in turn, helps in achieving a more uniform distribution of cooling across the target surface. In addition to improving heat transfer efficiency, the presence of pins and ribs contributes to the prevention of hot spots and ensures that the cooling effect extends consistently throughout the internal cooling channels. This becomes especially crucial in preventing localized overheating, which could lead to material degradation, reduced performance, and a shorter lifespan of the blade.

In this study, an extended jet impingement model with a flat target surface was employed. The flat target surface was initially roughened with elliptical and slot-shaped pins, and the effects of pin arrangements on heat transfer performance were numerically investigated. Various pin heights were examined for variable nozzle lengths, different pin arrangements, and Reynolds numbers (Re) in a rectangular channel flow. The pins were arranged in a staggered and circular pattern on the target surface to enhance heat transfer and achieve a uniform distribution of heat transfer. The numerical results and solution procedure were validated by comparing them with experimental data from the literature. The analyses were conducted using the SST $k-\omega$ turbulence model, considering boundary conditions. The numerical model

accurately predicted heat transfer and pressure drop for both smooth and pin-roughened target surfaces. Average Nusselt numbers (Nu) and pressure drops were numerically determined for different dimensionless pin heights ($H_p/d = 0.167, 0.417, 0.667$), various pin arrangements (R_1, R_2, R_3), dimensionless nozzle lengths ($G/d = 1.0, 2.0, 6.0$), and Reynolds numbers (16250, 27100, 32500). The numerical results were compared with the orifice plate model, i.e., the traditional impinging jet model ($G/d = 6.0$ and $H_p/d = 0$). For the elliptical-pinned flat target surface, a maximum increase of 35.82% in the average Nu number was observed at $Re = 16250$ for $R_2_G/d = 1.0$ ve $H_p/d = 0.167$. Optimal parameters for the entire range of Reynolds numbers, considering flow characteristics and thermal performance criteria (TPC), were determined as $R_3_G/d = 1.0$ and $H_p/d = 0.167$. Additionally, increasing the number of elliptical pins improved the homogeneity of the local heat transfer coefficient distribution. Furthermore, when a slot pin geometry was used, the maximum heat transfer increase was calculated as 33.2% for parameters $R_1_G/d = 1.0$ and $H_p/d = 0.167$.

Experimentally, to reduce the interaction between the jet flow and crossflow and ensure that jets extended towards the target surface in the potential core region, jets were elongated using nozzles. Finally, to enhance convective heat transfer and turbulence intensity within the channel, the target surface was roughened with conical pins immediately after the jets. The effects of dimensionless nozzle heights ($G/d = 1.0, 2.0, 3.0, 6.0$), dimensionless conical pin heights ($H_c/d = 0.67, 1.00$ and 1.33) on heat transfer and flow characteristics were determined.

Experimental data were obtained using Sakarya University Mechanical Engineering TLC Laboratory, and liquid crystal thermography was used to determine the heat transfer coefficients on the identified models. Optimal nozzle length and conical pin geometry were determined to achieve the best thermal performance. Additionally, the proposed model resulted in approximately a minimum 5% increase in average heat transfer coefficient on the target surface with negligible pressure loss.

The aforementioned studies mainly focused on flat target surfaces, while the internal surfaces of gas turbine blades often have a concave geometry. The pin configurations mentioned can also be applied on concave surfaces, especially to enhance heat transfer and create a more homogenous temperature distribution. Consequently, pin configurations on concave surfaces can be adopted as a strategy to improve the overall heat transfer performance of jet impingement cooling systems, similar to the approach for flat target surfaces.

In this context, a channel flow with a semi-circular shape and a jet array was used to roughen a concave surface with elliptical and aerofoil pins. The fundamental goal of these studies was to determine the heat transfer performance and flow characteristics of elliptical and aerofoil pin combinations with an extended jet hole and to demonstrate their applicability in cooling a turbine blade. Additionally, in a different study, the interaction between ribs and extended jets was investigated for the same model. Experimental data from the literature were used to validate the numerical solution procedure, and the low-Re corrected SST k-w turbulence model was preferred for solving the turbulence equations.

In numerical studies of models where elliptical pins were placed on concave target surfaces, a fixed three-row (R_3) pin arrangement was preferred, and analyses were conducted for different Reynolds numbers ($Re = 5000, 15000, \text{ and } 25000$), dimensionless nozzle-target surface distances ($0.5 \leq G/d \leq 8.0$), and dimensionless

orifice plate-target surface distances ($H/d = 4.0$ and 8.0). For physical models with aerofoil pins mounted on concave surfaces, H/d was taken as 8.0 . Furthermore, an evaluation was made regarding the effect of single-row (R_1), double-row (R_2), and triple-row (R_3) pin arrangements along the concave surface on convective heat transfer.

Average Nu numbers, local Nu contours, flow characteristics, and thermal performance criteria on smooth and pinned target surfaces were thoroughly examined. The results showed that reducing G/d and roughening the surface with pins increased both local and area-averaged Nu numbers compared to the traditional impinging jet configuration. For $Re = 25000$ at $H/d = 8.0$, maximum heat transfer enhancement of 55.68% was achieved with an extended jet ($G/d = 0.5$) and elliptical pin-roughened surface design. Additionally, the highest TPC value for the elliptical-pinned model was calculated as 1.10 for $G/d = 2.0$ and $H/d = 8.0$ at $Re = 25000$. For the aerofoil pin design, the highest heat transfer increase on the concave surface was 52.81% for the R_2 pin arrangement at $Re = 25000$ and $G/d = 0.5$. The maximum TPC value was obtained as 1.12 for the R_2 pin arrangement at $Re = 25000$ and $G/d = 2.0$.

In a different study, it was observed in the analysis of smooth concave surfaces that a dead flow region occurred between adjacent impinging jets due to the gradual jet array and the curvature effect of the concave surface. This region led to low heat transfer areas on the concave surface. To overcome this disadvantage, rectangular-sectioned V-shaped ribs (VSR) were placed in regions where the stagnation point occurred. The effect of different dimensionless rib heights ($H_r/d = 0, 0.2, 0.3, \text{ and } 0.4$), dimensionless nozzle-target surface distances ($G/d = 0.5, 2.0, 4.0, \text{ and } 8.0$), and rib angles ($\alpha = 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, \text{ and } 90^\circ$) on the concave surface was numerically investigated to increase convective heat transfer, reduce thermal stress, and achieve a more uniform heat transfer distribution. The results indicated an increase in overall heat transfer and a more uniform heat transfer compared to the traditional jet impingement configuration. The most significant increase in heat transfer due to the combination of extended jets with VSR was calculated as 47.23% for $H_r/d = 0.2$ and $\alpha = 45^\circ$ with a reduction of G/d to 0.5 . Additionally, the highest TPC value in the proposed model was determined as 1.07 for $G/d = 2.0$, $H_r/d = 0.2$, and $Re = 25000$.

In light of the findings, it is apparent that surfaces enhanced with pin configurations substantially influence the uniformity of both average and local heat transfer coefficients within extended jet impingement cooling systems. This innovative approach holds the potential to mitigate the deleterious impacts of thermal stresses on the pertinent surface, thereby prolonging the operational life of the blade material. As a result, the cooling performance of the surface demonstrates improvement when compared to a smooth surface, accompanied by a noteworthy reduction in local temperatures, effectively minimizing the risk of regional overheating. The development of additive manufacturing technologies makes it possible to use such geometries in the internal cooling channels of gas turbine blades, contributing significantly to the literature based on the results of this study.

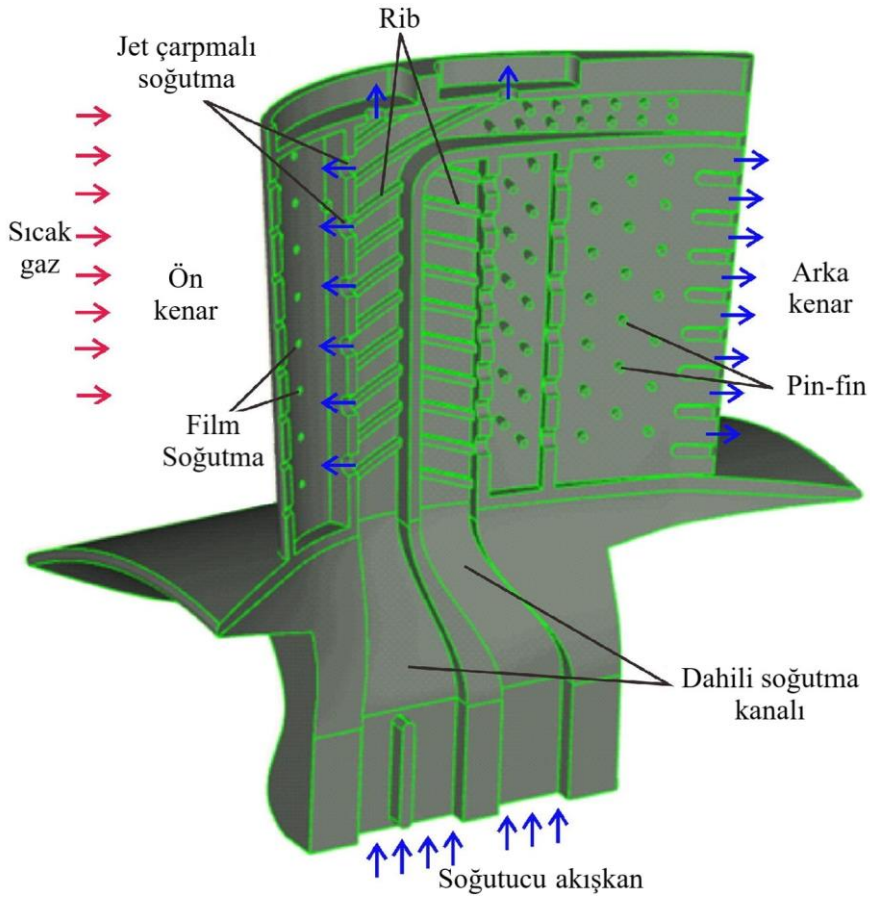
1. GİRİŞ

Gaz türbinleri, akışkanın kinetik enerjisini mekanik enerjiye dönüştürerek çalışırlar. Akışkanın sıcaklığı arttıkça, gaz moleküllerinin hareketleri hızlanır ve bu da kinetik enerjinin artmasına neden olur. Bu nedenle, yüksek sıcaklıkta çalışan gaz türbinleri daha yüksek verim sağlar. Ancak, yüksek sıcaklıklar aynı zamanda türbin kanadında kullanılan malzemelerin dayanıklılığını azaltır ve sürekli olarak çalışabileceği en yüksek sıcaklıkla sınırlandırır. Bu nedenle, gaz türbinleri tasarımı sırasında, malzemenin dayanıklılığına ve sıcaklığa toleransına dikkat edilmesi gereklidir. Malzeme seçimi, türbinin verimini etkileyen önemli bir faktördür. Ayrıca, yüksek sıcaklıklar aynı zamanda termal bozunma gibi diğer sorunlara da neden olabilir. Bu nedenle, gaz türbinleri genellikle soğutma sistemleri ile donatılmıştır. Soğutma sistemi, türbin kanadındaki malzemelerin aşırı ısınmasını önler ve böylece türbinin ömrünü uzatır ve güvenli çalışmasını sağlar.

Son yıllarda, artan termal verimlilik ve enerji üretim kapasitesi ihtiyacını karşılamak için gaz türbinlerinin çalışma sıcaklığında bir artış olmuştur. Havacılık tahrik sistemlerinde ve enerji üretimindeki yaşanan gelişmeler nedeniyle türbin giriş sıcaklıklarının malzemelerin erime noktasının üzerine çıkması sebebiyle, gaz türbin bileşenleri yüksek ısı yüklerine maruz kalmaktadır [1–3]. Özellikle gaz türbini içerisine yerleştirilen türbin kanatlarının ön kenarları doğrudan sıcak yanma gazlarına maruz kalmaktadır. Bu nedenle gaz türbin bileşenlerinin servis ömrünü uzatmak veya optimum bir ömür sağlamak ve aynı zamanda dahili soğutma kanallarındaki ısı transferini arttırmak bir zorunluluk haline gelmiştir [4]. Sonuç olarak, gaz türbini bileşenlerini aşırı yüksek ısı seviyelerine karşı korumak için ileri soğutma tekniklerinin geliştirilmesine ihtiyaç vardır. Ayrıca gaz türbin veriminin düşmesini önlemek için minimum basınç düşümü sağlanmalı ve proses boyunca optimum miktarda hava kullanılmalıdır [5].

Gaz türbin kanadı soğutma teknikleri Şekil 1.1’de verilmiştir. Türbin kanadının farklı bölümlerinde farklı soğutma teknikleri uygulanması, kanadın geometrik yapısından kaynaklanmaktadır. Örneğin, kanadın orta bölümünde, yüzeye kanatçıkların

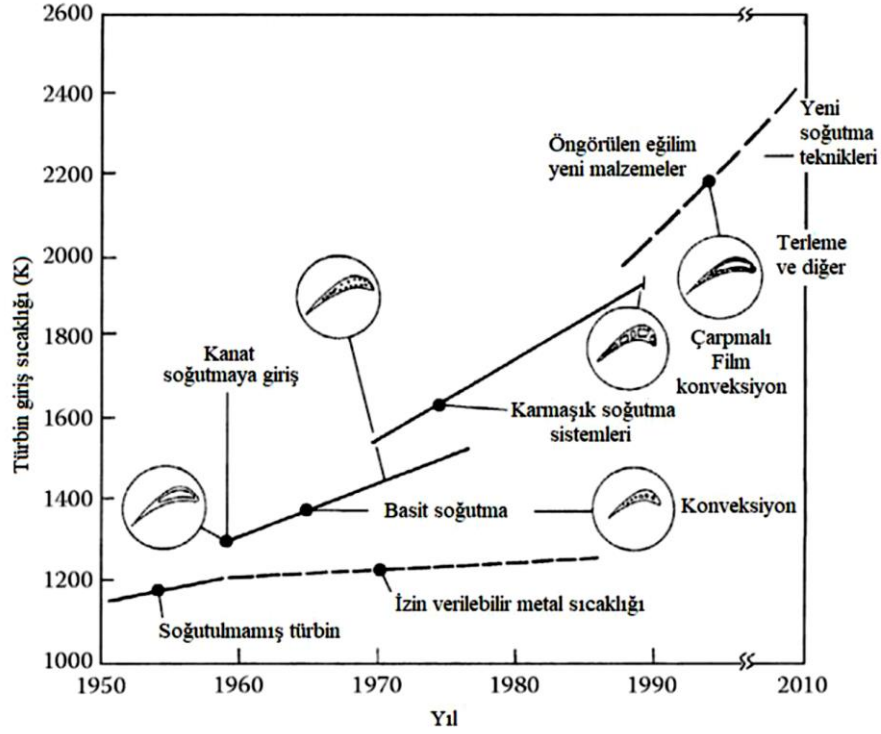
yerleştirildiği kanallarla soğutma yapılır. Bu kanallar, soğutma sıvısının kanadın içinden geçmesine izin verir ve böylece kanadın merkezindeki sıcaklığı düşürür. Kanadın dış yüzeyinde ise film soğutma yöntemi kullanılır. Bu yöntemde, soğutma sıvısı, kanadın dış yüzeyine püskürtülür ve bu sayede kanadın dış yüzeyinde bir film tabakası oluşturulur. Bu film tabakası, sıcak akışkanın kanadın yüzeyiyle temas etmesini engeller ve böylece kanadın dış yüzeyini soğutur. Kanadın kuyruk bölümünde ise pin-fin soğutma yöntemi kullanılır. Bu yöntemde, kanadın kuyruk bölümünde bulunan pinler, kanadın dış yüzeyinde daha fazla yüzey alanı oluşturur. Bu sayede, soğutma sıvısı daha fazla yüzey alanına temas eder ve kanadın kuyruk bölgesinin sıcaklığını düşürür.



Şekil 1.1. Gaz türbin kanadına uygulanan soğutma tekniklerinin bir şeması [6].

Türbin kanadının maruz kaldığı termal yükler, kanadın her bölgesinde birbirinden farklıdır. Sıcak akışkanın kanatla ilk temas ettiği ön kenar bölgesindeki sıcaklık ve malzeme kalınlığı kanadın diğer bölgelerine göre daha yüksektir. Bu nedenlerden dolayı jet çarpmalı soğutma yöntemi ilgili bölgede diğer yöntemlere göre daha efektif bir soğutma sağlamaktadır.

Türbin teknolojisinin geliştirilmesine ve enerji üretiminde daha verimli ve sürdürülebilir çözümlere ulaşmak amacıyla Şekil 1.2’de verildiği gibi 1950’lerden itibaren farklı soğutma teknikleri üzerinde durulmuş ve bu alandaki çalışmalar günümüzde de devam etmektedir. Bu çalışmalar neticesinde türbin giriş sıcaklıkları artmaya devam etmektedir.



Şekil 1.2. Gaz türbin giriş sıcaklığının yıllara göre değişimi [7].

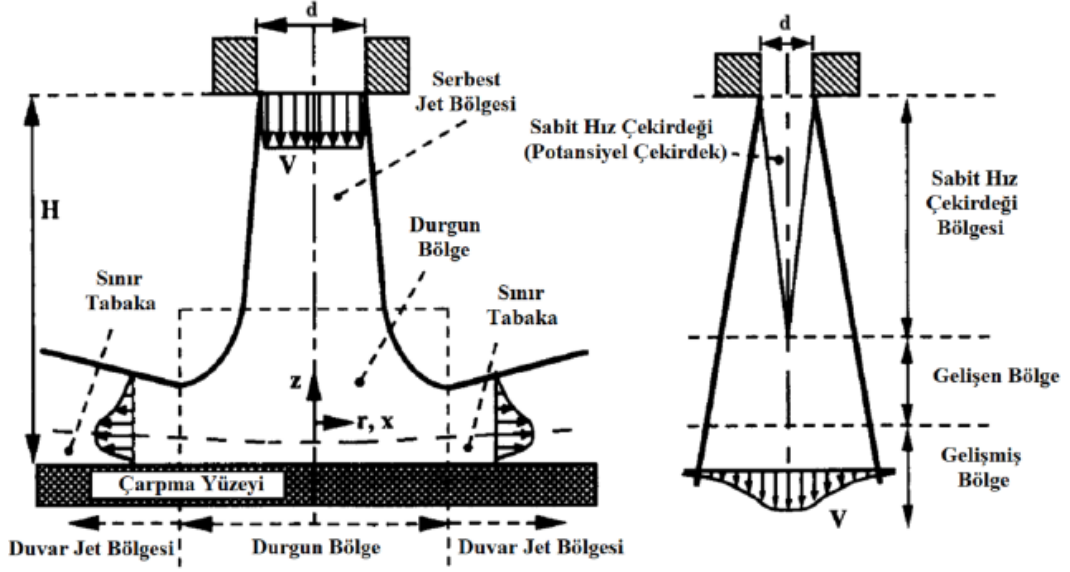
Türbinin ana görevi, yüksek hızda dönen bir rotor kullanarak akışkanın içerisindeki kinetik enerjii mekanik enerjiye dönüştürmektir. Türbin soğutması için kullanılan hava, bu kinetik enerjinin bir kısmını soğutma işlemine harcar. Soğutma işlemi için gerekli hava miktarının artması sistemin enerji verimliliğini azaltmaktadır. Bu nedenle, soğutucu akışkan türbin içinde dolaşırken karşılaştığı basınç düşümü önemlidir. Dolayısıyla, soğutma kanalının tasarımında ısı transfer artışının yanı sıra basınç düşümü minimum seviyede tutulmaya çalışılır. Bu sayede, kompresör işinin nispeten düşük bir oranda artırılmasıyla türbinin verimliliği yüksek oranda artırılabilir.

Aynı zamanda, yüksek sıcaklıklara maruz kalan malzemelere uygulanan dengesiz soğutma, bu malzemelerin belirli bölgelerinde aşırı ısınmaya ve termal genişlemelere neden olabilir. Bu durum, türbin kanatlarının geometrisinde deformasyona ve bu değişikliklerin türbinin performansına olan etkilerine yol açabilir.

1.1. Jet arpmalı Soğutma

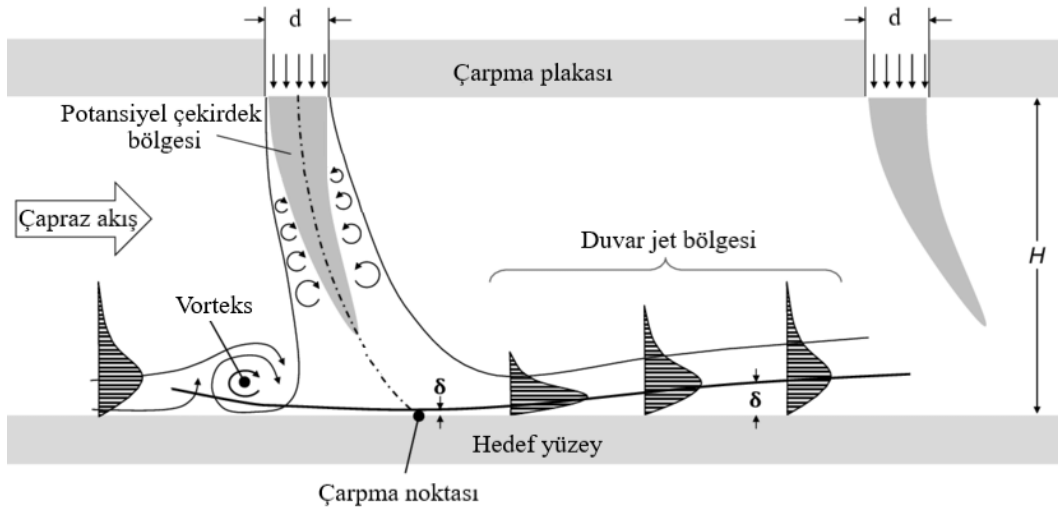
Bir dâhili soğutma tekniğı olan jet çarpmalı soğutma (JIC), yüksek ısı transfer artışı potansiyeli ve düşük geometrik kısıtlamaları nedeniyle, yüksek ısı yüküne maruz kalan gaz türbin bileşenlerinin soğutma uygulamalarında özellikle de türbin kanadının ön kenarlarında yaygın olarak kullanılmaktadır. JIC, akışkan hızını artırarak ilgili yüzeyde yüksek ısı transferi sağlamanın en temel yollarından biridir [8]. Hedef yüzeyde elde edilen yüksek ısı transfer oranları nedeniyle soğutma performansının verimliliğı de artmaktadır. Nispeten basit ve uygulanabilir bir strateji olan JIC, elektronik bileşenler, roketatarlar, gaz türbin kanadının ön kenarı ve elektrikli ekipmanların soğutulması gibi mühendislik uygulamalarında geniş bir kullanım alanına sahiptir [9].

arpmalı jette oluşan akış bölgeleri Şekil 1.3'te verilmiştir. Serbest jet bölgesi, jetin çıkışından sonra hızının sabit kaldığı ve çevre akışkanla momentum aktarımı olan bölgeyi ifade etmektedir. Bu bölgede jetin çıkış hızına " U_n " denir ve serbest jet sınırı genişlerken, potansiyel çekirdek sınırı daralmaktadır. Potansiyel çekirdek, jetin merkezindeki hızın sabit olduğu bölgeyi ifade eder. Potansiyel çekirdeğin uç noktasında akış hızının " $U_m=0,95U_n$ " olduğu belirtilmiştir. Jet plakası ile hedef yüzey arasındaki mesafe büyük olduğunda, potansiyel çekirdek bölgesinden itibaren akışın aksel hızında bir düşüş gözlemlenir. Akışın yüzeye çarpmasıyla birlikte akışın aksel yönde (z yönü) hızı yavaşlar ve buna bağlı olarak statik basınç hızla yükselir. Daha sonra akış yönü değışerek x veya r yönünde aniden hızlanmaya başlar. Bu bölgede akışın aksel yönde yavaşladığı ve yüzeye çarparak yön değıştirdiğı bölge "durgun bölge" olarak adlandırılır.



Şekil 1.3. Serbest jetin akış profili ve akış bölgeleri.

Çapraz akış, yüzey üzerinde gerçekleşen ısı transferini etkileyen önemli bir parametredir ve jet çarpmalı soğutmanın etkinliğini olumsuz yönde etkileyebilir. Çapraz akış, Şekil 1.4'te gösterildiği gibi kanal içerisinde akış yönüne doğru meydana gelir ve jetlerin hedef yüzeye etki etmesi gereken bölgeden sapmalara neden olur. Özellikle sıralı düzende yerleştirilen jetlerde, çapraz akış oranı akış yönüne doğru ilerledikçe artar. Bu durum, son jet bölgesinde Re sayısını düşürerek hedef yüzeyde dengeli bir soğutma yapılmasını zorlaştırır. Ayrıca, jet sayısının artması çapraz akışı da artırır ve çarpmalı jetin soğutma etkinliğini azaltır. Çoklu sıralı jetlerde de benzer etkiler görülür. Delik aralıklarının artması, çapraz akış etkisini kısmen azaltsa da tamamen önleyemez. Yüzey üzerindeki ısı transferini artırmak ve çapraz akış etkisini minimize etmek dengeli bir soğutma sağlamak için önemlidir. Çapraz akış etkisi nedeniyle hedef yüzey üzerinde üniform bir ısı transferi gerçekleştirilemezse yüksek yerel yüzey sıcaklıkları performansı düşürür ve kanat malzemesinin deformasyonunu hızlandırır.



Şekil 1.4. Geleneksel jet çarpma akışının şeması [10].

Hedef yüzey geometrisi de termal performansı önemli ölçüde değiştirir. JIC'de ısı transferini artırmanın en temel yolu hedef yüzeyi pürüzlendirmektir. Aynı zamanda bir kanatçık görevi gören pürüzlülük elemanları sayesinde çarpma sonrasında sınır tabakası oluşumu engellenir. Bu unsurlar, artan ıslak yüzey alanı sayesinde ısı taşınım katsayısının yüzey üzerindeki homojen dağılımında önemli bir rol oynarlar. Son yıllarda gaz türbinlerinin dâhili soğutma kanalı tasarımlarında pin, çukur, tümsek ve rib gibi pürüzlülük elemanları yaygın olarak kullanılmaktadır [11–13]. Aynı zamanda çarpan jet ve pinle pürüzlendirilmiş yüzeye dayalı birleşik soğutma şemaları literatürde geniş bir araştırma yelpazesine sahiptir [14–16].

Pürüzlü yüzeylerle ilgili mevcut literatürün çoğu düz yüzeyler hakkındadır [17–20]. Benzer şekilde, ribler, pinler, tümsekler ve çukurlar gibi yapılar içbükey hedef yüzeyin de termal performansını artırabilir [21,22]. Bu yöntemlerden pinler esas olarak ısı transferini artırmanın yanı sıra hedef yüzeydeki ısı transfer dağılımının homojen olmasına da katkı sağlamaktadır. Ancak pinlerin şekli ısı transferini arttırmada çok önemli bir rol oynar. Ayrıca hedef yüzeyde pürüzlülük elemanlarının düzenleri (bir sıra, iki sıra, üç sıra, vb.) de ısı transfer özelliklerinin iyileştirilmesi açısından önemlidir.

İçbükey bir yüzey, ısı ve akış özellikleri açısından düz bir yüzeyden önemli ölçüde farklılıklar gösterebilir. Sıralı bir jet dizisi tasarımında, jet-jet aralığı arttığında ve orifis plakası-hedef yüzey mesafesi azaldığında ısı transferi artar [23]. Öte yandan çapraz akış, yarım daire şeklindeki içbükey yüzey üzerinde homojen olmayan ısı

transfer dağılımına yol açar ve çarpma noktası ile yan bölgeler arasındaki ısı transferini azaltır [24–26].

1.2. Tezin Amacı ve Kapsamı

Bu tez, jet çarpmalı soğutma (JIC) yöntemini inceleyerek genellikle yüksek sıcaklıklara maruz kalan gaz türbin kanatlarının homojen bir şekilde soğutulmasını amaçlamaktadır. Bu teknikte, yüksek hızlı bir akışkan jeti hedef yüzeye yönlendirilir ve bu, malzemenin aşırı ısınmasını önlemek için yüzeydeki ısı transferini artırır. JIC, enerji üretimi ve havacılık gibi alanlarda yaygın olarak kullanılan bir soğutma yöntemidir. Ancak, gaz türbin teknolojisindeki ilerlemelerle birlikte, kanatlar daha yüksek sıcaklıklara maruz kalmaktadır, bu da hedef yüzeyin sürekli olarak artan maksimum çalışma sıcaklığına maruz kalmasına neden olmaktadır. Bu durum, yüzeyin homojen olmayan bir şekilde soğutulması durumunda performans düşüşüne ve malzeme ömrünün azalmasına yol açabilir.

Öncelikle düz bir hedef yüzeye sahip uzatılmış bir jet çarpmalı model kullanarak sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Düz hedef yüzey, eliptik ve slot biçimli pinlerle pürüzlendirilmiştir ve pinlerin ısı transfer performansına olan etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Değişken nozul uzunlukları, farklı pin düzenlemeleri ve Reynolds sayıları için çeşitli pin yüksekliklerinin konvektif ısı transferi üzerindeki etkileri değerlendirilmiştir. Elde edilen sayısal sonuçlar, literatürdeki deneysel verilerle karşılaştırılarak doğrulanmıştır.

Çalışmada içbükey yüzeylere yönelik pin ve rib konfigürasyonları da ele alınmıştır. Gaz türbin kanatlarının iç yüzeylerinin konkav bir geometriye sahip olması göz önüne alındığında, pin ve rib konfigürasyonlarının içbükey yüzeylerde ısı transferini artırmak ve sıcaklık dağılımını homojenleştirmek için kullanılabilirliği incelenmiştir.

Ayrıca, deneysel çalışmalar da gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmalarda, Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği TLC Laboratuvarı kullanılmış ve sıvı kristal termografisi yöntemi ile belirlenen modeller üzerindeki ısı taşınım katsayıları elde edilmiştir. Optimum nozul uzunluğu ve pin geometrisi belirlenerek en iyi termal performansa sahip model parametreleri ortaya konmuştur. Elde edilen sonuçlar, önerilen modelde nispeten düşük basınç kaybı artışı ile hedef yüzeydeki ortalama ısı taşınım katsayısında önemli bir artış sağlandığını göstermiştir.

Sonuç olarak, bu çalışma, düz ve içbükey hedef yüzeyler üzerindeki pin konfigürasyonlarının jet çarpmalı soğutma sistemlerinin genel ısı transfer performansını artırmada etkili bir strateji olabileceğini göstermiştir. Elde edilen sonuçlar, gaz türbin kanatlarının soğutulmasında kullanılacak yenilikçi geometrilerin geliştirilmesine ve termal performansın artırılmasına yönelik önemli bir katkı sağlamaktadır.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Jet çarpmalı soğutmanın ısı transfer performansını etkileyen temel parametreler mevcuttur. Literatürde bu parametrelerin ele alındığı bazı deneysel ve nümerik çalışmalar bu bölümde detaylı bir şekilde incelenmiştir.

JIC'nin ısı transfer performansını birçok parametre etkiler. Bu parametrelerden ilki olan çarpma jetlerinin konfigürasyonu, ısı transfer özellikleri üzerindeki etkisinden dolayı önemlidir ve birçok araştırmacı bu konu üzerine çalışmalar gerçekleştirmiştir. Literatürde farklı jet deliği şekillerinin tasarımı [27,28], jet deliklerinin konumu [29–32] ve orifis plakası-hedef plaka mesafeleri [28,33] ve uzatılmış jetler [34,35] gibi geometrik unsurlar dikkate alınarak bazı optimizasyon çalışmaları yapılmıştır.

Jung ve arkadaşları [36,37], standart ve eğimli jet dizisinin ısı transfer özelliklerini karşılaştırmışlardır. Bulguları, eğimli jet tasarımının standart jet konfigürasyonuna göre daha yüksek ısı transfer performansı sergilediğini göstermiştir. Ancak son jet bölgelerindeki güçlü çapraz akış nedeniyle ısı transferi önemli ölçüde azalmıştır.

Tepe ve arkadaşları [38], beş farklı boyutsuz nozul-hedef yüzey mesafesini ($G/d = 1.0, 2.0, 3.0, 4.0$ ve 5.0) hem deneysel hem de sayısal olarak incelemişler ve elde ettikleri sonuçları orifis plakası jet çarpma konfigürasyonu ($G/d = 6.0$) ile karşılaştırmışlardır. Deneysel olarak ilgili yüzeydeki yerel Nusselt sayısı dağılımını belirlemek için sıvı kristal termografisi (TLC) yöntemini kullanmışlardır. Deneysel sonuçları tam türbülanslı akış ($16250 \leq Re \leq 32500$) altında SST $k-w$ modelini kullanarak Ansys Fluent paket programından elde ettikleri sayısal veriler ile de karşılaştırmışlardır. Sonuç olarak, nozul deliklerinin hedef yüzeye yaklaştırılmasının ortalama ve yerel konvektif ısı transferini artırdığını belirlemişler ve maksimum ortalama ve yerel Nu sayılarını $G/d = 2.0$ koşulunda elde etmişlerdir.

Tepe ve arkadaşları [39] tarafından gerçekleştirilen bir diğer çalışmada, uzatılmış jet deliklerine sahip bir JIC sisteminde, dikdörtgen kesitli ribler hedef yüzeye monte edilmiştir. Geleneksel jet çarpma soğutma şemasında (uzatılmamış jet ve pürüzsüz yüzey) düz bir yüzeyde alan ortalamalı Nu sayısı 71 iken, $Re = 32500$ 'de $G/d = 3,0$ için riblerle pürüzlendirilmiş hedef yüzeyde ortalama Nu sayısı 88 idi. Riblerin ve

uzatılmış jetin birlikte kullanılması, toplam ısı transferinde maksimum %23,94'lük bir artışa katkıda bulunmuştur.

Pazarlıoğlu ve arkadaşları [40], güneş enerjili hava ısıtıcısında uzatılmış jet deliği konfigürasyonuna sahip çarpmalı jet şemasını önermiştir. Performans değerlendirme kriterini göz önünde bulundurarak, uzatılmış jet deliği dizaynının güneş enerjili hava ısıtıcısında ısı transferinin artırılması için uygulanabilir olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca önerdikleri sistemde G/d oranının azaltılarak konvektif ısı geçişinin artırılabilirliğini ifade etmişlerdir. En uygun jet plakası-hedef plaka aralığının G/d = 2,0 olduğunu belirlemişlerdir. G/d oranının azaltılması ile çapraz akış nedeniyle meydana gelen çarpma bölgesi sapmasının ortadan kaldırılmasının mümkün olabileceğini ispat etmişlerdir.

Heo ve arkadaşları [41] da jet eğim açısını değerlendirmek için teorik bir çalışma yürütmüşlerdir. Eğimli çarpma jetlerinin yerleşimini optimize etmek amacıyla gerçekleştirdikleri çalışmada en yüksek soğutma etkinliğine yol açan enjeksiyon deliği açısının içbükey bir yüzeyde 60 derece civarında olduğunu bulmuşlardır.

Guan ve arkadaşları [42], kama şekilli içbükey bir yüzey üzerinde geleneksel jet çarpma konfigürasyonu için jet plakası-hedef yüzey mesafesinin (H/d) ve jetler arası mesafenin ısı transferi ve akış davranışı üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Optimum boyutsuz H/d oranını ortaya çıkarmışlar ve eğimli jetlerin standart jete göre daha yüksek ısı transfer artışına neden olduğunu bulmuşlardır.

Bu çalışmalara ilave olarak, gaz türbin kanadının farklı bölgelerinde termal gerilmelerin oluşmaması için ilgili yüzeydeki ısı transferi homojen olmalıdır [3]. Güncel literatür incelendiğinde, hedef yüzeyde ısı transferini artırmanın yanı sıra ısı transfer dağılımını tekdüze hale getirmesi nedeniyle farklı geometrilere sahip pinler üzerine çalışmalar ilgi görmektedir.

Rao ve arkadaşları [43], farklı efüzyon delikleri ve pinlerin yüzeyden olan ısı geçişine etkilerini incelemişlerdir. İlgili yüzeydeki ısı taşınım katsayısını belirlemek için deneysel bir görselleştirme aracı olan TLC yöntemini tercih etmişlerdir. Deneysel sonuçlara göre pinler ve efüzyon delikleri, çıkış kesitine doğru oluşan çapraz akış etkisini azaltmıştır. Böylece hedef yüzeyde daha düzgün yayılı bir ısı transferi sağlanmıştır. Sayısal sonuçlar değerlendirildiğinde pürüzsüz yüzeye göre toplam ısı transferinde yaklaşık %51 oranında artış olduğu görülmüştür.

Brakmann ve arkadaşları [44], hedef yüzeyde kübik pinlerin etkisini incelemişlerdir. Farklı çapraz akış şemalarının, jet Re sayılarının ve çarpma plakası ile hedef plaka arasındaki boşluğun ($H/d = 3,0-5,0$) etkileri araştırılmıştır. Hedef plakaya mikro boyutlu kübik pinler monte ederek ısı transfer yüzey alanını %150 artırdılar. Deneysel sonuçların termokromik sıvı kristal tekniği ile belirlendiği çalışmada sayısal sonuçlar Ansys CFX yazılımı ile elde edildi. Araştırmaları sonucunda mikro pinlerin sistemin basınç düşüşünü önemli ölçüde artırmadığını ve ısı akısının pürüzsüz düz yüzeye göre % 134-142 oranında arttığını belirtmişlerdir. Öte yandan, mikro kanatçıklar maksimum %14 oranında basınç kaybına neden olmuştur.

Ndao ve arkadaşları [45,46] ise karakteristik uzunlukları 50-125 μm olan hidrofilik, kare, eliptik ve dairesel kesitli olmak üzere çeşitli mikro pinlerin hedef yüzeyin ısı ve akış özelliklerine olan etkisini belirlemek için deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Proses akışkanı olarak R134a'nın kullanıldığı ve Re sayısının 8000 ila 80000 arasında değiştiği deneylerde, belirli bir jet hızı için kare ve dairesel pinlerde maksimum ısı transfer katsayılarına ulaşmışlardır.

Pandit ve arkadaşları [47], bir termoelektrik jeneratörün sıcak bölümünü temsil eden dikdörtgen bir kanalın duvarında 3 boyutlu (3D) pin geometrisinden oluşan dört farklı (dairese, üçgen, elmas ve altıgen) pin dizisinin ısı geçişine olan etkilerini araştırmışlardır. Sonuç olarak elmas kesitli pinler en iyi ısı performansını göstermiştir. Ayrıca kanal yüksekliğinin azalmasının daha yüksek ısı transfer performansına yol açtığını da tespit etmişlerdir.

Hua ve arkadaşları [48] dairesel, eliptik, elmas, kare ve üçgen dâhil olmak üzere çeşitli mikro ölçekteki pinlerin ısı emicilerin termal performansı üzerindeki etkilerini inceleyen deneysel bir çalışma yürütmüşlerdir. Re sayısının 100'den küçük olduğu akış koşullarında pin geometrisindeki değişikliğin ısı transferini etkilemediğini belirlemişlerdir. Çalışmalarının bir diğer sonucu ise eliptik pinlerin sistemin termal performansını diğer pin geometrilerine göre daha çok arttırmasıydı.

Wan ve arkadaşları [49], dört adet mikro pinli model geliştirmişler ve bunları ısı emici soğutma sistemlerinde test etmişlerdir. Önerilen modellerde mikro pinlerin akış kaynamasına etkisi araştırmışlardır. Aynı çalışma koşullarında elmas kesitli pin profilin en düşük basınç kaybına neden olduğu belirlenmiş olsalar da kare profiller ile en iyi termal performans sağlanmıştı.

Ayrıca, ısı emicilerde farklı şekillerdeki mikro pinlerin ısı taşınım katsayısı üzerindeki etkileri Ambreen ve Kim [50] tarafından da tartışılmıştır. Kare, dairesel ve altıgen pinlerin ısı performanslarının karşılaştırılması sonucunda sınır tabakası ayrılmasını geciktirmesi sebebiyle dairesel kesitli mikro pinlerin kullanımını önermişlerdir.

Singh ve arkadaşları [51], farklı hedef yüzey konfigürasyonları (silindirik, kübik ve eşmerkezli) için JIC sistemindeki ısı transfer katsayılarını hem deneysel hem de sayısal olarak belirlediler. İncelenen geometriler arasında eşmerkezli pürüzlülük elemanında pin verimliliği ve Nu sayıları açısından en yüksek değerlere ulaşıldığını ve bu elemanların basınç kaybı açısından kayda değer bir artışa neden olmadığını ifade etmişlerdir.

Wan ve arkadaşları [52], jet çarpma soğutma şemasının ısı transfer özelliklerini incelemek için kare pinlerle pürüzlendirilmiş bir hedef yüzey için sayısal bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Düz bir plaka üzerindeki dört farklı pin konfigürasyonu $15000 \leq Re \leq 35000$ aralığında incelenmiştir. Çalışma, yerel Nu sayısı dağılımını, ortalama Nu sayısının değişimini ve basınç kaybını ortaya çıkarmıştır. Dikkat çekici bir şekilde, ihmal edilebilir ek basınç düşüşüyle toplam ısı transferindeki en yüksek artış düz yüzey konfigürasyonuna göre %162'ye ulaşmıştır.

Ndao ve arkadaşları [53], diğer bir çalışmada kare, daire ve kanat profili şeklinde üretilen mikro pinlerin jet çarpmalı kaynama ısı transferi üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Mikro-dairesel kanatlı yüzey ile en yüksek ısı transfer katsayısına ulaşılırken, pürüzsüz yüzey en düşük ısı transfer katsayısına sahip olmuştur.

Azad ve arkadaşları [54], düz bir yüzeye sahip geleneksel jet çarpmalı soğutma şemasında deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Pinlerle pürüzlendirilmiş yüzeylerde ısı taşınım katsayısının %30 oranında arttığını belirtmişlerdir.

Jet pozisyonuna bağlı olarak hedef yüzeye sıralı veya kademeli olarak yerleştirilen pinler hakkında da literatürde çok sayıda çalışma mevcuttur [55,56]. Ayrıca pinlerin dairesel düzende olduğu çalışmalar da mevcuttur [57].

Hadipour ve arkadaşları [58,59], tek bir çarpma jeti ile JIC'ye tabi tutulan ve hedef yüzeyde dairesel olarak konumlandırılmış mikro pinlerin ısı transferine olan etkilerini araştırmışlardır. Üç farklı jet-hedef plaka mesafesi ($H/d = 1, 2, 3$) ve nozul-hedef yüzey mesafeleri ($G/d = 0,5, 1, 2$) incelenmiştir. Deneysel ve sayısal sonuçlar incelendiğinde, mikro pinlerin varlığı, ısı taşınım katsayısının dağılımını ve hedef yüzeydeki sıcaklık

profilinin değişimini önemli ölçüde etkilemiştir. Ancak mikro pinlerin düzenine bağlı olarak bazı durumlarda ortalama Nusselt (Nu) sayısında azalmalar da gözlemlenmiştir. $Re = 40000$ 'de $G/d = 2,0$ ve $H/d = 0,5$ olduğunda, hedef yüzeydeki mikro pinler ortalama Nu sayısını yaklaşık %10,8 artırmıştır.

Rakhsha ve arkadaşları [60], iki farklı jet-hedef plaka mesafesi ve iki farklı frekans (50-100 Hz) için pulsatif bir akış jetinin düz bir yüzey ve sıralı dairesel pin ile pürüzlendirilmiş hedef yüzeyler üzerindeki etkisini incelemiştir. Hem düz yüzeydeki hem de pin pürüzlü yüzeydeki ortalama Nu sayısı, pulsatif jet frekansı ile artış göstermiştir.

Wan ve arkadaşları [61], düz bir hedef yüzey üzerinde sıralı/kademeli kare pinlerle pürüzlendirilmiş bir JIC sisteminin termal performansını belirlemek için sayısal bir model oluşturmuşlardır. Pinlerin sıralı düzende olması ile genel ısı transferinin %34,5 iyileşme gösterdiğini gözlemlenmiştir. Ayrıca sıralı düzen, çapraz pin düzenine göre daha iyi bir ısı transfer performansına sahiptir.

Ravanji ve Zargarabadi [62], tek bir çarpma jeti altında dairesel bir düzende yerleştirilmiş ve aynı ıslak yüzey alanlarına sahip kare, dairesel, dikdörtgen ve eliptik formunda farklı geometrilerdeki pinlerin ısı transferi üzerindeki etkisini incelemiştir. Eliptik pinler ile pürüzlendirilmiş yüzeyde en iyi soğutma performansını sağlamışlardır. Eliptik form ile daha zayıf bir geri akış bölgesi sağlamışlar ve pin çevresinde daha yüksek hızlara ulaşmışlardır. Sayısal ve deneysel sonuçlar, eliptik pinlerin çarpma ve duvar jet bölgelerinde yerel sıcaklıkları önemli ölçüde azalttığını göstermiştir. Bu sayede, alan ortalamalı Nu sayısında düz yüzeye göre %47-54 oranında bir iyileşme gözlemlenmiştir.

Bhaumik ve arkadaşları [63], kademeli ve sıralı düzenlemelerdeki delikli kanat profili şeklindeki pinleri analiz etmek için sayısal bir model geliştirmişler ve kademeli pin konfigürasyonunun daha üniform bir ısı yayılım sergilediğini bulmuşlardır. Ayrıca, pinlerdeki dairesel deliklerin varlığının malzeme tasarrufuna, termal verimliliğin artmasına ve genel ısı transfer etkinliğine katkıda bulunduğunu belirtmişlerdir.

Konik pinli hedef yüzey ile ilgili araştırmalar son dönemde yaygınlaşmaya başlamıştır. Bu çalışmalardan bazılarında bu kısımda değinilmektedir.

Froissart ve arkadaşları [64] ısı alıcı geometrisinde değişiklikler yaparak jet çarpma soğutma verimliliğinin iyileştirilmesi ile ilgilenmişlerdir. Literatürden farklı olarak jet

durgunluk bölgesini konik geometri ile modifiye etmişlerdir. Analizler 2B aksel simetrik model ile yürütülmüş ve konik geometrinin sistemin soğutma kapasitesini %10'dan fazla artırdığı tespit edilmiştir.

Borjian [65], laminar akış altında konik uç açısı 45° olan bir izotermal dikey koniye hava jetinin çarpması sonucu oluşan taşınım ile ısı geçişini deneysel olarak incelemiştir. Deneysel olarak, bir Mach-Zehnder interferometresi kullanılarak yerel ısı transfer katsayıları elde edilmiştir. Delik çapına göre Re sayısı 1570 ile 3040 arasında incelenmiştir. Ayrıca, delik-koni ucu mesafesinin delik çapına oranı, H/d , 1 ile 6 arasında değiştirilmiştir. Sonuçlar, ortalama Nu sayısının Re sayısının artması ve jet çıkış mesafesinin koni ucu ile arasının azalmasıyla arttığını göstermektedir. Deneysel sonuçlara dayanarak, ortalama Nu sayısı için Re sayısı ve jet çıkış mesafesi arasında bir korelasyon önerilmektedir. Ayrıca, düşük Re sayıları için koni tabanında yerel ısı transferinde bir artış gözlemlenmiştir.

Tang ve arkadaşları [66], yeni bir dizi konik ısı alıcı önermişlerdir. İlk olarak, tek bir konik yüzeyli ısı alıcı kullanarak jet çarpma ile ısı transferi artışını deneysel olarak araştırmışlardır. Daha sonra sayısal model doğrulanarak, önerilen geometride koni açısı ($A = 0-70^\circ$), koni taban çapı/nozul çapı oranı ($d_1/d = 1-3$), jet yüksekliği/nozul çapı oranı ($H/d = 3-7$), Reynolds sayısı ($Re = 16000-32000$) ve ısı akısı ($\dot{q} = 60-100 \text{ W/cm}^2$) parametrelerini araştırmışlardır. Sonuçlar, konik ısı alıcısının soğutma etkinliğinin geleneksel düz levhaya sahip ısı alıcısına kıyasla %14,6 daha yüksek olduğunu göstermiştir. En iyi soğutma performansı şu koşullarda gözlemlenmiştir: $A = 50^\circ$, $d_1/d = 2$ ve $H/d = 5$.

Smith ve arkadaşları [67], bir otomotiv uygulamasında güç elektroniğinin soğutulması için su jeti ve konik yüzey modifikasyonunu birlikte incelemiştir. Isı transfer alanı yalnızca %1 ile 3 oranında artmasına rağmen, ortalama yüzey sıcaklığı artışının %3,5 ile 7,5 oranında azaltıldığını belirlemiştir. Sonuç olarak konik yüzey modifikasyonların tekdüze bir yüzey sıcaklığı elde etmede etkili olabileceğini, potansiyel olarak cihaz performansını iyileştirebileceğini ve kullanım ömrünü artırabileceğini ifade etmişlerdir.

JIC sisteminin genel ısı transfer performansı, pin geometrisine ilave olarak pin yüksekliğinden de doğrudan etkilenmektedir. Mhetras ve arkadaşları [68], yüksek Re sayıları (50000 ile 450000) altında pürüzlendirilmiş yüzeyin ısı transferi üzerindeki

etkisini arařtırmıřlardır. Jet deliklerini basınç dūřūřūnū en aza indirecek řekilde tasarlamıřlardır. Sonuç olarak, kısa pinler diđer tūrbūlatōr konfigūrasyonlarına kıyasla en yūksək ısı transferini sađlamıř ve basınç dūřūřūnū artırmamıřlardır.

Alam ve arkadaşları [69], ısı emicilerin ũgen biçimli mikro pinlerle soğutulması ũzerine sayısal bir analiz gerçekleştirmişlerdir. alışmalarında pinlerin çaplarını ve yūkseliklerini, farklı giriş tūrbūlans yoğunluklarını (%5-20) ve Re sayılarını dikkate almışlardır. En verimli sonuçları 0,8 mm çaplı ũgen mikro pinlerde elde etmişlerdir.

Rao [70], dar kanallarda hedef plakası ũzerinde farklı pin konfigūrasyonlarına sahip çeřitli modellerde deneysel ve sayısal arařtırmalar gerçekleřtirmiřtir. Yūzeydeki mikro ūlekteki pinler sayesinde, ısı transfer performansı ihmal edilebilir basınç dūřūřūyle ūnemli ūlūde iyileřtirilmiřtir. Bununla birlikte, tam yūkselikteki pinler, nispeten yūksək basınç kaybı oluřturarak ısı transferinin iyileřmesi ve tekdūzeliđinde fayda sađlamıřtır.

Sundaram ve arkadařları [71], hedef yūzeeye yerleřtirilen ve JIC'ye tabi tutulan kısa yūkselikteki (<1,25 mm) eřmerkezli mikro pinlerin, pompalama gūcūnū ūnemli ūlūde artırmadan ısı verimliliđi ve ısı transfer dađılımını iyileřtirdiđini belirlemiřlerdir. Ayrıca parametrik çalıřmadan elde edilen farklı normalleřtirilmiř deđiřkenlerin bir fonksiyonu olarak $\pm\%10$ hata oranıyla pin etkinliđi için bir korelasyon ūnerdiler.

Lu ve arkadařları [72], JIC modelinde mikro pin yūkselikliđinin ve geometrisinin (dikdōrtgen ve beřgen) etkilerini arařtırdılar. Pin yūkselikliđinin ısı transferini arttırmada ūnemli bir parametre olduđunu ve pūrūzsūz dūz yūzeeye kıyasla basınç dūřūřūnūn neredeyse aynı kaldıđını ifade etmiřlerdir.

arpmalı jet uygulamalarında hedef yūzeyde ribli yūzeylerin kullanımı da hem deneysel hem de sayısal olarak kapsamlı bir řekilde incelenmiřtir. Dairesel, dikdōrtgen ve ũgen kesitli riblerin yanı sıra farklı rib yūkselikleri ve ribler arası mesafe gibi çeřitli parametreler arařtırılmıřtır.

Yan ve arkadaşları [73] geleneksel jet çarpmalı soğutma şemasında sıvı kristal termografi tekniğini kullanarak dūz bir yūzey ũzerindeki V-şekilli riblerin (VSR) açısının (45°, 60° ve 90°) yerel ısı transfer dağılımı ũzerindeki etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. Ayrıca ũ farklı boyutsuz enjeksiyon plakası-hedef yūzey aralığı (H/d

= 3, 6 ve 9) incelenmiştir. En iyi ısı transfer performansı, $H/d = 3,0$ 'da 45° 'lik bir VSR açısı kullanılarak elde edilmiştir.

Katti ve Prabhu [74], düz bir yüzey üzerinde ısı transferi dağılımını rib yüksekliği, rib genişliği ve ribler arasındaki mesafe parametrelerine göre deneysel olarak incelemiştir. Pürüzlü yüzeydeki çarpma bölgesinde ısı transferinin pürüzsüz yüzeye kıyasla daha yüksek olduğunu bulmuşlardır.

Çalışkan ve Başkaya [75] farklı boyutsuz jet plaka-hedef plaka oranlarında ($H/d = 3,0$ ve $12,0$) VSR ile pürüzlendirilmiş düz bir yüzey üzerinde ısı transferi ve akış özelliklerini incelemek için bir çalışma yürütmüşlerdir. Düşük H/d oranlarında, VSR ile pürüzlendirilmiş yüzeyler için türbülans kinetik enerjisinin daha yüksek olduğunu belirlemiştir. Ayrıca ribli yüzeylerdeki ortalama Nu sayılarının pürüzsüz yüzeylere göre daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir.

Benzer bir çalışmada Çalışkan ve Başkaya [76], geleneksel çarpmalı bir jet altında değişken rib yükseklikleri için VSR ve önerdikleri farklı bir rib geometrisine sahip bir yüzey üzerinde termal kızılötesi kamera kullanarak ısı transferini belirlemiştir. VSR ile pürüzlendirilmiş yüzeydeki ortalama Nu sayısı, pürüzsüz yüzeye kıyasla %4'ten %26,6'ya yükselmiştir.

Tong ve arkadaşları [77], gerçek türbin çalışma koşullarını dikkate alarak çoklu dizili jet çarpma modelinde pürüzsüz, yuvarlak pinli, kare pinli ve bombeli ribli yüzeyler olmak üzere dört farklı hedef yüzey konfigürasyonunu sayısal olarak incelemiştir. Özellikle bombeli ribli pürüzlülük elemanlarının ortalama Nu sayısını pürüzsüz yüzeye kıyasla %62,6'ya kadar artırabildiğini belirlemiştir.

Son yıllarda gaz türbin kanatçıklarının dahili soğutma kanallarında ısı transferini arttırmak için hedef yüzey üzerinde ribli ve pinli yüzeylere ilave olarak çukurlu, oyuklu yüzeyler gibi çeşitli soğutma teknikleri de kullanılmıştır.

Nourin ve Amano [78], çoklu JIC'de yarım küre şeklindeki çukurlu yapılara sahip hedef yüzeyin ısı transfer verimliliğinin pürüzsüz yüzeye kıyasla %5-10 daha fazla olduğunu tespit etmişlerdir.

Xu ve arkadaşları [79], mavi balina derisinden esinlenerek çukur yapıların ısı transferine etkisini araştırdılar. Bir dizi jet çarpmasında çukur yapıda hedef yüzeylerin kullanılması, duvar yakınındaki akışın türbülansını artırarak yanma odasının yüzey

sıcaklığını ve sürtünme faktörünü (f) azaltmıştır. Çalışmalarının bir sonucu olarak ortalama Nu sayısı düz yüzeye kıyasla %43,3 artış göstermiştir.

Yukarıdaki çalışmalarda daha ziyade düz hedef yüzeyler için pin geometrilerinin etkileri incelenmiştir. Fakat gaz türbin kanatlarının iç yüzeyleri, genellikle konkav bir şekle sahiptir. Jet çarpmalı soğutma sisteminin genel ısı transfer performansını içbükey forma sahip hedef yüzeylerde de artırmak için farklı pin konfigürasyonlarından da düz hedef yüzeydekilere benzer şekilde faydalanılabilir.

Qiu ve arkadaşları [80], bir JIC sisteminde pinlerle birleştirilmiş içbükey yüzey üzerindeki pin dizilimlerinin de etkisini incelemiştir. En yüksek alan ortalamalı Nu sayısına, üniform ısı transferi dağılımı sağlayan 35° lik pin yerleşim açısıyla ulaşmışlardır. Ayrıca pinlerin uzak lokasyonlara monte edilmesiyle pompalama gücünü azaltmışlardır. En yüksek termal performans, 55° pin yerleşim açısında ve Re sayısı 40000'de elde edilmiştir.

İçbükey bir yüzeyin eğrilik oranının ve orifis plakası-hedef plaka aralığının ısı transferi ve akış özellikleri üzerindeki etkisi Poitras ve arkadaşları [81], Yang ve arkadaşları [82], Gau ve Chung [83] tarafından incelenmiştir. İçbükey yüzeylerde duvar jet akışı kararsızlığının gelişmesiyle ısı transferinin arttığını belirtmişlerdir.

Yang ve arkadaşları [84], bir sonik çarpma jetinde jetler arası mesafe, jet eğim açısı, jet-hedef yüzey mesafesi ve jet çapı gibi geometrik parametrelerin, NACA0015 kanat profiline sahip içbükey yüzeydeki ısı ve akış özellikleri üzerindeki etkisini değerlendirmişlerdir. Sonuçlara göre optimum yapısal parametreler belirlenerek ısı transfer performansının artırılacağı ve çoklu çarpma jetlerinin akış özelliklerinin jet eğim açısından ve bitişik jetler arasındaki mesafeden önemli ölçüde etkilendiği tespit edilmiştir.

Öztekin ve arkadaşları [85], slot nozula sahip JIC'yi incelemişler ve nozul ile hedef plaka arasındaki boşluğun artırılmasının ortalama Nu sayısını azalttığını tespit etmişlerdir. Ayrıca konkav yüzeyin boyutsuz eğrilik yarıçapının 0,725'i aştığı durumda ortalama Nu sayısının yüzey eğriliğiyle birlikte arttığını da ortaya çıkarmışlardır.

Fenot ve arkadaşları [86], jet çapı, komşu jetlerin mesafeleri ve nozul-hedef yüzey mesafeleri gibi geometrik parametreleri değiştirerek bir dizi çarpmalı jet akışı altında içbükey yüzeyin bağlı eğriliğinin ısı transferi üzerindeki etkisini incelemiştir.

Doğrusal bir regresyon yöntemi kullanarak adyabatik duvar sıcaklıklarını ve yerel ısı transfer katsayılarını deneysel olarak belirlemişlerdir. Genel olarak, nispeten yüksek bağıl eğriliğin içbükey bir yüzey üzerindeki ısı transferini önemli ölçüde etkilediğini bulmuşlardır. Ayrıca içbükey bir yüzey üzerindeki yerel ısı transfer dağılımının, düz bir plaka üzerindeki benzer özellikler gösterdiğini de belirlemişlerdir.

Lyu ve arkadaşları [87], tek sıralı şevron nozullu çarpmalı jette dört farklı eğrilik oranına sahip içbükey bir yüzey üzerinde ısı transfer katsayısının ve adyabatik duvar sıcaklığının değişimini araştırmışlardır. Farklı Re sayıları altında çeşitli jet-hedef plaka mesafeleri için deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak yarı silindirik içbükey yüzeyin orta düzlemde en yüksek ısı transfer performansını gösterdiğini belirtmişlerdir. Sonuçlar, şevron nozul kullanımının, dairesel nozula kıyasla ortalama Nusselt sayısında (Nu) yaklaşık %20-30'luk bir artışa yol açtığını göstermiştir.

Tepe [88], kademeli düzende uzatılmış nozullara sahip çarpmalı jetin yarı dairesel içbükey bir yüzey üzerindeki ısı transferine etkisini sayısal olarak incelemiştir. Farklı jet Re sayıları altında, normalize edilmiş sınırlandırma plakası-hedef plaka mesafelerine (H/d) ve jet nozul-hedef plaka aralığına (G/d) bağlı olarak hedef yüzeydeki yerel Nu sayısı dağılımlarını, ortalama Nu sayısının değişimini, akış özelliklerini ve termal performans kriterini (TPC) incelemiştir. Isı transferinde en yüksek artış H/d = 8,0'da G/d'yi 0,5'e düşürerek %20,16 olarak elde edilmiştir.

Ravanji ve arkadaşları [89], içbükey bir yüzeyden ısı transferini arttırmak için sabit ısı akısı altında tek bir jetten gelen akışla dairesel bir düzende konumlandırılmış eliptik pinlerin ısı ve akış özelliklerini incelemişlerdir. Jet çapı ve konkav yüzeyin eğrilik oranının sayısal olarak incelendiği çalışmada, eğrilik oranının artışı ile içbükey yüzeydeki eliptik pinlerin pürüzsüz yüzeye göre ısı transferini yaklaşık %50 oranında arttırdığını belirlemişlerdir.

Singh ve Prasad [90], gaz türbini kanadının ön kenarı için yeni bir eşkenar kademeli çarpmalı jet soğutma konfigürasyonu önermişlerdir. Pompalama gücünün sabit kaldığını düşünerek önerilen modeli içbükey bir yüzey üzerinde incelemişlerdir. Sonuç olarak, içbükey gaz türbin kanadının ön kenarında kademeli jet konfigürasyonunun sıralı jet düzenine göre daha iyi ısı transfer performansı sergilediğini tespit etmişlerdir.

Bu ve arkadaşları [91], çeşitli jet dizisi konfigürasyonlarının konkav yüzey üzerindeki ısı transfer dağılımını nasıl etkilediğini açıklamışlardır. Ayrıca, farklı jet konfigürasyonlarının ilgili yüzey üzerindeki etkilerini tek sıralı jet dizisi ile karşılaştırmışlardır. Üç sıralı çarpma dizisinin, tek sıralı modele göre hedef yüzey üzerinde daha homojen bir ısı transfer dağılımı sağladığını bulmuşlardır. Sonuç olarak, üç sıralı jet dizisi, tek sıralı jet düzeninden daha iyi bir termal performans sergilemiştir.

Jin ve arkadaşları [92], eliptik, dairesel, gözyaşı damlası, lanset ve kanat profili biçimli farklı tiplerde kanatçıklı yüzeye sahip bir gaz türbininin arka kenar soğutmasının akış ve ısı transfer özelliklerine etkisini incelemişlerdir. Sayısal çalışmalar, özellikle $G/d = 3,0$ ve akış yönündeki mesafenin jet çapına oranı $x/d = 2,5$ olan gözyaşı damlası ve kanatçık formundaki pinlerin, dairesel kesitli pinlere kıyasla üstün akış ve ısı transferi performansı sergilediğini ortaya çıkarmıştır.

3. DENEYSEL ÇALIŞMA

3.1. Deney Parametreleri

Bu bölümde, deneylerin nasıl gerçekleştirildiğine dair ayrıntılı bilgiler sunulmuştur. Deneysel çalışmalarda kullanılan yöntemler, deney düzenekleri ve test modellerinin nasıl üretildiği açıklanmıştır. Ayrıca, deneyler sırasında yüzeyin ısı taşınım katsayısının TLC yöntemiyle belirlenmesi hakkında bilgi verilmiştir. Bu yöntemin detaylarına ve ısı taşınım katsayısının hesaplanmasında kullanılan matematiksel formülasyonuna da bu bölümde değinilmiştir. Deneyler, Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde bulunan TLC laboratuvarında gerçekleştirilmiştir.

Termokromik sıvı kristal karışımlarının formülasyonunda çeşitli kimyasal bileşikler kullanılmaktadır. Bu bileşiklerin çoğu birbiriyle ilişkilidir ve TLC karışımlarının genel bir sınıflandırmasının yapılmasına olanak tanıyan birkaç farklı kimyasal grubundan birine girer. Kimyasal bileşimlerine, kimyasal ve fiziksel özelliklerine göre üç ana tür tanımlanabilir:

- a) Kolesterik: tamamen sterol türevli kimyasallardan oluşur,
- b) Kiral nematik: tamamen sterol bazlı olmayan kimyasallardan oluşur,
- c) Kombinasyon: hem kolesterik hem de kirial nematik bileşenleri içerir.

Thermochromic Liquid Crystals (TLC), sıcaklık değişimlerine renk değiştirerek tepki veren özel bir tür sıvı kristal malzemesidir. Bu özellikleri sayesinde ısı transferi ve yüzeyden gerçekleşen taşınım gibi birçok uygulamada kullanılırlar. TLC, sıcaklık değişimlerine duyarlıdır ve sıcaklık arttıkça veya azaldıkça renk değiştirir. Bu renk değişimi, sıcaklık değişikliklerini hızlı ve görsel olarak tespit etmeyi mümkün kılar. TLC, ısı transferi çalışmalarında kullanılır. Özellikle yüzeyden gerçekleşen ısı transferini görsel olarak gözlemlemek veya analiz etmek için kullanılır. Bu, yüzeyler arasındaki ısı transferinin etkinliğini değerlendirmek için önemlidir. TLC, maddelerin stres dağılımını ve sıcaklık değişikliklerinin neden olduğu gerilmeleri incelemek için de kullanılabilir. Ayrıca, elektronik cihazların termal yönetimi için de kullanılabilir. Bu, cihazların aşırı ısınmasını önlemek ve sıcaklık kontrolünü optimize etmek için

önemlidir. TLC bu özellikleri ile birçok endüstriyel ve bilimsel uygulama için değerli bir araştırma ve analiz aracı haline gelmiştir. Renk değişimi, karmaşık sıcaklık ve akış dinamiklerini görsel olarak izlemeyi ve anlamayı kolaylaştırır. Bu nedenle TLC, ısı transferi ve akış analizlerinde önemli bir araç olarak kullanılır.

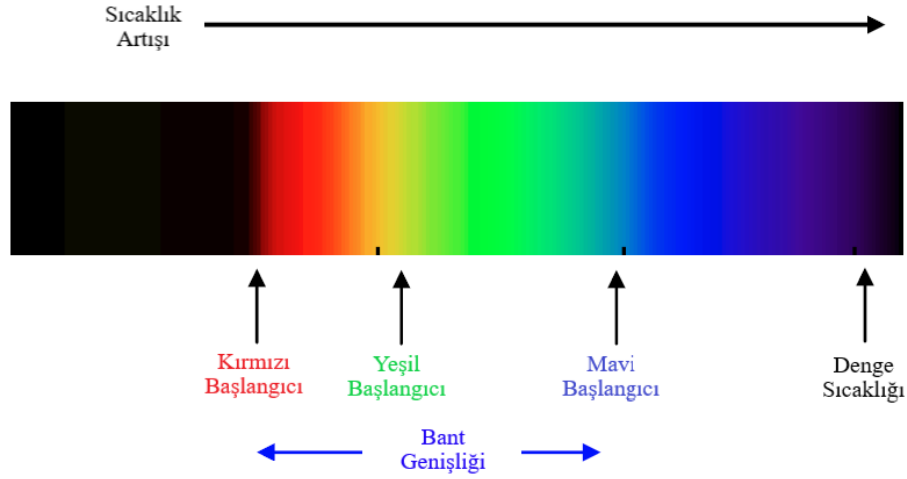
TLC karışımları, -30°C ila 120°C arasındaki kırmızı başlangıç sıcaklıkları ve 1°C ila 20°C arasındaki bant genişlikleri (kırmızı başlangıçtan mavi başlangıca) ile yapılabilir. TLC karışımları geniş bir sıcaklık aralığında renk değiştirme özelliklerine sahip olsa da, çoğu pratik amaç için TLC karışımlarının çalışma sıcaklığı aralığı 0°C ila 50°C'dir. 0°C'nin altında tepki süreleri, birçok deneyin uygulanamaz hale geldiği noktaya kadar önemli ölçüde artar. Sıcaklık 50°C'den ne kadar yüksek olursa, bozunma o kadar hızlı olur. TLC ürünlerinin çoğu, 75°C'nin üzerinde kullanıldığında çok kısa kullanım ömrüne sahiptir.

Tepki süreleri TLC karışımının bileşimine, kullanıldığı forma, nasıl uygulandığına ve sıcaklığa bağlı olarak değişir. Ortam sıcaklıklarında (15 ila 25°C), genel olarak kabul edilen değerler kiral nematikler için birkaç on milisaniyeden kolesterikler için birkaç yüz milisaniyeye kadar değişir. Yaklaşık 10 mikron kuru film kalınlığına sahip kaplamalar olarak uygulandıklarında kiral nematik TLC karışımları için bazı araştırmacılar tarafından birkaç milisaniye kadar düşük değerler ölçülmüştür. Yukarıda belirtildiği gibi 0°C'nin altındaki sıcaklıklarda tepki süreleri önemli ölçüde artar. Renk değişiklikleri moleküllerin hareketi tarafından üretildiğinden, düşük sıcaklıklarda tepki süreleri daha fazladır çünkü moleküllerin hareket etmesi için daha az kinetik enerji mevcuttur. Tepki süreleri hem ısıtma hem de soğutma çevrimlerinde aynıdır.

Yıllar boyunca farklı araştırmacılar, farklı TLC ürünlerine değerler vermek için farklı teknikler kullanmışlardır. Genel olarak kabul edilen değerler aşağıdaki aralıklara girer: Özgül ısı: 1600 - 1800 J/kg.K; Isıl iletkenliği: 0,2 - 0,4 W/m.K; Kırılma indeksi: 1,5 - 1,6.

TLC'ler, beyaz ışığı alır ve sıcaklık değişikliklerine tepki olarak renk değiştirir. Arka yüzleri siyahla kaplandığı için başlangıçta siyah renkte görünürler. Sıcaklık arttıkça, TLC renk değişiklikleri gösterir. Genellikle sıcaklık arttıkça renklerin spektrumunun belirli bir sırasında değişiklikler olur. Bu sıralama sıcaklıkla duyarlı karışımın özelliklerine bağlıdır. Şekil 3.1'de gösterildiği gibi, belirli bir sıcaklıkta TLC,

renksizden (siyah) başlayarak kırmızıya dönebilir. Sıcaklık arttıkça, turuncu, sarı, yeşil, mavi, menekşe gibi diğer görünür spektrum renklerine sırayla geçebilir. Bununla birlikte, TLC'lerin renk değişiklikleri tersine çevrilebilir. Yani sıcaklık artışı sırasında gördüğünüz renkler soğutma sırasında tersine dönebilir ve başlangıç renklerine (siyah) geri dönebilir.



Şekil 3.1. TLC'nin sıcaklığa bağlı renk değişimi.

Deneysel çalışmada, hedef yüzeyin ısı transfer özelliklerinin belirlenmesinde, LCR Hallcrest şirketinden SPN100 serisine ait R35C5W ürün koduyla sipariş edilen TLC malzemesi kullanılmıştır. TLC renkleri ile sıcaklık değişim aralığı üretici firma tarafından isteğe bağlı olarak ayarlanabilir. Burada R35C; 35°C'de renk değişiminin başladığı sıcaklığı, "5W" ise 5°C sıcaklık aralığında renk değişiminin tamamlanacağını ifade etmektedir. Temin edilen kristalin kırmızı renk başlangıcı için sıcaklık toleransı katalog değerlerinden $\pm 0,2$ °C olarak belirlenmiştir. Tablo 3.1'de ilgili malzemenin sıcaklık değişim profili de verilmektedir. TLC'nin sıcaklık ölçümündeki kesinliği, sıcaklıkla renk değiştirme özelliği, tersinir ve tekrarlanabilir olması gibi özellikleri nedeniyle araştırmacılar tarafından tercih edilmektedir. Sıvı kristalin termokromik özelliği sayesinde, farklı sıcaklıklarda beyaz ışık altında aydınlatıldığında renk geçişleri (kırmızı, yeşil ve mavi) görülmektedir. Konik pinli hedef yüzeye sahip model geometrisi ve teknik resmi Şekil 3.2'de verilmektedir.

çarpması için jetler hedef yüzeye doğru uzatılmıştır. Son olarak, kanal içindeki konvektif ısı transferini ve türbülans yoğunluğunu artırmak için jetlerin hemen hizasında olacak şekilde hedef yüzey konik pinler ile pürüzlendirilmiştir. Boyutsuz nozul yüksekliklerinin G/d (1, 2, 3 ve 6) ve boyutsuz konik pin yüksekliklerinin H_c/d (0,67, 1,00 ve 1,33) ısı transferi ve akış karakteristikleri üzerindeki etkileri belirlenmiştir. Bu kapsamda Tablo 3.2’de, önerilen fiziksel modele ait geometrik ve kinematik parametre değerleri belirtilmiştir. Hidrolik çapa (jet çapı) bağlı olarak hesaplanan 3 farklı Re sayısı altında incelemeler gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada bağımlı parametre ortalama ısı taşınım katsayısı, h' ’dır. Bağımsız parametreler ise giriş debisi, boyutsuz nozul yüksekliği ve boyutsuz konik pin yüksekliğidir.

Tablo 3.2. Deneysel çalışmada geometrik ve kinematik parametre değerleri.

Parametreler	Sınırlar
Giriş Debileri [m^3/h]	24, 36, 48
d [mm]	6
Re_j	13000, 26000, 39000
G/d	1, 2, 3, 6
Pin Açısı (θ)	45
H_c/d	0, 0,67, 1,00, 1,33

Deneysel çalışmada dört farklı nozul-hedef yüzey boşluğu, dört farklı konik pin yüksekliği ve bir adet konik pin açısı incelenmiştir. Toplamda on altı farklı test modeli oluşturulmuştur. Jet Re sayıları ise 13000, 26000 ve 39000 olarak dikkate alınmıştır. Her bir Re sayısı için deneyler tekrar edildiği için toplamda kırk sekiz parametre incelenerek ölçümler gerçekleştirilmiştir. Tablo 3.3, $Re = 13000$ için örnek bir deney matrisini göstermektedir. Burada G nozul boşluğunu, P pin yüksekliğini ve Q havanın giriş debisini ifade etmektedir.

Tablo 3.3. Re = 16250 için örnek deney matrisi.

Sıra No.	Deney Kodu	Nozul Boşluğu [mm]	Pin Yüksekliği [mm]	Pin Açısı [θ]	Re Sayısı
1	G6P0Q24	6	0	45	13000
2	G6P4Q24	6	4	45	13000
3	G6P6Q24	6	6	45	13000
4	G6P8Q24	6	8	45	13000
5	G12P0Q24	12	0	45	13000
6	G12P4Q24	12	4	45	13000
7	G12P6Q24	12	6	45	13000
8	G12P8Q24	12	8	45	13000
9	G18P0Q24	18	0	45	13000
10	G18P4Q24	18	4	45	13000
11	G18P6Q24	18	6	45	13000
12	G18P8Q24	18	8	45	13000
13	G36P0Q24	36	0	45	13000
14	G36P4Q24	36	4	45	13000
15	G36P6Q24	36	6	45	13000
16	G36P8Q24	36	8	45	13000

3.2. Sıvı Kristal Termografi Metoduyla Isı Taşınım Katsayısının Belirlenmesi

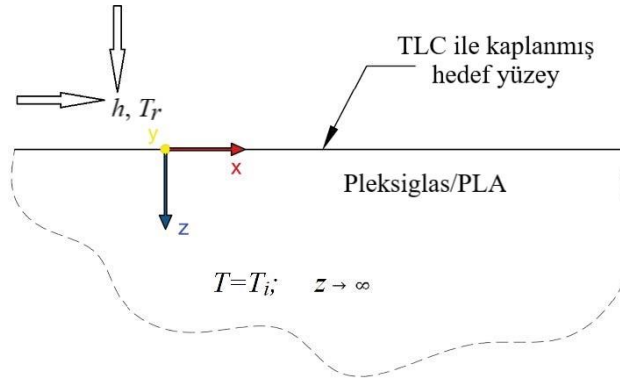
Yarı sonsuz levha kabulü, yüzey kaplamalarının termal özelliklerini belirlemek için kullanılan bir ısı transferi yöntemidir. Bu yöntem, yüzey kaplamalarının ısı iletkenlik

ve kalınlık gibi termal özelliklerini karakterize etmek için tasarlanmıştır. Bu yöntemde, yüzey kaplamasının bir tarafı yarı sonsuz bir katı alan olarak ele alınır. Bu alan, ısı transferi analizi için bir temel model olarak kullanılır. Yarı sonsuz bir katı alanın düşünülmesi, matematiksel hesaplamaları basitleştirir. Modeldeki katı alan, başlangıçta T_i sıcaklığına sahiptir. Bu, kaplamanın iç sıcaklığıdır. Zaman ilerledikçe, $z = 0$ 'daki sınır yüzeyi sıvı akışına maruz kalır ve T_r sıcaklıktaki çevre ortamla ısı taşınımı gerçekleşir. Isı taşınımı, yüzeydeki sürekli bir ısı taşınım katsayısı, h ile ifade edilir. Kararsız hal sıvı kristal şeması Şekil 3.3'te gösterilmiştir.

Söz konusu yöntem, kaplamanın termal özelliklerini (örneğin, ısıl iletkenlik) ve kalınlığını belirlemek için sıcaklık ölçümleri kullanır [93,94]. İzlenen sıcaklık değişimleri ve ısı transferi hakkında elde edilen veriler, bu özelliklerin hesaplanmasına olanak tanır. Bu yöntem, endüstriyel uygulamalarda sıvı kristal kaplamaları gibi yüzey kaplamalarının termal özelliklerini belirlemek için kullanılır. Bu, ürünlerin performansını artırmak ve kaplamaların etkinliğini optimize etmek için önemlidir.

Katı alandaki sıcaklık değişimi aşağıdaki bir boyutlu kararsız ısı iletim denklemi ile modellenebilir. Yarı sonsuz katı cisim yüzeyindeki taşınım sınır şartı altındaki sıcaklık dağılımı Chyu ve arkadaşları [95] tarafından önerilen denklem 3.1 ile modellenebilir.

$$k \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t}, 0 < z < \infty; t = 0 \quad (3.1)$$



Şekil 3.3. Kararsız hal sıvı kristal şeması.

Sınır şartları:

$$-k \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{z=0} = h(T_w - T_r); z = 0, t > 0 \quad (3.2)$$

$$T = T_i ; z \rightarrow \infty \quad (3.3)$$

$$T = T_i ; t = 0, 0 \leq z < \infty \quad (3.4)$$

Burada T_w , $z = 0$ ve $t \geq 0$ 'daki yerel hedef yüzey sıcaklığıdır. T_r ve T_w arasındaki sıcaklık farkı sonucu hedef yüzey üzerinde konvektif ısı geçişi meydana gelir. Denklem 3.1 ve denklem 3.2 Laplace transform ve değişkenlerin ayrılması teknikleri kullanılarak çözülebilir [96]. Katı bölge sıcaklığı denklem 3.5'de belirtildiği gibi hesaplanabilir:

$$\frac{T - T_i}{T_r - T_i} = \operatorname{erfc}\left(\frac{z}{\sqrt{4\alpha t}}\right) - \exp\left(\frac{h}{k}z + \frac{h^2\alpha t}{k^2}\right) \operatorname{erfc}\left(\frac{z}{\sqrt{4\alpha t}} + \frac{h\sqrt{\alpha t}}{k}\right) \quad (3.5)$$

Burada erfc , tamamlayıcı hata işlevi olup denklem 3.6 ile şu şekilde tanımlanabilir:

$$\operatorname{erfc}(z) = 1 - \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^z e^{-\xi^2} d\xi \quad (3.6)$$

T , $z = 0$, $t \geq 0$ 'da T_w 'a eşittir. Denklem 3.5'de $z = 0$ yerine konulursa;

$$\frac{T_w - T_i}{T_r - T_i} = 1 - \exp\left(\frac{h^2\alpha t}{k^2}\right) \operatorname{erfc}\left(\frac{h\sqrt{\alpha t}}{k}\right) \quad (3.7)$$

Yüzey üzerinde zamanla değişen kararsız hal sıvı kristal (TLC) görüntüsü, T_w ve t arasında bir ilişki verecektir. Başka bir deyişle, sıcak jet akışı TLC ile kaplanmış ilgili yüzeye çarptığında yüzey rengi kırmızıdan yeşile ve maviye değişecektir. Belirli bir t süre geçtikten sonra, yüzey rengi referans renk olan yeşile döndüğünde duvar sıcaklığı (T_w) elde edilecektir. Başlangıç katı alan sıcaklığı T_i , akışkan sıcaklığı T_r ve malzeme özellikleri biliniyorsa, yerel konvektif ısı transfer katsayısının dağılımı denklem 3.7 ile hesaplanabilir.

Klasik ısı iletimi probleminin temel varsayımlarından birisi, kararsız hal formülasyonuna göre x ve y yönlerindeki ısı iletiminin z yönünde, akışkan ve katı alanlar arasındaki yüzeyde, normal yöne kıyasla ihmal edilebilir olmasıdır. Bu sayede çözümlmeyi basitleştirmek amacıyla tek boyutlu ısı iletim problemine indirgenmiş olunur. Valencia ve arkadaşları [97] tarafından gerçekleştirilen bir nümerik çalışmada, yanal ısı iletiminin ihmal edilmesi en yüksek sıcaklık gradyanının olduğu hassas

noktada bile yalnızca %10'luk bir farka neden olmuştur. Ayrıca başka bir varsayım da pleksiglas gibi düşük ısı iletkenliğe sahip kalın bir malzemenin kullanılmasıyla test sırasında ısının malzemenin bir ucundan diğer ucuna nüfuz etmeyeceği ve aktarılmayacağıdır. Aynı zamanda sıvı kristal tabaka kalınlığının nispeten ince olması nedeniyle, ısı iletim modelinde ihmal edilebilir bir termal etkiye sahip olduğu düşünülebilir.

Sıvı kristal termografi yöntemi ısı taşınım katsayısı hesaplamalarında literatürde geniş bir araştırma yelpazesine sahiptir. Film etkinliği ve ısı taşınım katsayısı için iki birleşik denklem, TLC kaplı yüzeydeki renk değişimi yardımı ile çözülebilir. Örneğin, Baughn ve arkadaşları [94] ısı taşınım katsayısı araştırmalarında kararsız hal sıvı kristal termografi metodunu başarıyla uygulamışlardır. Aynı şekilde bazı araştırmacılar, yüzey sıcaklığının tam bir ölçekteki değişimini tespit etmek amacıyla bu yaklaşımı tercih etmişlerdir. Buna ilave olarak, Vedula ve Metzger [98] sıvı kristal termografi yöntemini film soğutma çalışmalarında da uygulamışlardır. Yu ve Chyu [99], benzer bir metotla titreşimli bir akışta film soğutmanın ısı geçiş özelliklerine etkisini incelemişlerdir.

Deneyleerde kullanılan malzemenin kalınlığı $d = 5$ mm ve deney süresinin ortalama $t = 60$ s olduğu göz önünde bulundurulursa denklem 3.8 ile verilen yarı-sonsuz levha kabulüne göre pleksiglas malzemesinin kullanılması uygundur [100].

$$\left(\frac{kt}{\rho cd^2} \right) < \frac{1}{4} \quad (3.8)$$

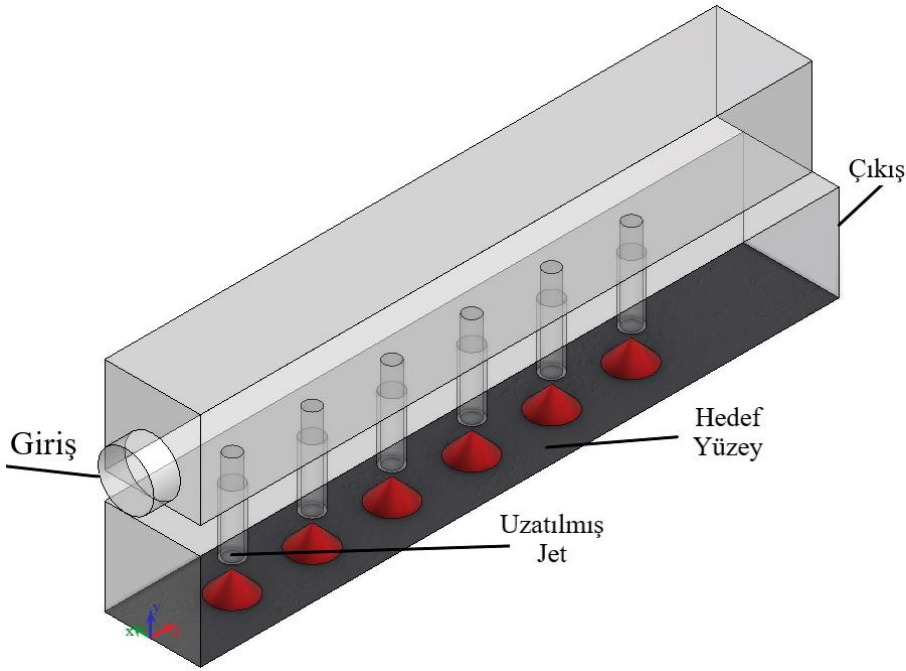
Ayrıca, pleksiglas malzemesinin termal özellikleri Tablo 3.4'te sunulmuştur.

Tablo 3.4. Pleksiglas malzemesinin termal özellikleri.

Malzeme Özellikleri	Pleksiglas
Isı İletim Katsayısı (k)	0,19 W/mK
Özgül Isı (c_p)	1470 J/kgK
Yoğunluk (ρ)	1190 kg/m ³
Isıl Yayınım Katsayısı (α)	$1,086 \times 10^{-7}$ m ² /s

3.3. Test Modellerinin Hazırlanması

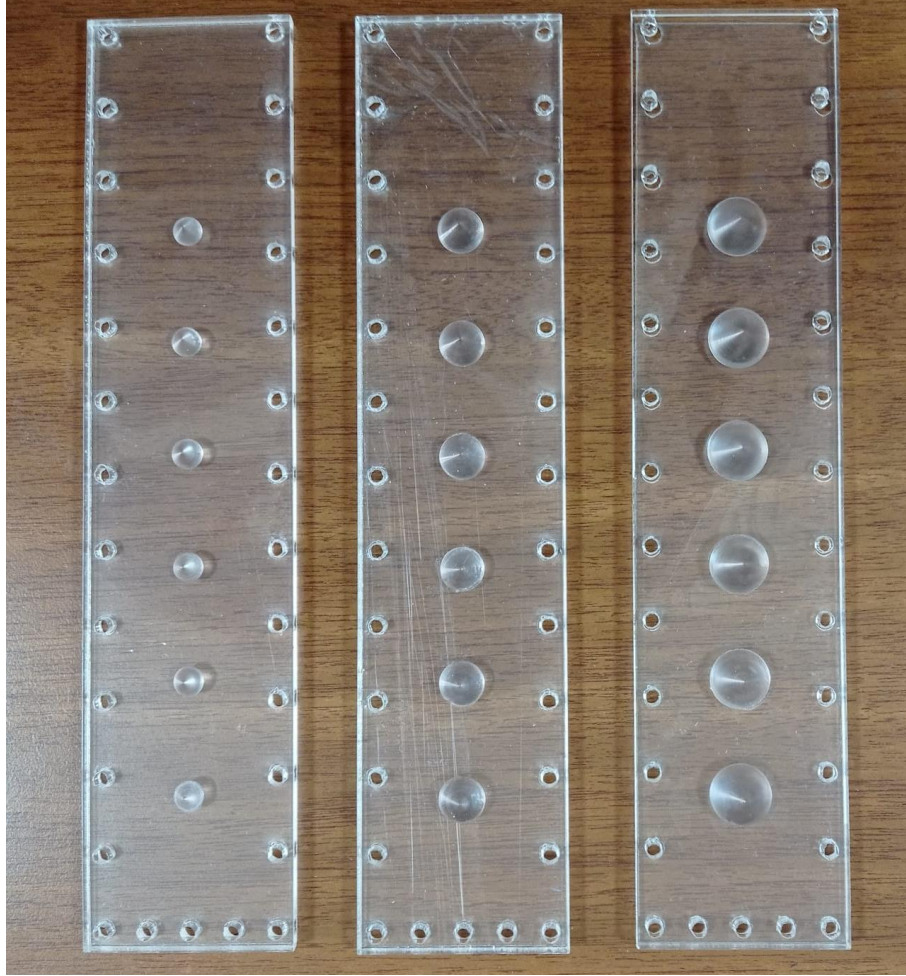
Deneyler esnasında ısı kaybını önlemek amacıyla test modellerinin tamamı düşük ısı iletim katsayısına sahip şeffaf pleksiglas malzemeden imal edilmiştir. Bir boyutlu yarı sonsuz levha kabulü göz önünde bulundurularak hedef yüzey 5 mm kalınlıkta imal edilirken geri kalan bölgelerde 10 mm malzeme kalınlığı tercih edilmiştir. Tipik bir test modeli ve konik pinlerin yerleşimi Şekil 3.4'te gösterilmiştir. Test modelinde jet çapı (d) 6 mm ve et kalınlığı 1 mm olan tek sıra halinde toplam 6 adet jet bulunmaktadır. Komşu jetler arası mesafe 30 mm'dir. Çalışmada pürüzsüz ve konik pürüzlü hedef yüzeyler dikkate alınmıştır. Pürüzlü yüzeylerde konik pin yükseklikleri 4 mm ($H_c/d = 0,67$), 6 mm ($H_c/d = 1,00$) ve 8 mm'dir ($H_c/d = 1,33$). Deney süresinin kısa olması ve renk değişimini görünür kılmak için yarı sonsuz levha kabulü doğrultusunda hedef yüzey kalınlığı 5 mm olarak dikkate alınmıştır. Test modelinin akış yönündeki yüzey uzunluğu 240 mm iken akışa dik doğrultudaki yüzey uzunluğu 36 mm'dir. Ayrıca alt ve üst kanalın yükseklikleri eşit ve 36 mm'dir.



Şekil 3.4. Tipik bir test modeli ve konik pinlerin yerleşimi.

Deneylerde 4 farklı nozul uzunluğuna sahip model geometrisi kullanılmıştır. Nozul uzunlukları $G/d = 1$ için 6 mm, $G/d = 2$ için 12 mm, $G/d = 3$ için 18 mm'dir. Şekil 3.5'te gösterildiği gibi pürüzsüz ve farklı yükseklerde konik pinler bulunan toplam 4 farklı hedef yüzey geometrisi kullanılmıştır. Hedef yüzeyler civata ile test modeline monte edilmiştir. Sonuç olarak toplamda 16 adet farklı test modeli oluşturulmuştur.

Giriş debilerine göre belirlenen jet Re sayıları 13000, 26000 ve 39000 için tüm modellerde 3 farklı akış durumu incelenmiştir.



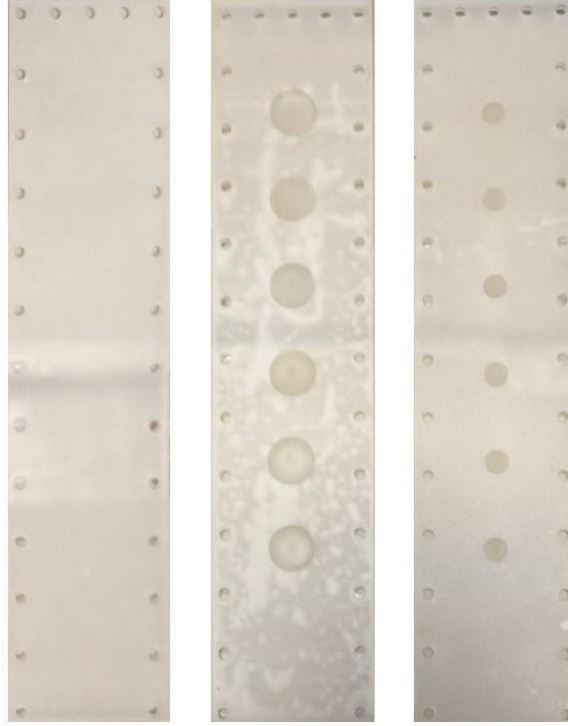
Şekil 3.5. Konik pinlerin hedef yüzeye montajı ve yerleşimleri.

3.4. Hedef Yüzeylerin Sıvı Kristal ile Boyanması

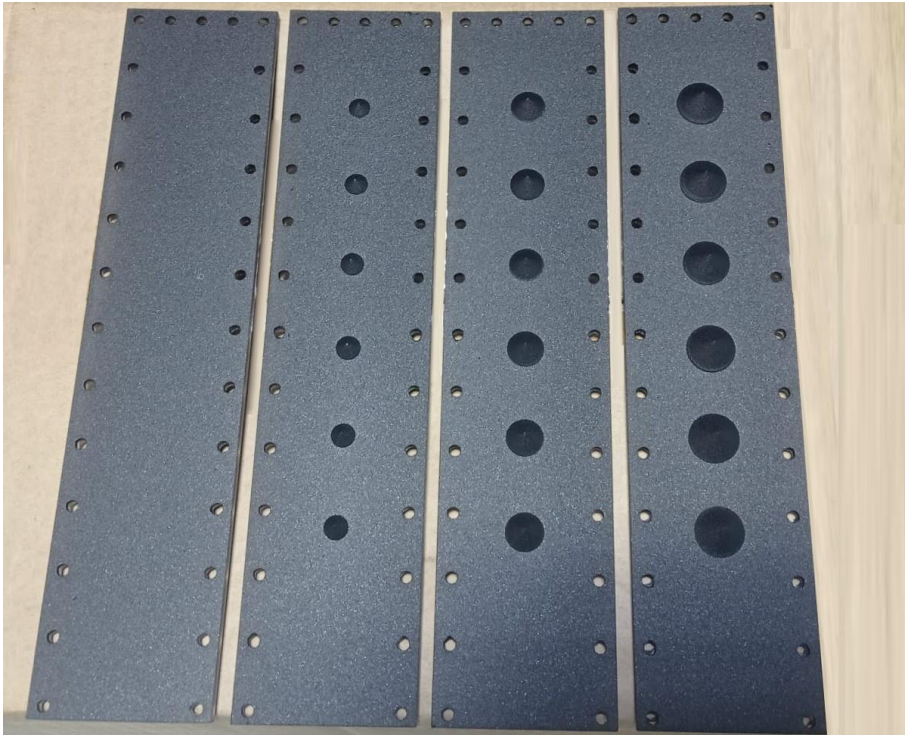
Bu çalışmada sıvı kristal termografisi yöntemi aracılığıyla hedef yüzeylerdeki ısı taşınım katsayıları belirlenmiştir. Yüzeyler öncelikle sıvı kristal ile kaplanmıştır daha sonra renk değişimini görünür kılmak için sıvı kristal ile boyanan yüzeyler ayrıca siyah renk ile de boyanmıştır. Deney sonuçlarının doğruluğu için yüzey üzerinde hassas bir boyama işlemi yapılmalı ve boyama işleminin akabinde yüzeyin her iki tarafından da bakıldığında siyah renk görülmelidir.

Hava akışı ile temas eden iç yüzeyler Şekil 3.6'da gösterildiği gibi öncelikle sıvı kristal boya ile kaplanmıştır. Belirli bir boya kalınlığından sonra renk değişiminin görünürlüğü azaldığı bilindiği için optimum boya kalınlığı tercih edilmiştir. Yüzeyler

toplamda 6 kat sıvı kristal boya ile boyanmıştır. Her bir katman arasında yarım saat beklenecek şekilde boyanın tamamen kuruması sağlanmıştır.

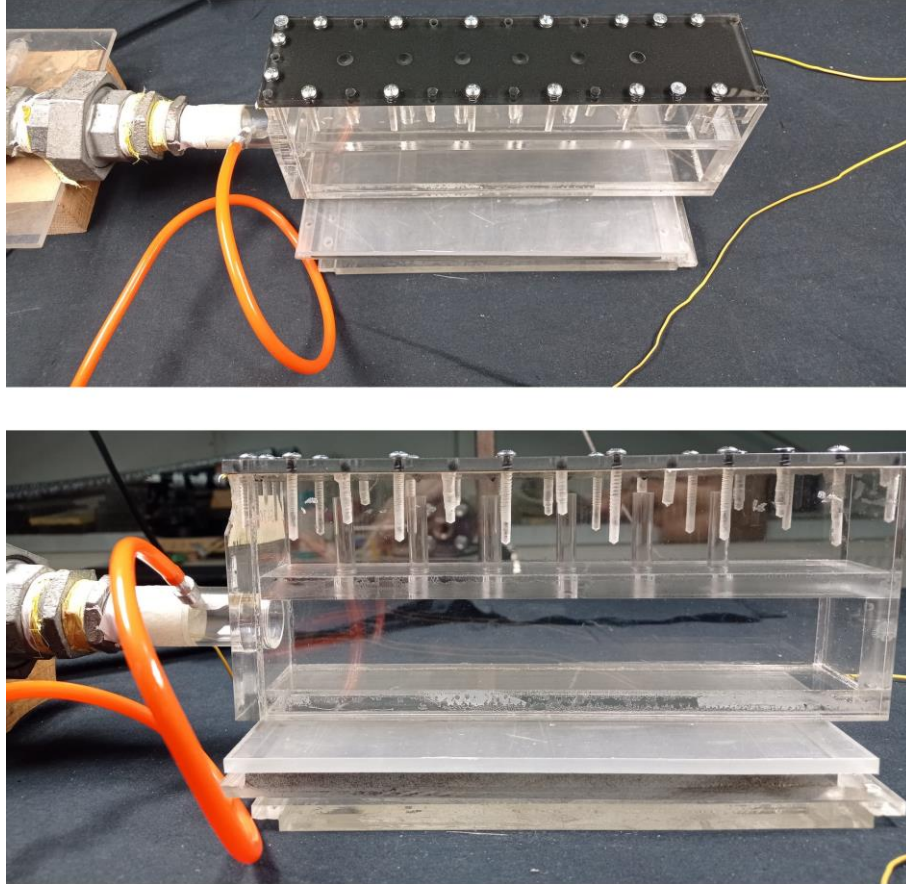


Şekil 3.6. Pürüzsüz ve konik pinli yüzeylere TLC uygulaması.



Şekil 3.7. Sıvı kristal ile kaplanan yüzeylerin siyah renk ile boyanması.

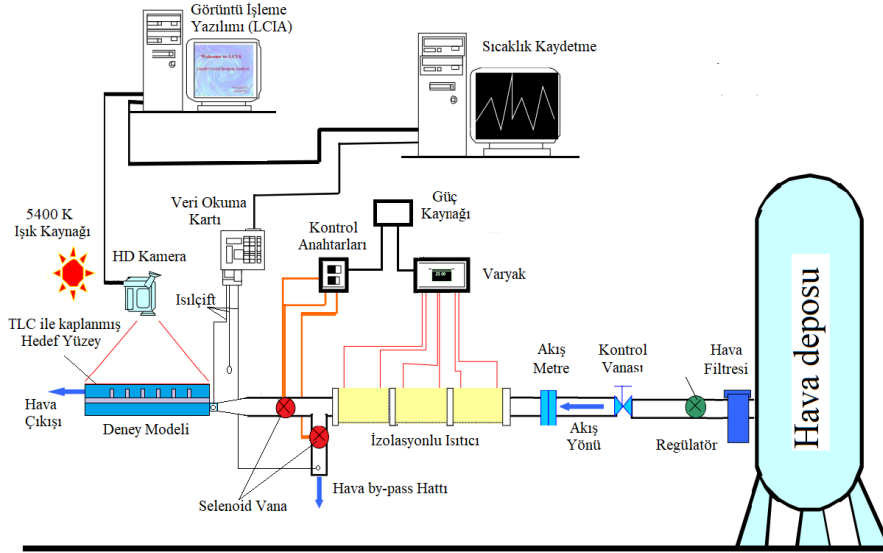
Sıvı kristal ile kaplanan yüzeyler laboratuvar ortamında bir gün kurutulduktan sonra Şekil 3.7’de görüldüğü gibi ayrıca siyah renk ile de boyanmıştır. Aynı şekilde her bir katman arasında yarım saat kuruma süresi beklenerek 6 kat boya ile boyanan hedef yüzeyler deneylere hazır hale getirilmiştir. Şekil 3.8’de gösterildiği gibi sonraki aşamada hedef yüzeylerin test modellerine montaj işlemi gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.8. Hedef yüzeylerin test modellerine montajı.

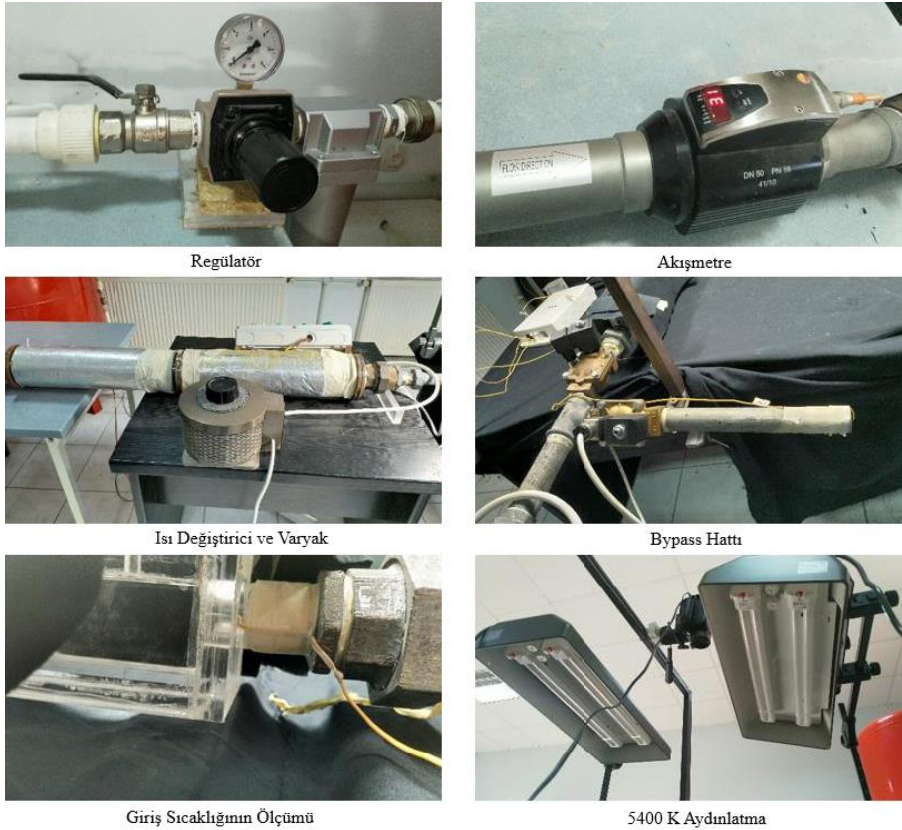
3.5. Deney Düzenegi

Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Laboratuvarı’nda bulunan deney düzeneginin genel gösterimi Şekil 3.9’da sunulmuştur. Deney esnasında ihtiyaç duyulan akışkan, 8 bar basınca kadar hava depolanabilen toplam 5 m³ hacme sahip bir tanktan sağlanmıştır.



Şekil 3.9. Deney düzeneğine ait şematik görünüm.

Şekil 3.10’da gösterildiği gibi deney öncesinde hava debisinin ve basıncının ayarlanması için hava akış metresi ve basınç regülatörü bulunmaktadır. Akışkan sıcaklığının istenilen değere getirilmesi için 2 adet elektrikli ısıtıcı ve bir adet 2,5 kW kapasiteli varyak bulunmaktadır.



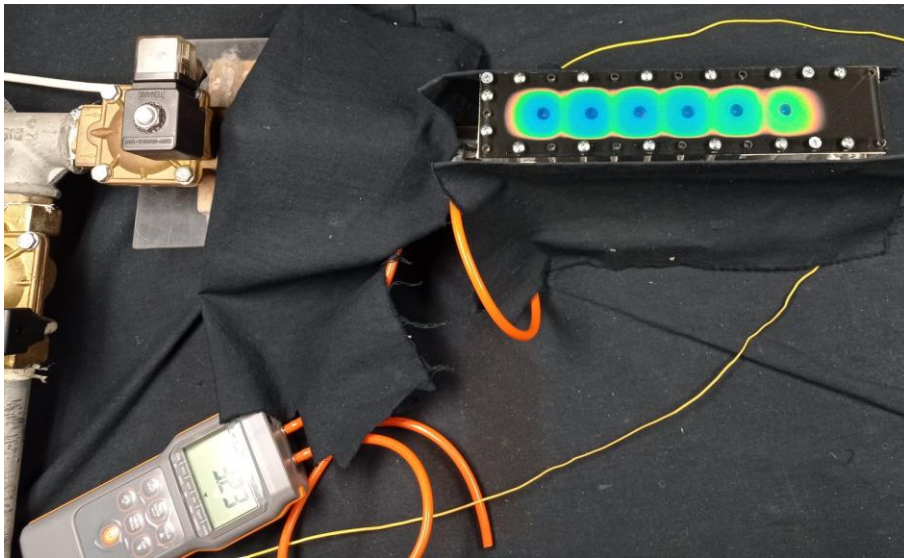
Şekil 3.10. Deney düzeneği elemanları.

Deney sırasında hava giriş sıcaklığını anlık olarak kayıt altına almak ve bypass hattında hava sıcaklığını ölçmek amacıyla K tipi ısıt çiftler kullanılmıştır. Hedef yüzeydeki renk değişiminin hassas bir şekilde kayıt altına alınabilmesi için KAISER marka RB 5004 model ve 5400 K ışık şiddeti sağlayan 2 adet aydınlatma kullanılmıştır. Deneyler sırasında hedef yüzeyin görüntüleri kamera ile bilgisayarda işlenmek üzere kayıt altına alınmıştır. National Instrument'in SCC-68 model veri okuma kartı kullanılarak ısıt çiftler ile ölçülen sıcaklıklar bilgisayara kaydedilmiştir.

Test modelinin deney düzeneğine montajı Şekil 3.11'de verilmiştir. Basınç kaybı ölçümleri test modelinin giriş kısmına yerleştirilen bir prob aracılığıyla gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.11. Test modelinin deney düzeneğine montajı.



Şekil 3.12. Basınç düşümü ölçümü.

Şekil 3.12’de gösterildiği gibi $\pm 0,3$ ölçüm hassasiyetine sahip ve $\pm 103,42$ kPa’a kadar ölçüm yapabilen bir dijital diferansiyel basınçölçer kullanılmıştır.

3.6. Deneylerin Gerçekleştirilmesi

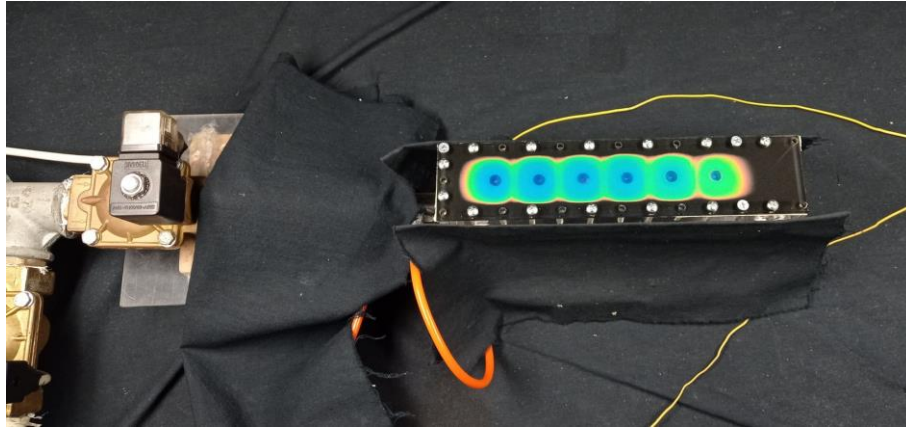
Deneylere başlamadan önce laboratuvar ortamı deneylere uygun hale getirilmiştir. Öncelikle 8 bar basınca kadar hava depolanabilen hava tankı kompresör yardımıyla tamamen doldurulmuştur. Aynı koşullarda deneye başlayabilmek amacıyla deneyler boyunca klima çalıştırılmış ve ortam sıcaklığı 21 °C’de tutulmaya çalışılmıştır. Şekil 3.13’te gösterildiği gibi test modelinin deney düzeneğine montajı yapılmıştır. Bununla birlikte görüntü kaydı için kullanılan kamerada 0,17 gri renk ayarı yapılmıştır. Deney esnasında hedef yüzeydeki renk değişimlerini net bir şekilde kaydedebilmek amacıyla laboratuvar pencereleri deney ortamına ışık girmeyecek şekilde kapatılmış ve kamera açısında yer alan bölge siyah renk örtü ile kapatılmıştır. Deneylerden önce laboratuvar ışıkları söndürülmüş ve yalnızca deney düzeneğinin aydınlatması açılarak gerçek renklerde ölçüm yapabilmek amacıyla beyaz ışık altında Sony model bir kamera ile video kaydı alınmıştır.



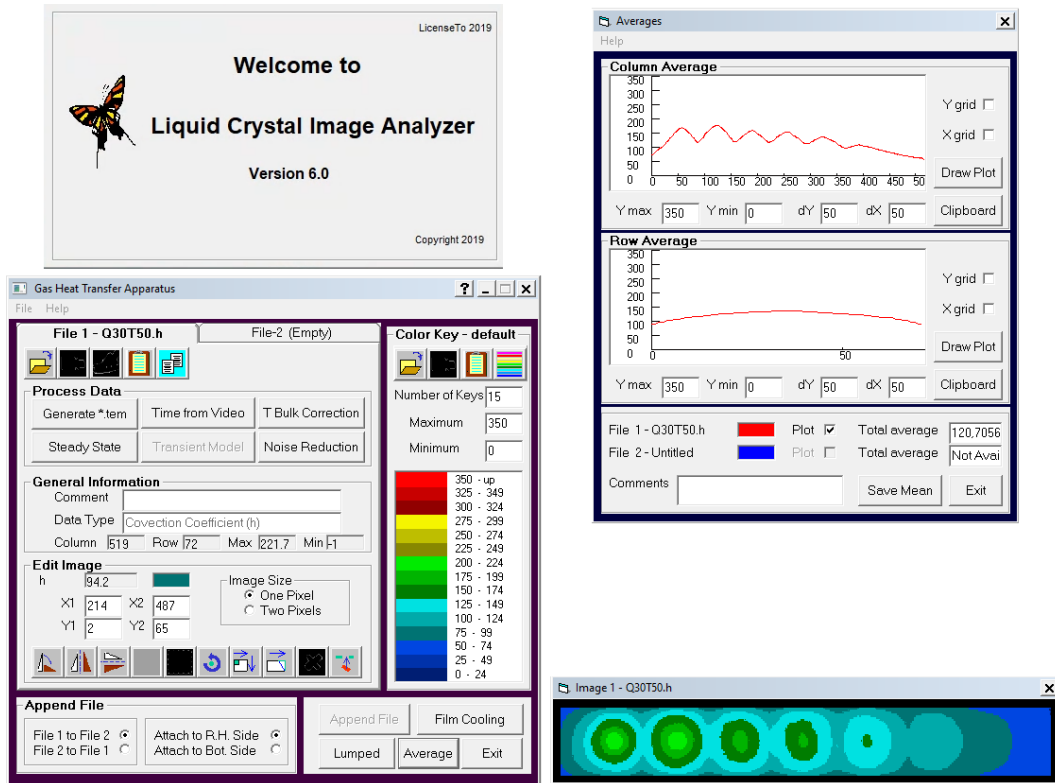
Şekil 3.13. Deneylere hazırlık aşamasından bir görünüm.

Öncelikle havanın sıcaklığı, debisi ve basıncı belirlenen deney parametrelerine göre ayarlanmıştır. Tüm deneylerde regülatör basıncı 3 bar basınca sabitlenmiştir. Aynı zamanda test düzeneğinin giriş bölümündeki etkin basınç değeri de bir basınçölçer yardımıyla ölçülmüştür. Havanın sıcaklığını ve debisini sabitleyebilmek amacıyla hava akışkanı öncelikle selenoid vana yardımıyla bypass hattına yönlendirilmiştir. Hava debisi, küresel bir vana aracılığıyla ayarlanmıştır. Debi sabitlendikten sonra hava akışkanı ısı değiştiriciden geçirilmiş ve bir varyak yardımıyla tüm deneylerde giriş

sıcaklığı 47 °C’de tutulmuştur. Bypass hattı çıkışında, test modeli girişinde ve ortam sıcaklığının ölçümünde K tipi ısıt çiftler kullanılmıştır. Anlık olarak okunan sıcaklık değerleri bilgisayarda kayıt altına alınmıştır. Belirlenen deney koşulları sağlandıktan sonra hava akışkanı bypass hattından test modeline gönderilmeden önce kamera kaydı başlatılmıştır. Şekil 3.14’te gösterildiği gibi deneylerin başlamasıyla birlikte hedef yüzeyde renk değişimi gerçekleşmiştir. Renk değişimi tamamlandıktan sonra sıcaklık ve kamera kaydı sonlandırılmıştır.



Şekil 3.14. Hedef yüzeyde gerçekleşen renk değişiminden bir görünüm.



Şekil 3.15. LCIA yazılımına ait bir görünüm.

Deney tamamlandıktan sonra sıcaklık ve kamera kaydı Liquid Crystal Image Analyzer (LCIA) yazılımında işlenerek hedef yüzeydeki ısı taşınım katsayısı belirlenmiştir. Bu yazılıma ait kullanıcı arayüzü ve analiz edilen bir deney sonucu örneği Şekil 3.15'te verilmiştir.

3.7. Deneysel Belirsizlik Analizi

Elde edilen deneysel sonuçların doğruluğunu ve güvenilirliğini tespit edebilmek amacıyla bu bölümde deneysel belirsizlik analizi yapılmıştır. Literatürde yaygın olarak kullanılan ve Kline ve McClintock [101] tarafından önerilen ikinci dereceden denklem deneysel hata analizi için kullanılmıştır.

Denklem 3.9'da verilen örtülü denklem kullanılarak sıvı kristal termografi yöntemi yardımıyla yüzey üzerindeki ısı taşınım katsayıları hesaplanmıştır.

$$\frac{T_w - T_i}{T_r - T_i} = 1 - \exp\left(\frac{h^2 \alpha t}{k^2}\right) \operatorname{erfc}\left(\frac{h\sqrt{\alpha t}}{k}\right) \quad (3.9)$$

Burada ısı taşınım katsayısı, ölçülen değişkenlerin bir fonksiyonu olarak denklem 3.10'daki gibi ifade edilebilir.

$$h = h(T_r, T_i, T_w, t) \quad (3.10)$$

Bu bağımsız değişkenler Kline ve McClintock tarafından önerilen denklemde yerine konularak belirsizlik aralığı denklem 3.11'den hesaplanabilir.

$$\delta h = \left\{ \left(\frac{\partial h}{\partial T_w} \delta T_w \right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial T_i} \delta T_i \right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial T_r} \delta T_r \right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial t} \delta t \right)^2 \right\}^{0,5} \quad (3.11)$$

Hata oranları, sıvı kristal renk reaksiyonu için $\pm 0,2$ °C, ısı çiftlerinde $\pm 0,5$ °C ve video görüntü işleme için $\pm 0,1$ saniye olarak dikkate alınmıştır. Denklem 3.11 kullanılarak, bağıl hata %5,53 olarak hesaplanmıştır.

4. SAYISAL METODOLOJİ

4.1. Fiziksel Modeller

4.1.1. Düz hedef yüzey

Sınırlandırma plakası üzerindeki jetlerin (d) çapı 6 mm, hedef yüzey ile jet plakası arasındaki boşluk (Z) 36 mm ve jetler arasındaki mesafe (X_n) 30 mm'dir. Hedef yüzey 240 mm uzunluğa, 36 mm genişliğe ve 3 mm kalınlığa sahiptir. Giriş çapı 21 mm'dir ve ayrıca üst kanal 230 mm uzunluğunda, 36 mm derinliğinde ve 36 mm genişliğindedir. İncelenen parametre değerleri Tablo 4.1'de verilmiştir. Ayrıca kullanılan pleksiglas malzemenin yoğunluğu (ρ) 1190 kgm^{-3} , ısı iletkenliği (k) $0.19 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ ve özgül ısı değeri (c) $1470 \text{ Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$ 'dir.

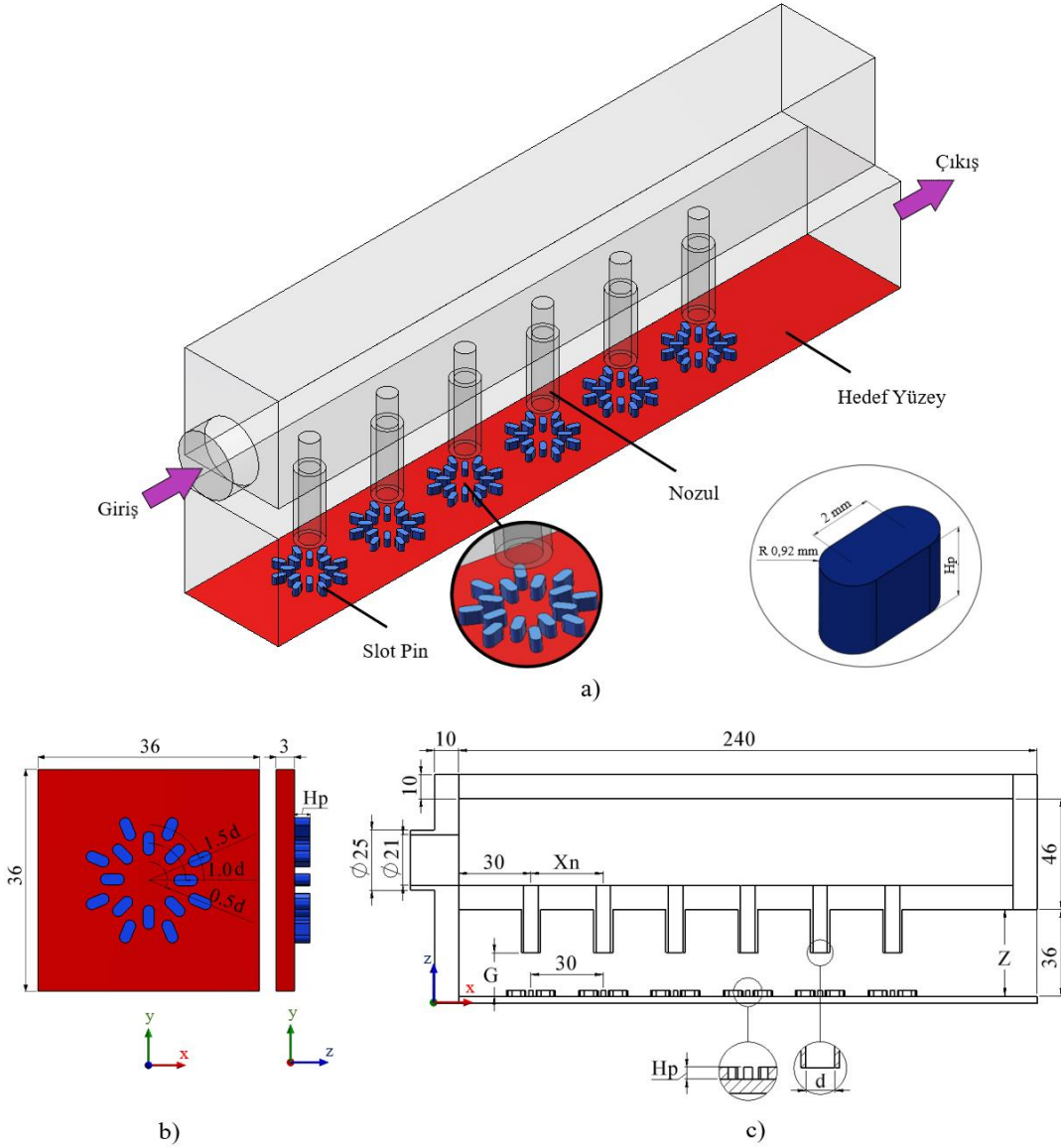
Tablo 4.1. Düz hedef yüzeyli modelde parametre değerleri.

Parametreler	Değerler
Re	16250, 27100, 32500
d	6 mm
G/d	1, 2, 6
H_p/d	0, 0,167, 0,417, 0,667
Z/d	6
X_n/d	5

4.1.1.1. Slot pinli hedef yüzey

Hedef yüzeyin slot pinler ile pürüzlendirildiği ve uzatılmış jetlerin jet plakasına yerleştirildiği modelin boyutları ve test kesiti Şekil 4.1'de verilmiştir. Bu çalışmada, R_1, R_2, R_3 ; G/d, H_p/d sırasıyla pin düzenlemeleri, boyutsuz uzatılmış nozul uzunlukları ve boyutsuz pin yükseklikleri olarak temsil edilmektedir. Örneğin, " $H_p/d = 0,167$,

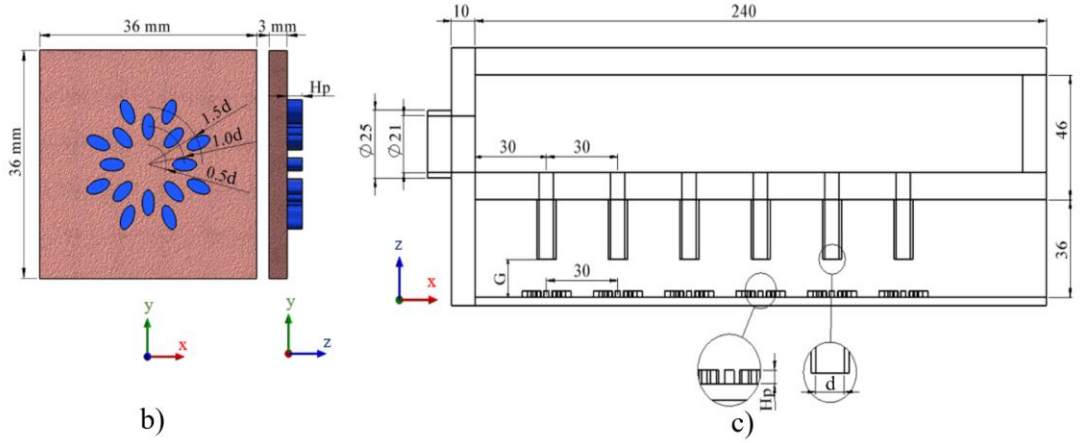
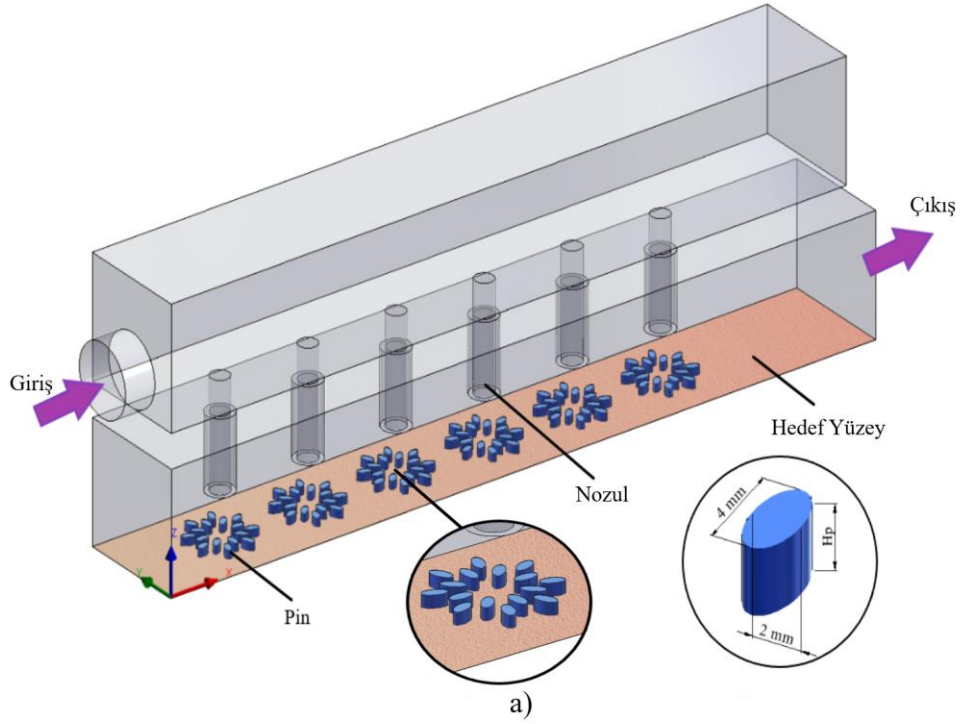
$R_2_G/d = 2,0$ '' pin yüksekliği 1 mm, çift sıra kademeli pin düzenlemesi ve boyutsuz uzatılmış nozul uzunluğu 2 olan bir modeli temsil etmektedir.



Şekil 4.1. a) Test kesitinin 3 boyutlu görüntüsü, b) SSP ile pürüzlendirilmiş yüzeyin geometrik konfigürasyonu, c) Modelin kesit görüntüsü.

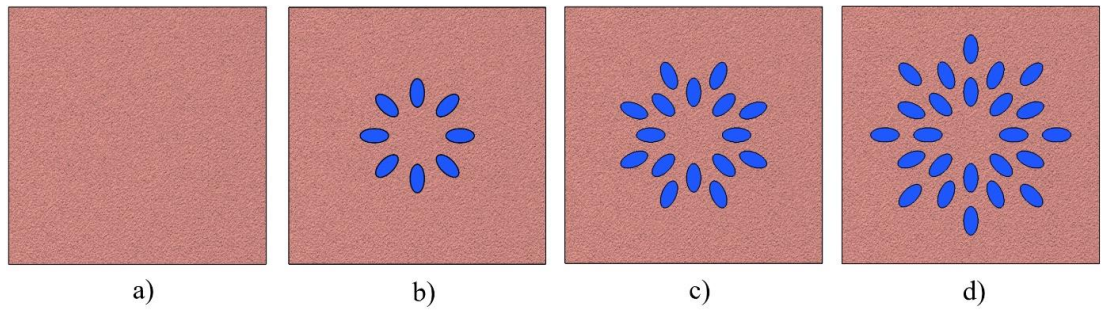
4.1.1.2. Eliptik pinli hedef yüzey

Hedef yüzeyin eliptik pinler ile pürüzlendirildiği ve uzatılmış jetlerin jet plakasına yerleştirildiği modelin boyutları ve test kesiti Şekil 4.2’de verilmiştir. ESP’ler hedef yüzeyde dairesel ve kademeli bir düzende tasarlanmıştır. Jet çarpmalı soğutma sistemini simüle etmek için hedef yüzey üzerinde aralarında jet çapının yarısı kadar mesafe olan üç farklı pin düzeni (R_1 , R_2 ve R_3) incelenmiştir. Şekil 4.2’de gösterildiği gibi, her bir pin sırası çarpma bölgesinde jet çapının 1, 1,5 ve 2 katı olacak şekilde belirli bir sırayla konumlandırılmıştır.



Şekil 4.2. a) 3 boyutlu perspektif görünüm, b) Sol yan görünüm, c) Önerilen model için eliptik pinlerin yerleşimi ve boyutları.

Ayrıca bu düzenlemelerin üst görünümü Şekil 4.3'te ayrıntılı olarak verilmektedir.



Şekil 4.3. ESP düzenlemelerinin üst görünümü, a) Pürüzsüz yüzey, b) Tek sıra (R_1), c) İki sıra (R_2), d) Üç sıra (R_3).

4.1.2. Konkav hedef yüzey

Önerilen modeller için sırasıyla 3 boyutlu perspektif ve sol yan görünüm ile pin/riblerle pürüzlendirilmiş hedef yüzeylerin boyutları ayrıntılı olarak ilgili şekillerde verilmektedir. Duvar kalınlığı $t/d = 0,2$ olan jetler, nozullar aracılığıyla hedef yüzeye doğru uzatılmıştır. Çapı (d) 5 mm olan jetler, orifis plakası üzerinde 3x5 kademeli düzende konumlandırılmıştır. Her iki taraftaki jet sıraları, çarpma plakası üzerine z eksenine 25° açı yapacak şekilde yerleştirilmiştir. Ayrıca eğimli jetler $s/d = 0$ ve $s/d = \pm 2,6$ konumlarına monte edilmiştir. Akış yönündeki bitişik nozullar arasındaki mesafe ise $6d$ 'dir.

Akışkan, Şekil 4.4'de gösterildiği gibi, hidrolik çapı 32,5 mm olan dairesel bir kesitten kapalı kanala girmektedir. Dairesel kesit alanından gelen hava akışı jetlerden geçtikten sonra yüzeye dik olarak çarpar ve akış yönü boyunca (x ekseninde) dahili soğutma kanalından tahliye olur. Her fiziksel model için, türbülanslı akış rejimi altında ($5000 \leq Re \leq 25000$) sayısal hesaplamalar yapılmıştır. Yarım daire şeklindeki içbükey yüzey üzerindeki ölçüm bölgesi s eksenine boyunca z yönü için $\pm 60^\circ$ olarak kabul edilmiştir. Denklem 4.1 ve denklem 4.2, orifis plakasından hedef plakaya olan mesafenin (H) ve jet çapının fonksiyonları olan hedef plaka genişliğini (W_t) ve akışa dik doğrultudaki jet mesafelerini (G_s) belirlemek için kullanılmaktadır. Ayrıca hedef plakanın uzunluğu $33d$ 'dir.

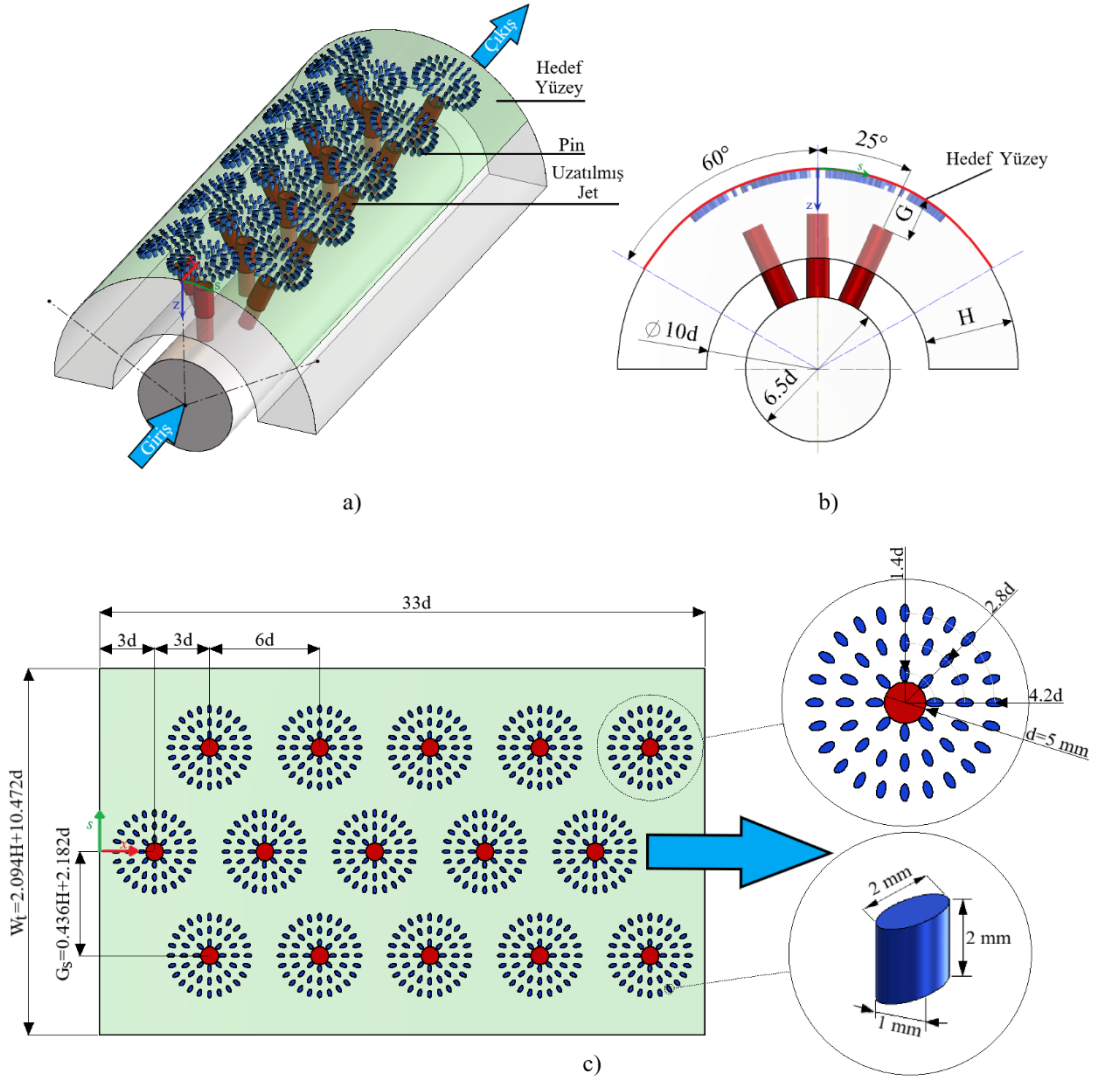
$$W_t = 2,094H + 10,472d \quad (4.1)$$

$$G_s = 0,436H + 2,182d \quad (4.2)$$

4.1.2.1. Eliptik pinli hedef yüzey

Fiziksel modelde eliptik pinler hedef plakasına monte edilmiştir. Önceki çalışmamızda [102], uzatılmış jet delikleri bulunan dikdörtgen kanal tasarımında düz bir yüzey üzerinde eliptik pinler kullanılmıştı. Söz konusu çalışmada üç sıra eliptik pin düzeninin kullanılması, nispeten düşük basınç düşümüyle daha yüksek ortalama Nu sayıları elde edildiğinden, bu çalışmada da üç sıra sabit pin düzeni tercih edilmiştir.

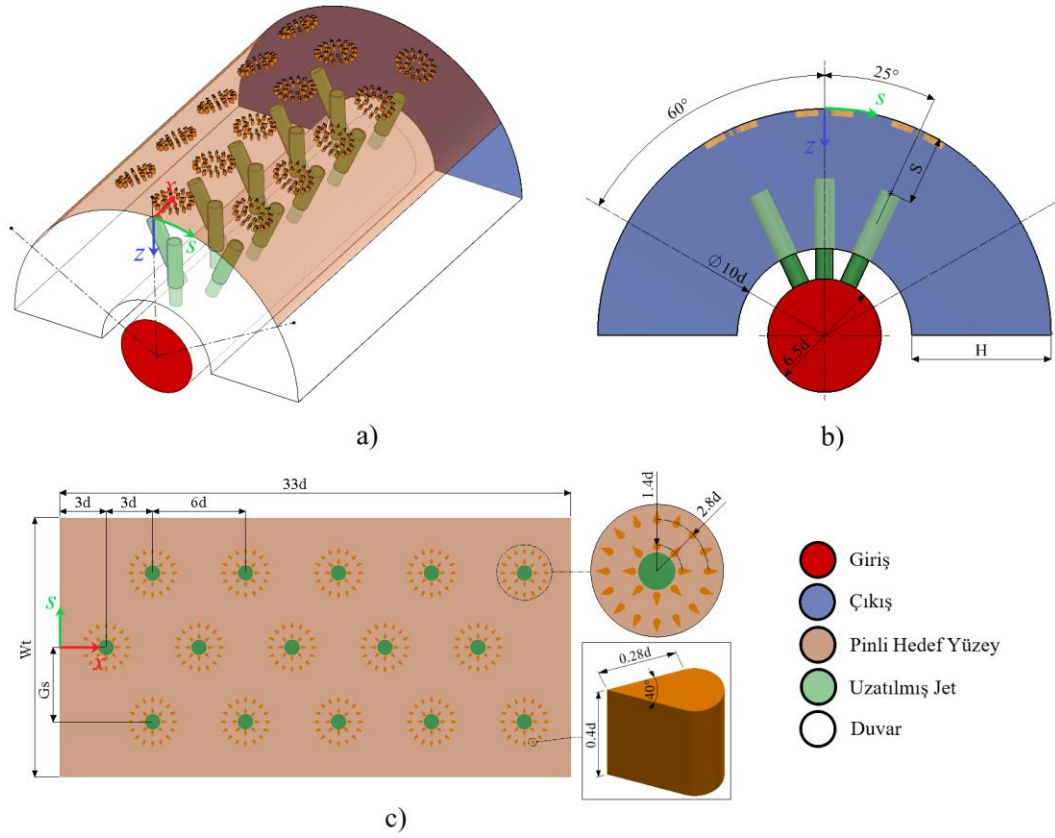
Eliptik pinlerin içbükey yüzey üzerine yerleştirildiği çalışmada $H/d = 4,0$ için $G/d = 0,5, 1, 2, 3$ ve 4 parametreleri incelenirken $H/d = 8,0$ için $G/d = 0,5, 2, 4, 6$ ve 8 incelenmiştir.



Şekil 4.4. a) 3 boyutlu perspektif görünüm, b) Sol yan görünüm, c) Önerilen model için eliptik pinlerin yerleşimi ve boyutları.

4.1.2.2. Aerofoil pinli hedef yüzey

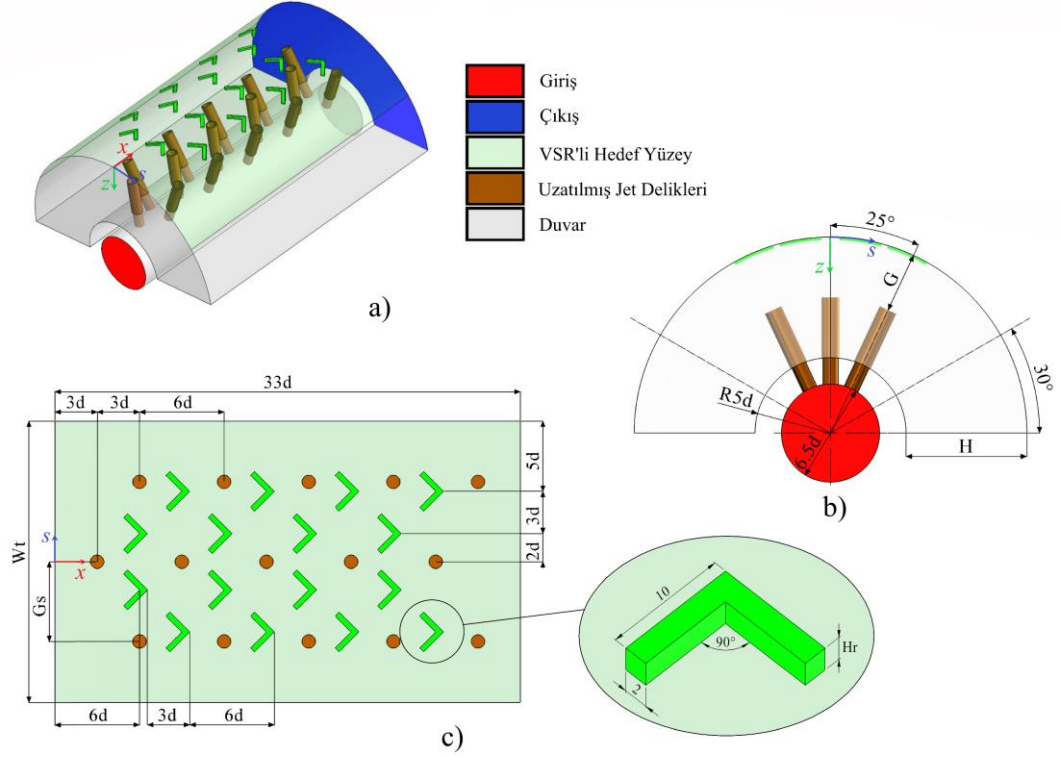
Pin düzeni, test plakasının sıcaklık ve ısı transfer dağılımını etkileyen bir diğer kritik parametredir. Bir başka sayısal çalışmada ise fiziksel modelde aerofoil pinlerin Şekil 4.5'te gösterildiği gibi bir, iki ve üç sıra şeklinde dairesel olarak konumlandırılmış pin düzenlemeleri de incelenmiştir. Aerofoil pinlerin konkav yüzey üzerine monte edildiği çalışmada ise sabit bir H/d oranı ($H/d = 8,0$) için inceleme yapılmıştır. Nozul parametreleri olarak $G/d = 0,5, 2, 4$ ve 8 dikkate alınmıştır.



Şekil 4.5. 3 boyutlu perspektif görünüm, b) Sol yan görünüm, c) Önerilen model için aerofoil pinlerin yerleşimi ve boyutları.

4.1.2.3. VSR'li hedef yüzey

Farklı bir çalışmada da riblerin hedef yüzey üzerindeki ısı transferine etkisi Şekil 4.6'da gösterildiği gibi incelenmiştir. Test plakasının VSR ile pürüzlendirildiği çalışmada da sabit bir H/d oranı ($H/d = 8,0$) için araştırma yapılmıştır. Nozul parametreleri olarak aerofoil pin modelinde olduğu gibi $G/d = 0.5, 2, 4$ ve 8 göz önünde bulundurulmuştur.



Şekil 4.6. 3 boyutlu perspektif görünüm, b) Sol yan görünüm, c) Önerilen model için V riblerin yerleşimi ve boyutları.

Rib yüksekliği ve rib açısı gibi temel geometrik parametreler, kanatçıkların etrafındaki türbülansı ve hava akışını etkileyerek test plakasının ısı transfer ve sıcaklık dağılımını önemli ölçüde etkileyebilmektedir. Literatürde mevcut olan bir çalışma, yaklaşık 45 derecelik rib açısının yüzey üzerinde en yüksek ısı transferini sağladığını belirtmektedir [73]. Bu açıda ribler türbülansı artırarak sınır tabakasının kalınlığını azaltan girdapların oluşmasına ve ısı transferinin artmasına neden olur. Bu nedenlerden dolayı mevcut çalışmada ilgili yüzeyde 45 derecelik VSR açısı tercih edilmiştir.

4.2. Sayısal Yöntem ve Matematiksel Formülasyon

Uzatılmış JIC şemasında eliptik, slot, aerofoil pinler veya riblerle pürüzlendirilmiş yüzeylere dayanan birleşik soğutma şeması, mevcut geleneksel soğutma yöntemlerine alternatif olarak sunulmaktadır. Uzatılmış JIC modelinde pin ve rib yüksekliklerinin ve pin dizilimlerinin konvektif ısı transferi ve akış karakteristikleri üzerindeki etkisini belirlemek için ANSYS Fluent Solver ile detaylı sayısal araştırmalar yapılmıştır. Jet çarpmalı sistemde ısı transferinin gerçekleştiği kanaldaki akış bir dış kaynağa maruz kalmaktadır. Sonuç olarak literatürle uyumlu olarak minimum jet Re sayısı 10^4

mertebesinde olduğundan türbülanslı akış rejiminde simülasyonlar gerçekleştirilmiştir [103]. Bu çalışmada fiziksel problem 3 boyutlu olarak oluşturulmuş ve kararlı durum koşulunda analiz edilmiştir. CFD hesaplamalarında sıkıştırılamaz akış dikkate alınmıştır. Sıkıştırılamaz akış için Reynolds-Ortalama Navier-Stokes (RANS) denklemleri aşağıda sunulmuştur.

Süreklilik denklemi denklem 4.3'te verilmiştir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (4.3)$$

Momentum denklemi denklem 4.4'teki gibi tanımlanmaktadır.

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{-\rho u'_i u'_j}) \quad (4.4)$$

$\overline{-\rho u'_i u'_j}$ 'nin Reynolds gerilmesi ve μ_t 'nin türbülans viskozitesi olduğu Boussinesq hipotezine göre, Reynolds gerilmesinin hız gradyanlarıyla ilişkisi aşağıdaki gibidir ve sırasıyla denklem 4.5 ve denklem 4.6'daki bağıntılardan hesaplanmaktadır:

$$\overline{-\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (4.5)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.6)$$

Enerji denklemi:

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} [\mu_i(\rho E + P)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(k + \frac{C_\mu \mu_i}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} + \mu_i (\tau_{ij})_{eff} \right] \quad (4.7)$$

Denklem 4.7'de yer alan $(\tau_{ij})_{eff}$ ifadesi denklem 4.8'deki gibi deviatorik stres tensörü olarak tanımlanabilir:

$$\mu_i (\tau_{ij})_{eff} = \mu_{eff} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (4.8)$$

Bu çalışmada sayısal hesaplamalar için literatürde sıkça kullanılan ve bu konuda yapılan çalışmalarda yüksek bir tahmin doğruluğu sağlayan SST k-w türbülans modeli tercih edilmiştir [13,104–106]. Çünkü durma bölgesindeki sınır tabaka son derece

inedir ve viskoz alt tabaka içindeki akış özellikleri, hedef duvardaki ısı transferini önemli ölçüde etkilemektedir. Bu sebeple çarpan jetin doğru tahminlerini sağlamak için viskoz alt katmandaki akışı yüksek doğrulukla simüle eden ve difüzyon bazlı hesaplamalardaki hassasiyeti nedeniyle SST k- ω modeli kullanılmıştır. k türbülanslı kinetik enerjii temsil ederken, ω türbülans difüzyonunu temsil etmektedir. Denklem 4.9 ve denklem 4.10'da belirtildiği üzere taşınım denklemleri şu şekilde yazılabilir:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (4.9)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (4.10)$$

Γ_k ve Γ_ω , k ve ω 'yı tanımlayan dilatasyon terimleridir. G_k and G_ω sırasıyla ortalama hız gradyanlarına ve omega dağılımına bağlı olarak türbülans kinetik enerjisinin üretimidir. Y_k ve Y_ω türbülans sebebiyle meydana gelen k ve ω 'nın dilatasyonunu ifade eder. Ayrıca S_k ve S_ω kaynak terimleridir. Bunun yanı sıra, D_ω çapraz difüzyon terimini tanımlar.

Jet Reynolds sayısı, bir jet akışının rejimini karakterize etmek için kullanılır ve JIC için Re sayısı denklem 4.11'de verilen eşitlikle hesaplanmaktadır.

$$Re_j = \frac{\rho V d}{\mu} \quad (4.11)$$

Bu denklemde ρ havanın yoğunluğunu, μ dinamik viskozitesini, V ortalama akış hızını ve d ise jet çapını ifade etmektedir.

Lokal ısı taşınım katsayısı (h), ısının bir akışkandan katı bir yüzeye transfer edilme hızının bir ölçüsüdür ve denklem 4.12'de tanımlanmıştır. Ayrıca jet akışının akış rejiminden, jet çapından, jet ile hedef yüzey arasındaki mesafeden, yüzey pürüzlülüğünden, sıcaklığından vb. birçok parametreden etkilenmektedir.

$$h = \frac{q''}{T_w - T_\infty} \quad (4.12)$$

Burada q'' birim alan başına geçen ısı miktarıdır ve ısı akısını temsil etmektedir. T_∞ duvardan uzaktaki akışkan sıcaklığını ifade ederken, T_w duvar sıcaklığını göstermektedir. Ayrıca ortalama Nusselt sayısı denklem 4.13 ile hesaplanabilmektedir.

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}d}{k} \quad (4.13)$$

Burada k havanın ısı iletim katsayısı, \overline{Nu} ve \bar{h} sırasıyla hedef yüzeyin ortalama Nusselt sayısı ve ortalama ısı taşınım katsayısıdır. \bar{h} tüm ölçüm bölgesi üzerindeki yerel ısı taşınım katsayılarının ortalaması alınarak hesaplanmaktadır.

4.3. Sınır Koşulları ve Sayısal Çözüm Prosedürü

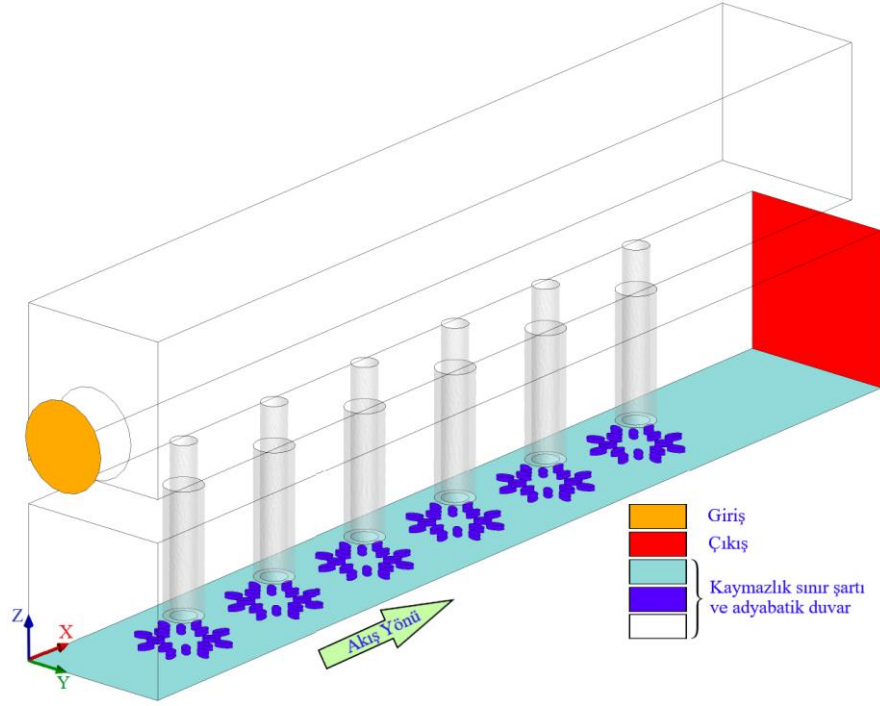
4.3.1. Düz yüzey modeli

4.3.1.1. Sınır koşulları

21 mm hidrolik çapa sahip dairesel bir kesitten sisteme giren proses akışkanını üniform hız ve sıcaklık profiline sahiptir. 323 K'de sisteme giren proses akışkanının termodinamik özellikleri tablolar yardımıyla belirlenmiştir [103]. Hesaplamalı akış alanının çıkışında basınçlı çıkış sınır koşulu tanımlanmıştır. Ayrıca, hidrodinamik kaymazlık şartı diğer sınır koşulu olarak girilmiştir. Bununla birlikte hedef yüzey haricindeki tüm yüzeyler adyabatik (termal sınır koşulu) olarak tanımlanmıştır. Hedef yüzeyin sıcaklığı sabit ve 294 K olarak kabul edilmiştir. Sınır koşullarının toplu bir şekilde gösterimi Şekil 4.7'de mevcuttur. Giriş ve çıkış kesitlerinin türbülans yoğunluğu (I) denklem 4.14'te verilen bağıntı ile hesaplanmıştır [107].

$$I = 0,16Re^{-1/8} \quad (4.14)$$

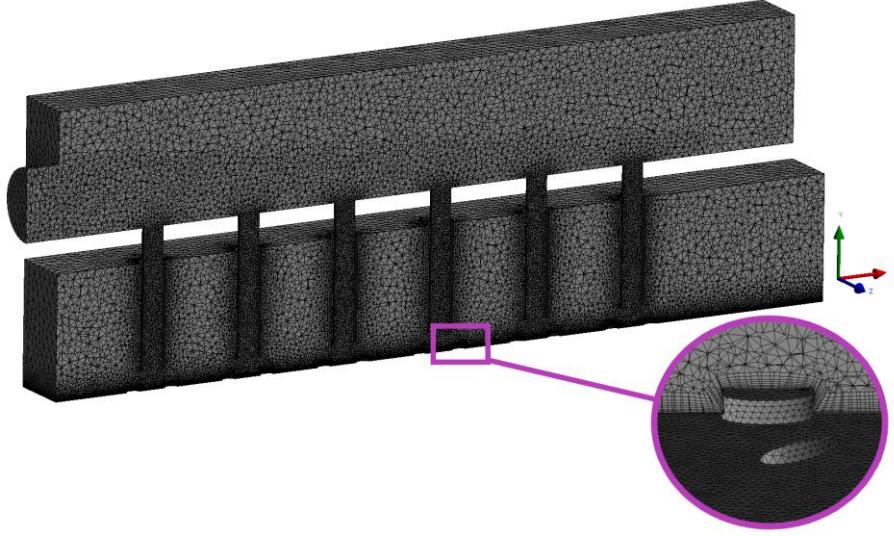
Hız-basınç ilişkisi için ayırık bir çözücü olan SIMPLEC şeması tercih edilmiştir. Ayrıca, diferansiyel denklemlerin uzaysal ayrıklaştırılmasında ikinci mertebeden upwind şemasından yararlanılmıştır. Düz yüzey çalışmalarında üç farklı Re sayısı (16250, 27100 ve 32500) için sayısal hesaplamalar yapılmıştır. Jet bölgesinde hesaplanan Re sayısı 10^4 mertebelerinde olduğundan tam türbülanslı akış koşulunu sağlamaktadır [103]. Süreklilik, momentum, enerji ve türbülans denklemlerinin sayısal çözümünde yakınsama faktörü 10^{-5} 'e ulaşıncaya kadar iterasyonlara devam edilmiştir.



Şekil 4.7. Hesaplama alanı için sınır koşullarının gösterimi.

4.3.1.2. Ağdan bağımsızlık çalışması

Sayısal bir çalışmadaki fiziksel problem sonlu sayıda kontrol hacmine bölünür. Ayrıca yukarıda belirtilen denklemlerin hesaplamaları her bir düğüm için yapılmaktadır. Oluşturulan ağ yapısı, sonuçların doğruluğu ve simülasyonun hesaplama maliyeti açısından oldukça önemli olduğu için en uygun grid yapısına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu nedenle, özellikle hız ve sıcaklık dalgalanmalarının yüksek olduğu hedef yüzey ve jet bölgesinde nispeten küçük boyutlu hacim elemanları oluşturulmalıdır. Hesaplama alanında tetrahedral ağ yapısı tercih edilmiş ve tipik bir ağ yapısı Şekil 4.8’de verilmiştir. Analizler, SST $k-\omega$ türbülans modeli ile gerçekleştirilmiş ve pin yüzeylerindeki karmaşık ağ yapısı nedeniyle hedef yüzey üzerinde y^+ 1,8 civarına düşürülmüştür.



Şekil 4.8. Hesaplama alanı için tipik bir ağ yapısının gösterimi.

Richardson ekstrapolasyonuna [108,109] dayanan ağ yakınsama indeksi (GCI), sayısal çözümlerdeki ayrıklaştırma hatasını değerlendirmek için kullanılmaktadır. Çözümlerin ağdan bağımsız olup olmadığını kontrol etmek için $Re = 32500$ 'de alan ortalamalı Nu sayısı, kaba ($1,93 \times 10^6$), orta ($4,02 \times 10^6$) ve ince ($4,94 \times 10^6$) ağ yapıları kullanılarak eliptik pinli modelde niceliksel olarak Tablo 4.2'deki gibi incelenmiştir.

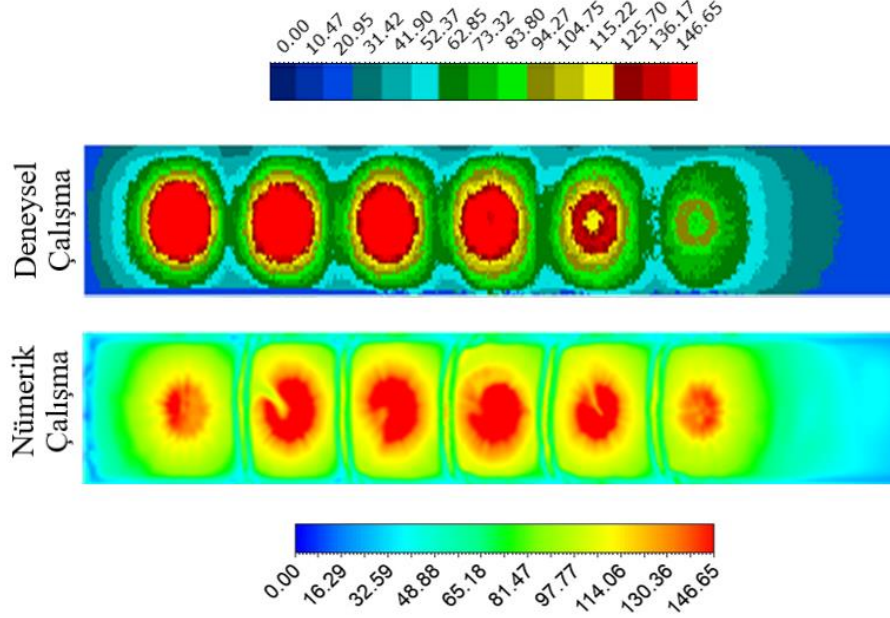
Tablo 4.2. Tipik bir fiziksel model için ağ bağımsızlık sonuçları ($R_2_G/d = 1$, $H_p/d = 0,167$).

	Ağ Yapısı (3)	Ağ Yapısı (2)	Ağ Yapısı (1)	Ekstrapolasyon
Eleman Sayısı	$1,93 \times 10^6$	$4,02 \times 10^6$	$4,94 \times 10^6$	
\bar{Nu}	88,60	92,61	93,32	93,47
Bağıl Hata	%1,16	%0,20	%0,16	

GCI_{23} (orta ila kaba) ve GCI_{12} (ince ila orta) sırasıyla %1,16 ve %0,20 olarak hesaplanmıştır. Öte yandan $\frac{GCI_{21}}{r^P GCI_{32}}$ 1,0077 olarak değerlendirilmiştir. Bu nedenle, ağ yakınsamasının asimptotik yakınsama aralığında $\left(\frac{GCI_{21}}{r^P GCI_{32}} = 1\right)$ olduğu düşünülebilir. Ayrıca, ince ağ yapısı ve ekstrapolasyon arasındaki bağıl hata değeri %0,16'dır. Dolayısıyla grid yapısının daha da iyileştirilmesine ihtiyaç olmadığı düşünülmektedir. Sonuç olarak bu çalışmanın sayısal hesaplamalarında ince ağ yapısı (1) tercih edilmiştir.

4.3.1.3. Sayısal sonuçların doğrulanması

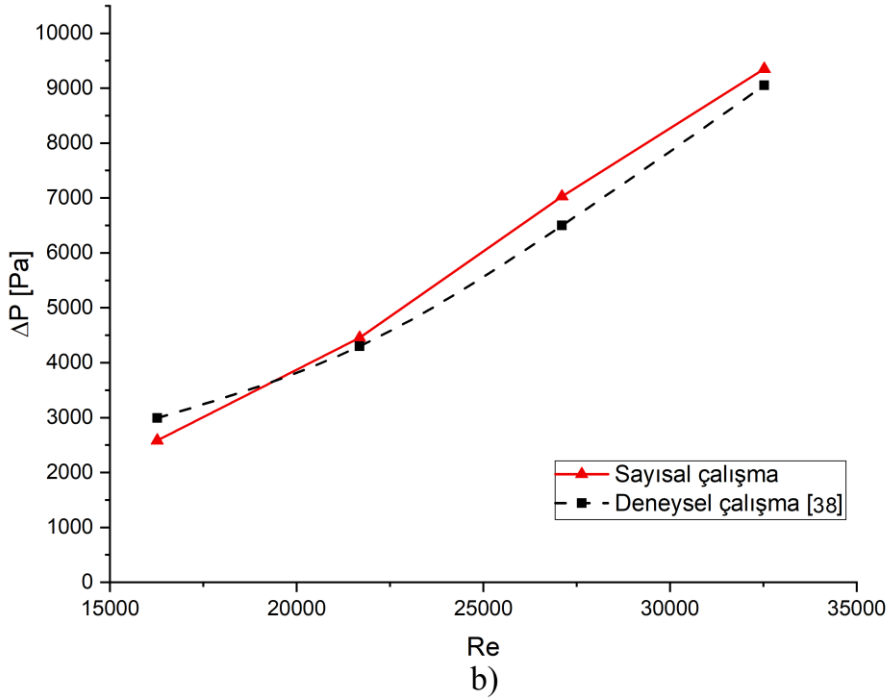
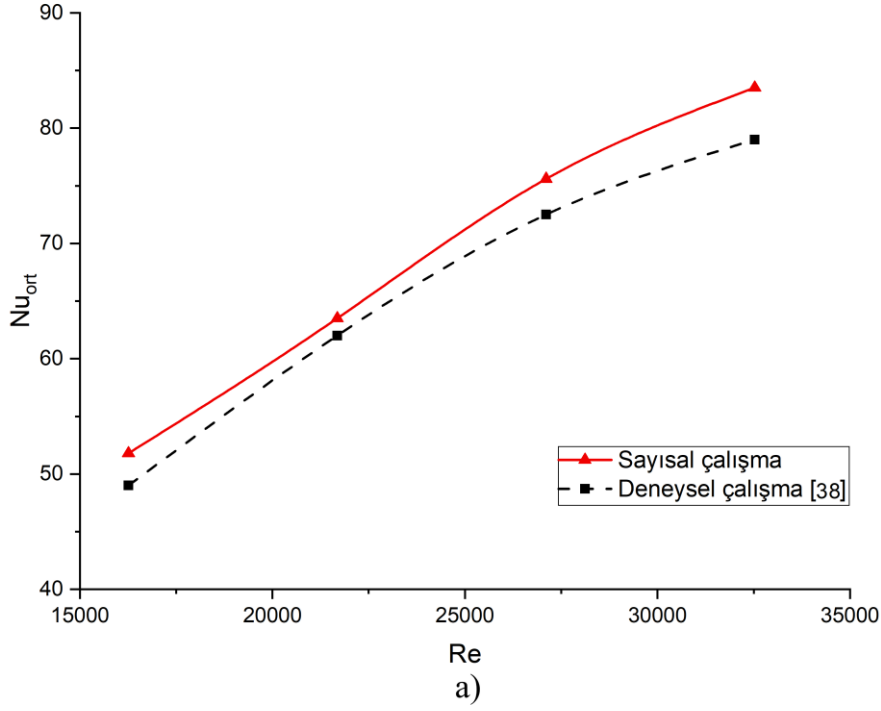
Literatürdeki deneysel sonuçlar [38], sayısal çözüm prosedürünü doğrulamak için $G/d = 1$, $H_p/d = 0$ ve $Re = 32500$ 'ün sayısal sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Şekil 4.9'da gösterildiği gibi, hedef yüzeydeki deneysel ve sayısal ısı transferi kontürü arasında makul bir fark vardır.



Şekil 4.9. Düz hedef yüzeyde sayısal ve deneysel sonuçlar [38] için Nu konturlarının karşılaştırılması.

Farklı Re sayılarına bağlı ortalama Nu sayıları ve basınç düşümleri Şekil 4.10'da verilmektedir. Sayısal ve deneysel ortalama Nu sayıları ve basınç düşümleri arasındaki maksimum fark sırasıyla %5,71 ve %13,62'dir. Sayısal çözüm prosedürü deneysel verilerle uyumlu olduğundan düz hedef yüzeyli modellerdeki tüm sayısal hesaplamalar bu prosedüre göre tamamlanmıştır.

Geleneksel jet çarpmalı soğutma şemasının [24,110,111] aksine, jet çarpma modelinde nozulu hedef yüzeye kadar uzatmanın kanaldaki jet ve çapraz akış arasındaki etkileşimi azalttığı sonuçlarda görülmektedir. Bu nedenle, literatürdeki çalışmalara uygun olarak, ilgili yüzeyde çarpma bölgesinin yer değiştirmesi göreceli olarak ortadan kaldırmıştır [34,38,39].



Şekil 4.10. Deneysel [38] ve sayısal sonuçların karşılaştırılması a) ortalama Nu sayıları, b) basınç düşümleri.

4.3.2. İçbükey yüzey modeli

İçbükey yüzey modellerinde sayısal hesaplamalar yapmak için ANSYS Fluent kullanılmıştır. Fiziksel modellerde elde edilen nümerik sonuçlar, literatürdeki deneysel veriler [37] kullanılarak doğrulanmıştır. Uzatılmış jet ve pin konfigürasyonları için hedef yüzeyde meydana gelen ısı transfer değişiminde en uygun

türbülans modelini seçmek için literatürde yaygın olarak tercih edilen viskoz modellerin sonuçları bu bölümde karşılaştırılmıştır.

4.3.2.1. Sınır koşulları

İçbükey hedef yüzeyli teorik modeldeki sınır koşulları Tablo 4.3'te verilmektedir. Modelde hedef yüzey 300 K sıcaklıkta sabit tutulurken, hava akışkanı 320 K'de dairesel bir kesitten modele girmektedir. Hedef plaka dışında kalan duvar kısmı için kaymazlık ve adyabatik duvar sınır koşulları tanımlanmıştır. Tüm duvar bölgelerinde kaymazlık sınır şartı uygulanırken, çıkış kesitinde etkin basınç değeri sıfır olarak alınmıştır. Ayrıca hesaplama maliyetini azaltmak için xz düzleminde simetri sınır koşulu uygulanmıştır.

Tablo 4.3. Fiziksel modelde sınır şartları.

Proses akışkanının giriş sıcaklığı	320	K
Sabit hedef yüzey sıcaklığı	300	K
Duvarlarda kaymazlık ve adyabatik sınır şartı	-	-
Çıkış kesitindeki gösterge basıncı	0	Pa
	$Re = 5000$ için $2,88 \times 10^{-3}$	
Simetrik modelde giriş kütleli debileri	$Re = 15000$ için $8,64 \times 10^{-3}$ $Re = 25000$ için $14,4 \times 10^{-3}$	kg/s
	$Re = 5000$ için 4,55	
Giriş türbülans yoğunlukları	$Re = 15000$ için 3,95 $Re = 25000$ için 3,73	%

Giriş kesitindeki kütleli debi değerleri jet Re sayılarına göre belirlenmiştir. Tüm jetler için Re sayısı 4×10^3 'ten büyük olduğundan tam türbülanslı akış durumu mevcuttur [26]. Basınç-hız ilişkisi SIMPLEC algoritması kullanılarak çözülmüştür. Sıkıştırılmaz akış ve türbülans denklemlerindeki konvektif terimler ikinci dereceden upwind şeması ile ayrıklaştırılmıştır. Havanın termofiziksel koşulları Tablo 4.4'te verilmiştir.

Tablo 4.4. Havanın termofiziksel özellikleri [112].

Proses Akışkanı	Yoğunluk [kg.m ⁻³]	Özgül Isı [J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	Dinamik Viskozite [kg.m ⁻¹ .s ⁻¹]	Termal İletkenlik [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
Hava	1,094	1007,4	1,7879×10 ⁻⁵	0,027801

4.3.2.2. Ağdan bağımsızlık çalışması

Sayısal bir çalışmada ağ yapısı sonuçları önemli ölçüde etkilemektedir. Doğru çözümler için, önemli ölçüde sıcaklık ve hız dalgalanmalarının meydana geldiği hedef yüzey ve çarpan jetler gibi bölgelerde daha sıkı bir mesh yapısı gereklidir.

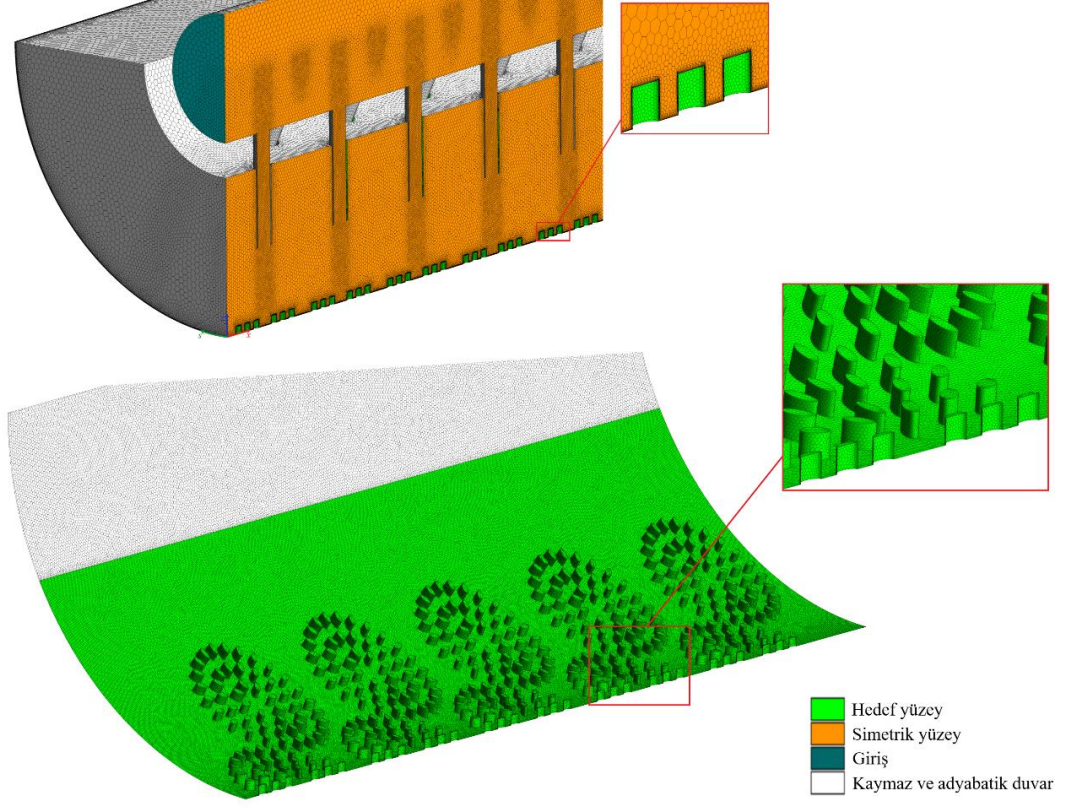
Sayısal çözümlerin ağ yapısından bağımsız olup olmadığını belirlemek için mesh bağımsızlığı üzerine bir çalışma yapılmıştır. Bu amaçla içbükey bir yüzey üzerinde $Re = 25000$, $G/d = 4,0$ ve $H/d = 8,0$ 'da alan ortalamalı Nu sayısı incelenmiştir. Tablo 4.5'te mesh bağımsızlığı sonuçları sunulmaktadır. Tabloda gösterildiği gibi, Ağ Yapısı 3 ve Ağ Yapısı 4 kullanıldığında hesaplanan ortalama Nu sayılarındaki değişim yalnızca %0,83'tür.

Tablo 4.5. İçbükey pürüzsüz bir yüzey üzerinde mesh bağımsızlığı çalışması.

Ağ Yapısı	Ağ Yapısı 1	Ağ Yapısı 2	Ağ Yapısı 3	Ağ Yapısı 4
Eleman Sayısı	2,97×10 ⁶	5,39×10 ⁶	7,72×10 ⁶	8,57×10 ⁶
Nod Sayısı	9,20×10 ⁶	20,73×10 ⁶	24,57×10 ⁶	27,12×10 ⁶
Nu_{ort}	72,12	70,18	68,90	68,33
y^+	1,78	1,24	0,92	0,91

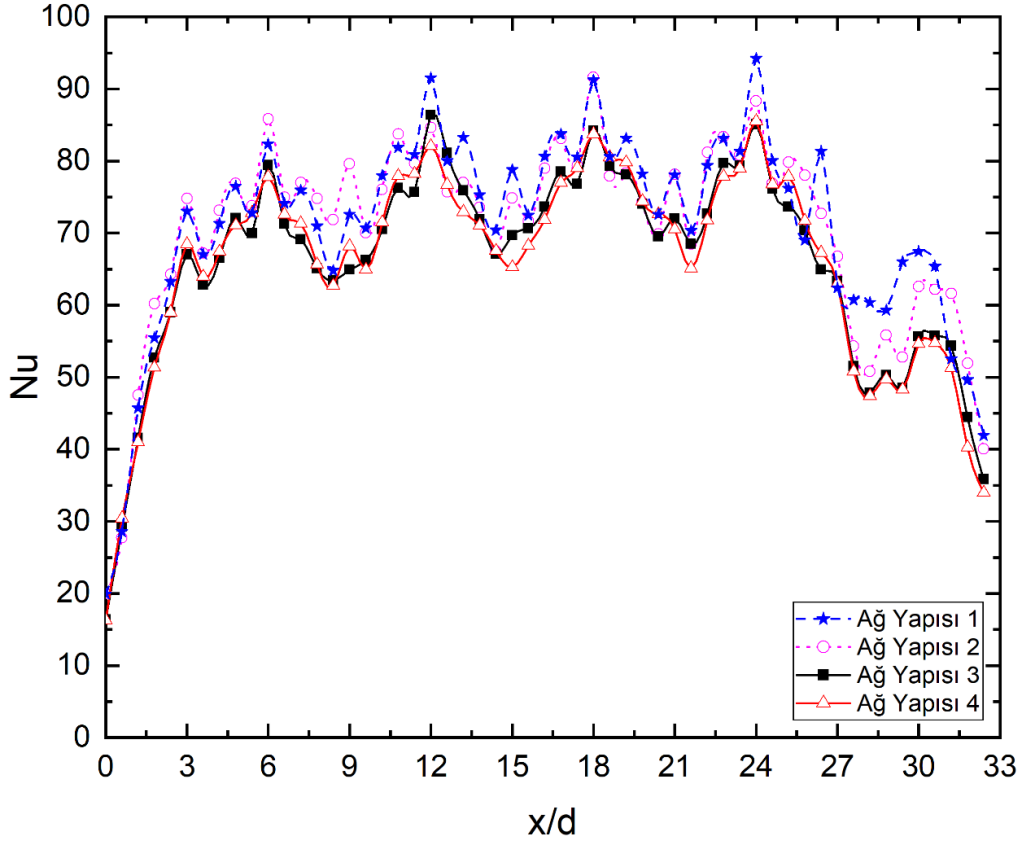
Şekil 4.11 akış alanının mesh yapısına ait genel bir görünüm sunmaktadır. Şekil ayrıca hedef yüzeyin ağ yapısının detaylı bir görünümünü de içermektedir. Karmaşık geometriye sahip mühendislik uygulamalarında yaygın olarak kullanılan polihedral elemanlar bu çalışmada tercih edilmiştir. Şekilden de görülebileceği gibi hedef yüzey

ve duvar jet bölgesinde daha yoğun bir ağ yapısı oluşturulmuştur. Ayrıca bazı adlandırılmış seçimler ve sınır koşulları da renklendirilmiş halde belirtilmiştir.



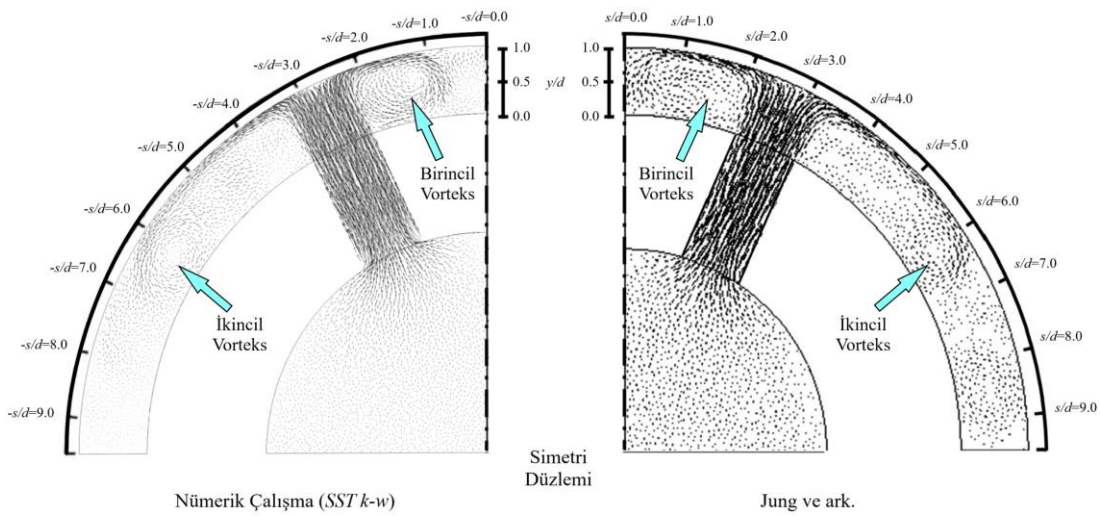
Şekil 4.11. Tipik ağ yapısına kapsamlı genel bakış.

Pinli hedef yüzeyde mesh bağımsızlığı prosedürünü daha da doğrulamak amacıyla $Re = 25000$, $G/d = 4,0$ ve $H/d = 8,0$ 'da farklı ağ yapıları için akış yönü boyunca yanıl ortalamalı Nu sayısı değişimi Şekil 4.12'de verilmiştir. Ağ Yapısı 3 ve Ağ Yapısı 4 karşılaştırıldığında küçük bir sapma olduğu varsayılabilir. Hesaplama maliyeti nedeniyle daha sıkı bir mesh yapısının kullanılmasına gerek olmadığına karar verilmiştir. Bu nedenle içbükey hedef yüzey çalışmalarındaki tüm sayısal hesaplamalar için Ağ Yapısı 3 tercih edilmiştir.



Şekil 4.12. Farklı ağ yapıları için yerel Nu dağılımının incelenmesi.

Ayrıca Ağ Yapısı 3 ile $x/d = 3,0$ üzerinde elde edilen hız vektör grafiği, Şekil 4.13'te gösterildiği gibi literatür [37] ile karşılaştırıldığında iyi bir uyum göstermektedir. Şeklin detaylı incelenmesi sonucunda birincil ve ikincil girdapların hemen hemen aynı konumlarda ($s/d \cong -1,5$ ve $-6,0$) üretildiği görülecektir.

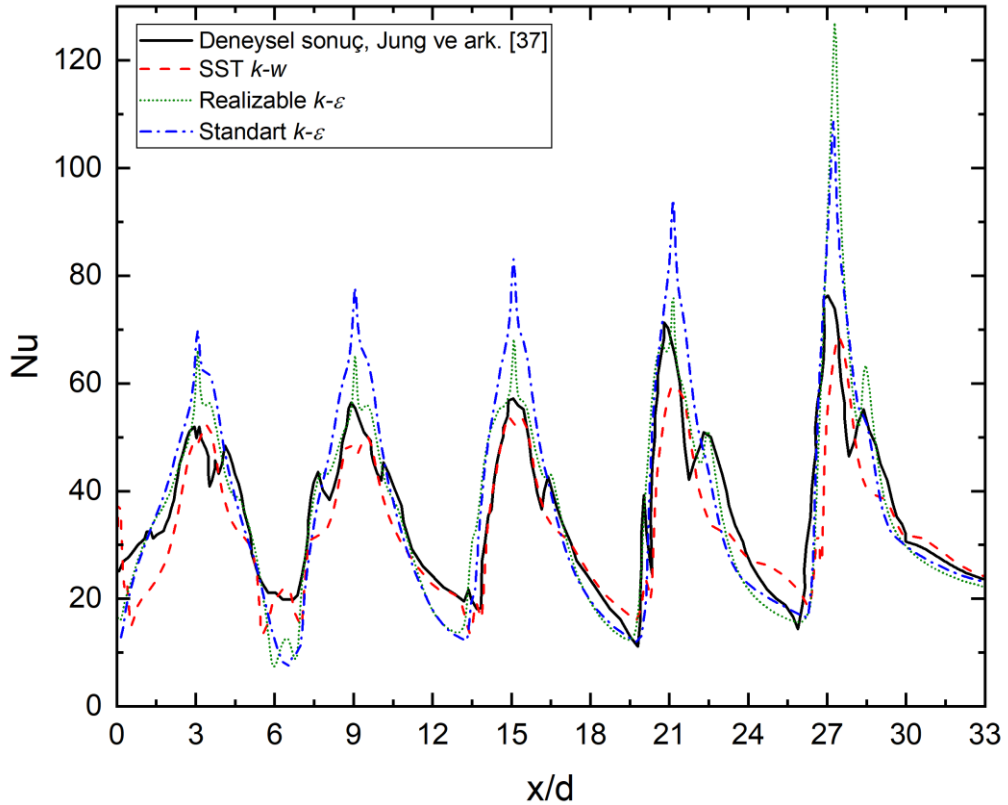


Şekil 4.13. Mevcut çalışma (SST $k-w$) ve Jung ve arkadaşlarının çalışmasının [37] hız vektör alanlarının karşılaştırılması.

4.3.2.3. Sayısal sonuçların doğrulanması

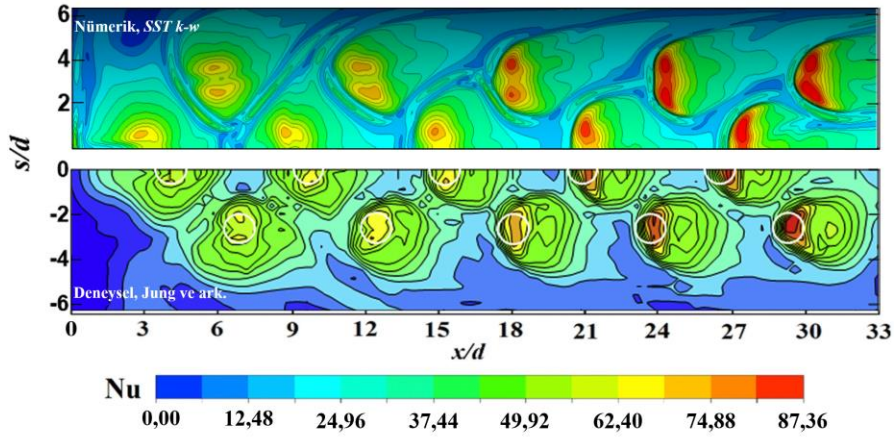
Sayısal bir çalışma için fiziksel bir modelin çözümünde ağ yapısının yanı sıra türbülans modeli seçimi, hem simülasyon sonuçlarının doğruluğunu hem de maliyetleri doğrudan etkilemektedir. Ancak tek bir türbülans modeli her sayısal problemi aynı hassasiyetle çözemeyeceği için sayısal çalışmalar yapılmadan önce o probleme en uygun modelin belirlenmesi önemlidir. Bu nedenle bu çalışmada, çarpan jetlerin ısı transfer probleminin çözümünde sıklıkla kullanılan türbülans modellerinin sonuçları sunulmaktadır. Ayrıca sayısal çözüm metodolojisinin geçerliliğini doğrulamak için yerel Nu sayısı dağılımı, Nu kontur grafiği ve alan ortalamalı Nu sayısı sonuçları Jung ve arkadaşlarının [37] deneysel çalışmasıyla karşılaştırılmıştır.

Şekil 4.14, akış yönü boyunca çeşitli türbülans modelleri (SST $k-\omega$, realizable $k-\epsilon$ ve standard $k-\epsilon$) altında yerel Nu sayısı dağılımını karşılaştırmaktadır. $Re = 5000$ 'de $s/d = 0$ 'daki yerel Nu sayısı dağılımını karşılaştırmak için pürüzsüz yüzey, $G/d = 1,0$ ve $H/d = 1,0$ geometrik parametreleri dikkate alınmıştır. Türbülans modelleri, özellikle çarpma bölgelerindeki deneysel verileri olduğundan fazla tahmin etmiştir. Ancak SST $k-\omega$ türbülans modeli kabul edilebilir bir tahmin gerçekleştirmiştir. İlgili şekilden yerel Nu sayısı dağılımının deneysel sonuçlarla [37] daha tutarlı olduğu görülmektedir.

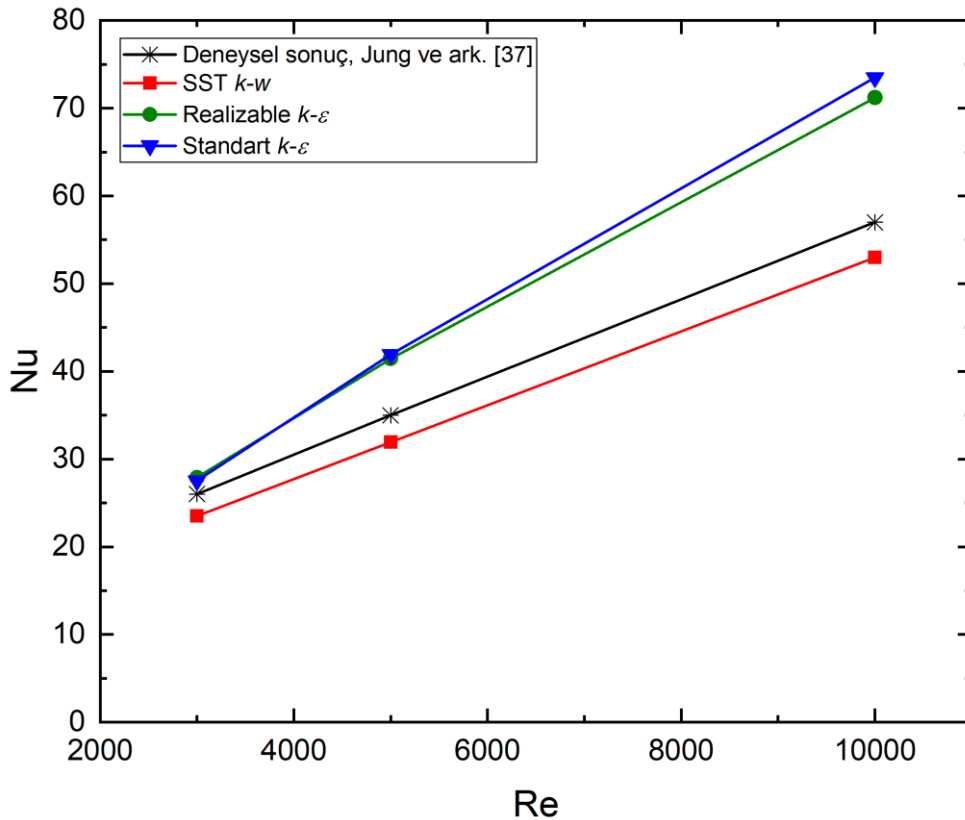


Şekil 4.14. $Re = 5000$ 'de çeşitli türbülans modelleri için yerel Nu dağılımları.

Bu sonuçlara ek olarak ilgili yüzey üzerinde sayısal hesaplama sonucu elde edilen yerel Nu dağılımının Şekil 4.15'teki deneysel verilerle tutarlı olup olmadığı da incelenmiştir. Şekilde görüldüğü gibi SST $k-\omega$ modeli deneysel çalışmanın yerel Nu konturunun tahmininde iyi bir performans göstermiştir.



Şekil 4.15. $Re = 5000$ 'de nümerik ve deneysel [37] Nu kontur grafikleri.



Şekil 4.16. Farklı türbülans modelleri için alan ortalamalı Nu sayıları.

Ayrıca $0 \leq x/d \leq 33$ ile $-4,0 \leq s/d \leq 4,0$ arasında ilgili yüzeydeki lokal ölçümlerin ortalaması alınarak ortalama Nu sayıları belirlenmiştir. Şekil 4.16'da görülebileceği

gibi, belirlenen türbülans modeli, deneysel çalışmanın [37] ortalama Nu sayılarını maksimum %9,6'dan daha az bir sapma ile başarıyla tahmin etmiştir. Bu sonuçlar göz önüne alındığında, düşük Re düzeltmeli türbülans modeli ile SST k- ω , incelenen diğer türbülans modellerine göre nispeten daha makul bir performans göstermiştir. Bu nedenle tüm hesaplamalarda bu çözüm prosedürü kullanılmış ve elde edilen sonuçlar detaylı olarak tartışılmıştır.

5. DENEYSEL SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER

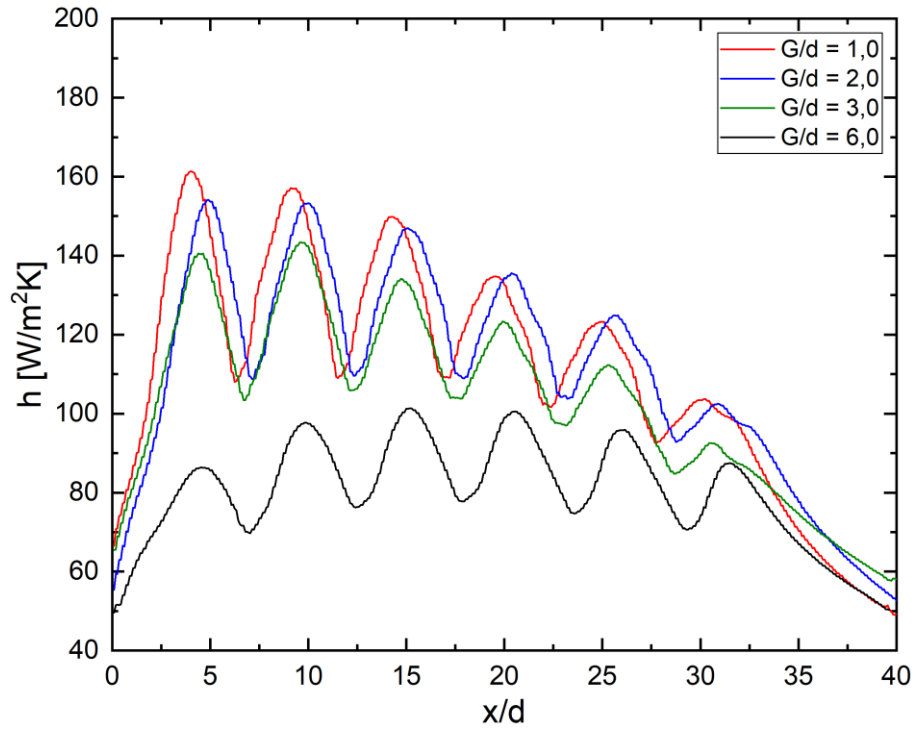
Bu bölümde hem düz pürüzsüz yüzey hem de konik pinlerle pürüzlendirilmiş hedef yüzey için ısı transferi ve basınç düşümü sonuçlarına yer verilmiştir. Ayrıca önerilen modelleri ait termal performans faktörü (TPC) tartışılmıştır.

5.1. Pürüzsüz Yüzeyde Nozul Mesafesinin Isı Transferi ve Basınç Düşümüne Etkisi

Konik pinli hedef yüzeylerdeki ısı transfer performansını karşılaştırmak amacıyla öncelikle TLC yöntemi kullanılarak pürüzsüz düz yüzeylerdeki ısı taşınım katsayıları belirlenmiştir.

5.1.1. $Re = 13000$ 'de hedef yüzey-nozul mesafesinin yerel ısı taşınım katsayısı dağılımına etkisi

$Re = 13000$ 'de pürüzsüz hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış yönündeki değişimi Şekil 5.1'de verilmiştir.



Şekil 5.1. $Re = 13000$ 'de pürüzsüz hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusu boyunca değişimi.

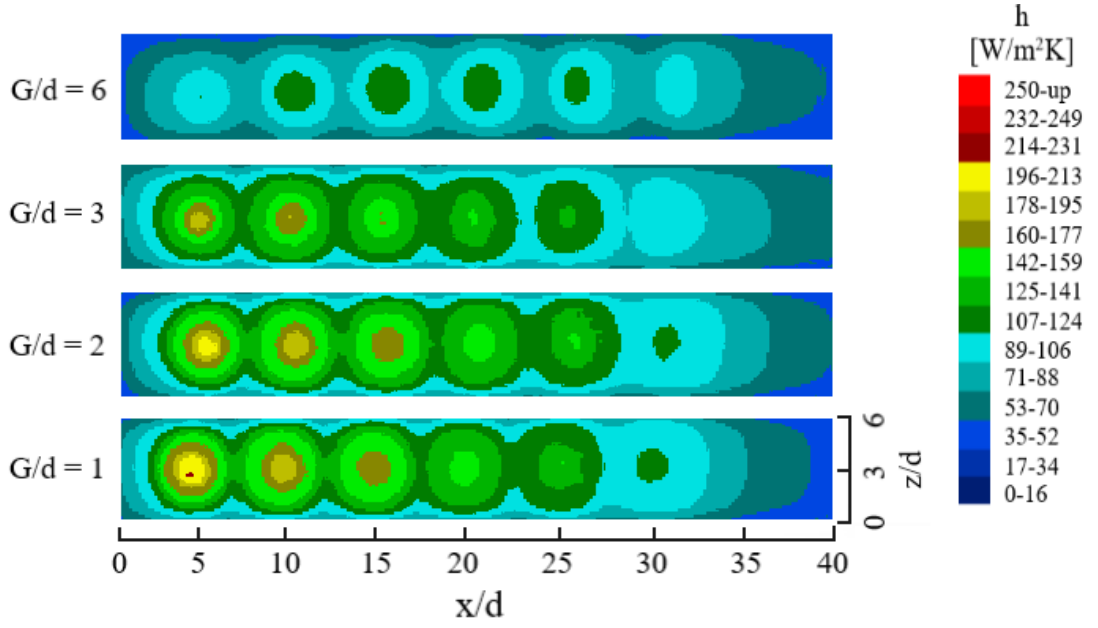
Tablo 5.1’de $Re = 13000$ için tüm jet bölgelerinde ulaşılan maksimum ısı taşınım katsayıları verilmiştir. Jetlerin etki ettiği çarpma noktalarındaki ($x/d = 5, 10, 15, 20, 25$ ve 30) ısı taşınım katsayısı değerleri incelendiğinde geleneksel jet çarpmalı modelde ($G/d = 6$) üçüncü jet bölgesine kadar bir artış ve daha sonra azalma eğiliminde olduğu görülecektir. $G/d = 6$ için maksimum ısı taşınım katsayısının üçüncü jet bölgesinde $101,24 \text{ W/m}^2\text{K}$ olduğu tespit edilirken en düşük olduğu jet bölgeleri ise bir ve altı olarak gözlemlenmiştir. İncelenen modellerde maksimum ısı taşınım katsayısının $G/d = 1$ için üçüncü jet bölgesinde $161,31 \text{ W/m}^2\text{K}$ olduğu belirlenmiştir.

Buna karşılık nozulların uzatıldığı ve G/d ’nin 1, 2 ve 3 olduğu test modellerinde ilk iki jet bölgesindeki ısı taşınım katsayılarının üçüncü jet bölgesinden nispeten daha yüksek olduğu görülecektir. Bu modellerde benzer şekilde üçüncü jet bölgesinden sonra ısı taşınım katsayılarının düştüğü görülmüştür. Uzatılmış jet modellerinde en düşük ısı taşınım katsayıları son jet bölgesinde meydana gelmiştir.

Tablo 5.1. $Re = 13000$ ’de pürüzsüz hedef yüzey için jet bölgelerindeki maksimum yerel ısı taşınım katsayıları.

G/d	h (Jet 1)	h (Jet 2)	h (Jet 3)	h (Jet 4)	h (Jet 5)	h (Jet 6)
6	86,37	97,70	101,24	100,47	95,82	87,89
3	140,54	143,37	134,08	123,34	112,28	92,52
2	154,05	153,20	146,91	135,52	124,87	102,47
1	161,31	157,04	149,80	134,76	123,24	103,65

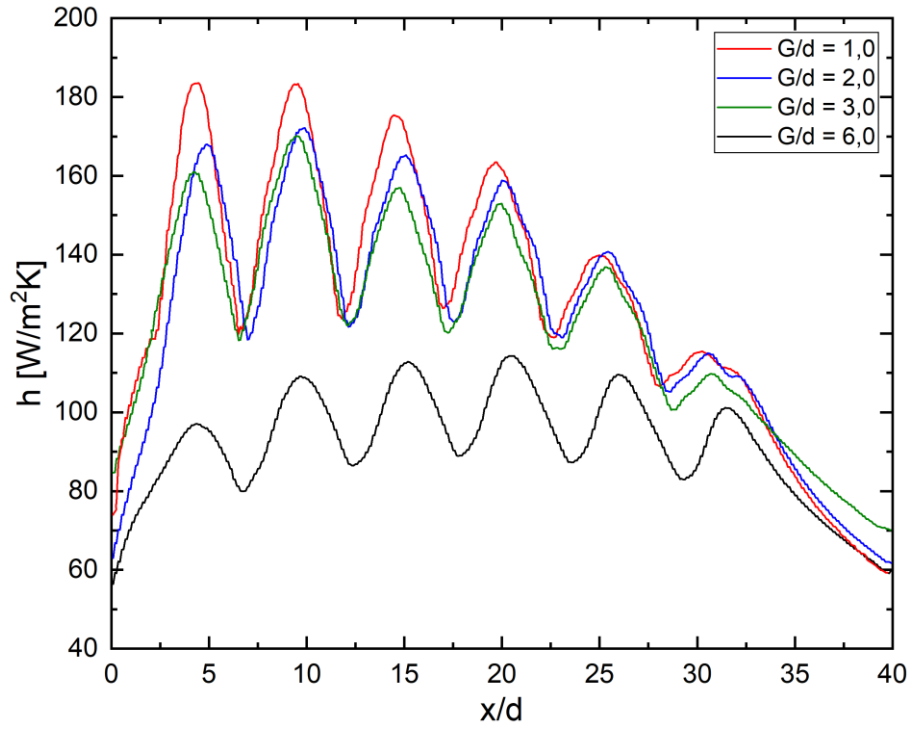
Ayrıca, $Re = 13000$ için pürüzsüz hedef yüzeydeki yerel ısı taşınım katsayısı kontürleri Şekil 5.2’de verilmiştir. Nozul boşluğu kısalдықça geleneksel çarpmalı jet modeline göre özellikle ilk iki jet bölgesinde önemli bir artış olduğu görülecektir. Aynı şekilde son jet bölgesinde $G/d = 1$ ve $G/d = 2$ için belirgin bir artış söz konusudur. Bununla birlikte $G/d = 1$ ve $G/d = 2$ modelleri benzer bir ısı transfer performansı sergilemişlerdir.



Şekil 5.2. $Re = 13000$ 'de pürüzsüz hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının değişimi.

5.1.2. $Re = 26000$ 'de hedef yüzey-nozul mesafesinin yerel ısı taşınım katsayısı dağılımına etkisi

$Re = 26000$ 'de pürüzsüz hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış yönündeki değişimi Şekil 5.3'te verilmiştir.



Şekil 5.3. $Re = 26000$ 'de pürüzsüz hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusu boyunca değişimi.

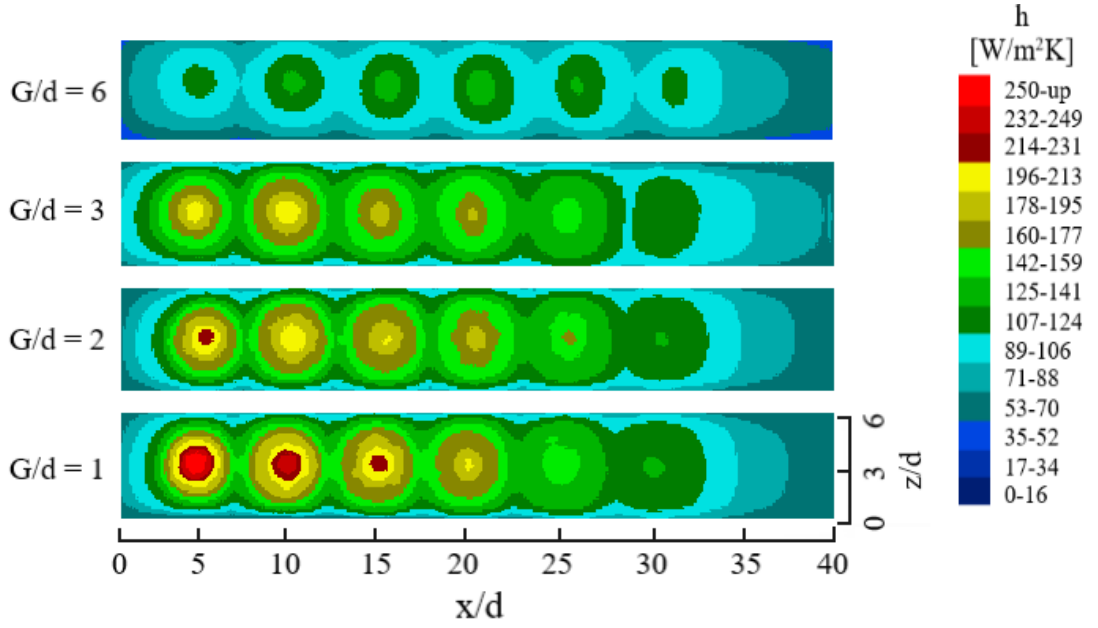
Şekilde görüldüğü gibi tüm modellerde en düşük ısı taşınım katsayıları son jet bölgesinde tespit edilmiştir. Uzatılmış jetlerin varlığı ile tüm jet bölgelerinde belirgin bir artış söz konusudur. En yüksek yerel ısı taşınım katsayısı $G/d = 1$ için ilk jet bölgesinde oluşurken en düşük yerel ısı taşınım katsayısı $G/d = 6$ için ilk jet bölgesinde gözlenmiştir.

Tablo 5.2’de $Re = 26000$ için jetlerin etki ettiği bölgelerde ölçülen en yüksek ısı taşınım katsayıları verilmiştir. Tabloda verildiği üzere en yüksek yerel ısı taşınım katsayısı $G/d = 1$ için $183,46 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak gözlenirken en düşük yerel ısı taşınım katsayısı $G/d = 6$ ’da $97 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak tespit edilmiştir.

Tablo 5.2. $Re = 26000$ ’de pürüzsüz hedef yüzey için jet bölgelerindeki maksimum yerel ısı taşınım katsayıları.

G/d	h (Jet 1)	h (Jet 2)	h (Jet 3)	h (Jet 4)	h (Jet 5)	h (Jet 6)
6	97,00	109,14	112,79	114,28	109,53	101,03
3	160,97	170,02	156,92	152,71	136,80	109,74
2	167,84	172,08	165,24	158,84	140,74	114,98
1	183,46	183,12	175,35	163,41	139,69	115,35

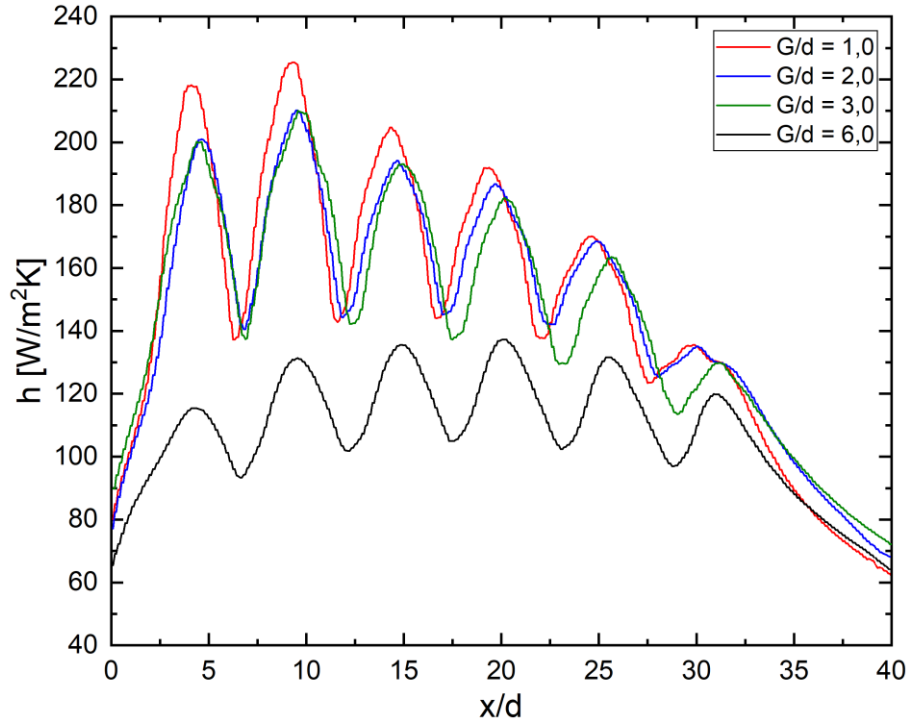
Ayrıca, $Re = 26000$ için pürüzsüz hedef yüzeydeki yerel ısı taşınım katsayısı kontürleri Şekil 5.4’te verilmiştir. $G/d \leq 3$ olan modellerde yüzey üzerindeki yerel ısı taşınım katsayılarında gözle görülür bir artış olmuştur. Bununla birlikte $G/d = 1$ modeli en iyi ısı transfer performansını sergilemiştir. Aynı zamanda, uzatılmış jet modellerinde durgun akış bölgelerinin azaldığı görülmektedir.



Şekil 5.4. $Re = 26000$ 'de pürüzsüz hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının değişimi.

5.1.3. $Re = 39000$ 'de hedef yüzey-nozul mesafesinin yerel ısı taşınım katsayısı dağılımına etkisi

Şekil 5.5, $Re = 39000$ 'de pürüzsüz hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış yönü boyunca değişimini sunmaktadır.



Şekil 5.5. $Re = 39000$ 'de pürüzsüz hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusu boyunca değişimi.

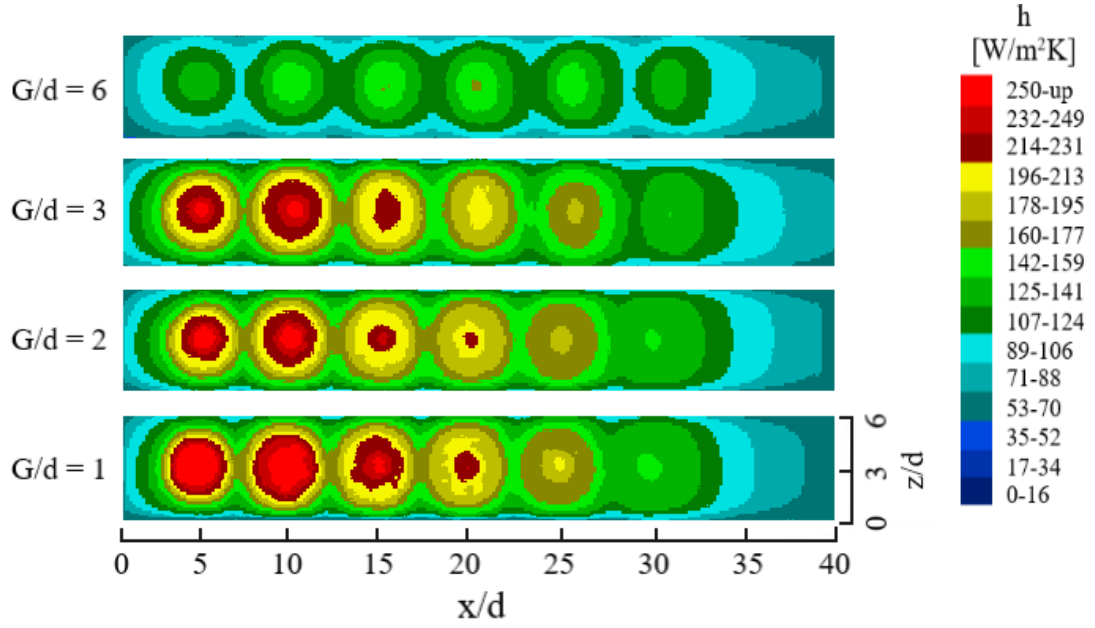
Nozul-hedef yüzey mesafesinin azalması ile yüzey üzerindeki taşınım katsayıları artış göstermiştir.

Tablo 5.3'te $Re = 39000$ için tüm jet bölgelerinde ulaşılan maksimum ısı taşınım katsayıları verilmiştir. Çarpma noktalarındaki ısı taşınım katsayıları incelendiğinde geleneksel jet çarpmalı model için maksimum değer dördüncü jet bölgesinde $137,20 \text{ W/m}^2\text{K}$ olduğu belirlenirken en düşük olduğu jet bölgesi birinci jet olarak gözlemlenmiştir. İncelenen modellerde maksimum ısı taşınım katsayısının $G/d = 1$ için ikinci jet bölgesinde $225,41 \text{ W/m}^2\text{K}$ olduğu belirlenmiştir. Buna karşılık nozulların uzatılması ile çapraz akışın ısı transferi üzerindeki olumsuz etkisi azaltılarak son jet bölgesinde belirgin bir artış sağlanmıştır.

Tablo 5.3. $Re = 39000$ 'de pürüzsüz hedef yüzey için jet bölgelerindeki maksimum yerel ısı taşınım katsayıları.

G/d	h (Jet 1)	h (Jet 2)	h (Jet 3)	h (Jet 4)	h (Jet 5)	h (Jet 6)
6	115,37	131,37	135,50	137,20	131,64	119,80
3	200,23	210,02	193,09	181,93	163,52	129,75
2	200,96	210,11	194,17	186,73	168,49	135,11
1	217,89	225,41	204,68	191,81	169,97	135,52

$Re = 39000$ için pürüzsüz hedef yüzeydeki yerel ısı taşınım katsayısı kontürleri Şekil 5.6'da sunulmuştur. Şekilden anlaşılacağı üzere nozul-hedef yüzey mesafesinin azalması ile yüzey üzerindeki taşınım katsayıları artış göstermiştir. Nozul uzunluğunun artışı ile ilk üç jet bölgesinde önemli bir değişim gözlenmiştir.



Şekil 5.6. $Re = 39000$ 'de pürüzsüz hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının değişimi.

5.2. Konik Pinli Yüzeyde Nozul Mesafesinin Isı Transferi ve Basınç Düşümüne Etkisi

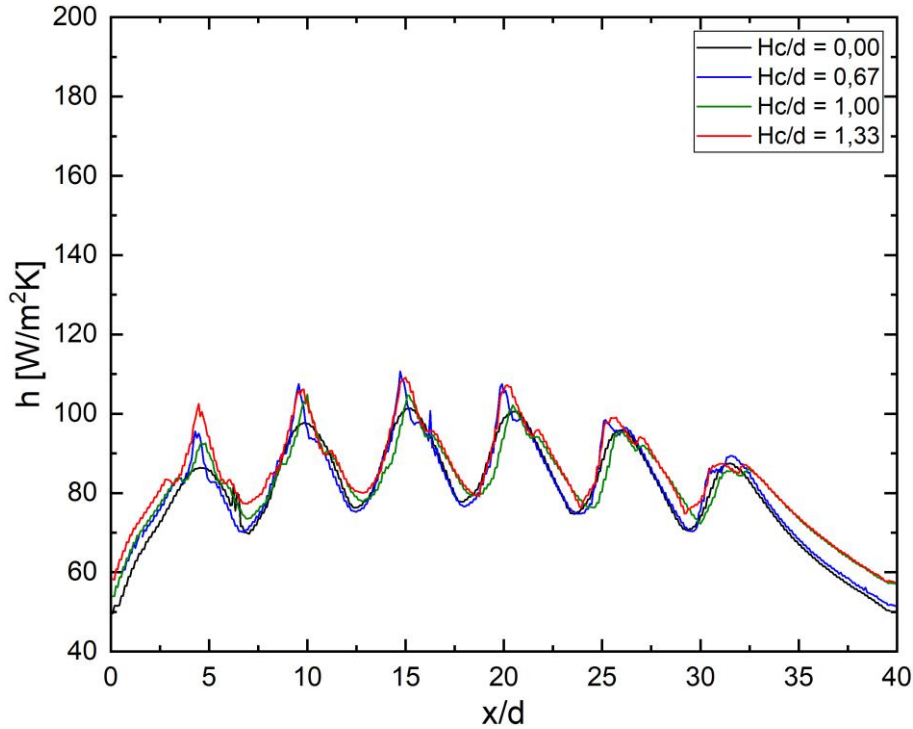
Bir önceki bölümde de ifade edildiği üzere mevcut çalışmalardan farklı olarak dikdörtgen bir kanal içerisinde uzatılmış jetler ve konik pin etkileşiminin hedef yüzey üzerindeki ısı transferine birleşik etkisinin deneysel araştırılması amaçlanmıştır. Boyutsuz nozul ve konik pin yüksekliklerinin ısı transferi ve akış karakteristikleri üzerindeki etkileri belirlenmiştir. Yapılan deneyler sonucunda en iyi termal performansa sahip model konfigürasyonu tespit edilmiştir. Üretilen modeller üzerindeki taşınım ısı transfer katsayısını belirlemek için sıvı kristal termografisi yöntemi kullanılmıştır. Bu modellere ait deneysel çalışmalar Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği TLC Laboratuvarı'nda yürütülmüştür. Aynı zamanda, önerilen model ile ihmal edilebilir bir basınç kaybı artışı ile birlikte hedef yüzey üzerindeki ortalama ısı transfer katsayısında belirli bir artış elde edilmiştir.

Bu çalışmada uzatılmış jetlerin hizasında olacak şekilde hedef yüzey üzerinde konik pinlerin hedef yüzeydeki ısı transferine etkisi incelenmiştir. Konik bir yüzey, jet akışının çarpma bölgesinde vortekslerin oluşmasına yol açar. Vorteksler, akışın yüzey üzerinde dönmesine neden olan girdap benzeri yapılardır. Bu girdaplar, jet akışının yüzey üzerinde dönme hareketini başlatır. Bu sayede, jet akışının enerjisi daha geniş bir alana dağıtılır. Düz bir yüzeyde, jet akışı genellikle dar bir bölgede yoğunlaşır ve

bu da ısı transferinin yalnızca çarpma bölgesiyle sınırlı kalmasına neden olur. Ancak konik pinler, uzatılmış jet akışının enerjisini daha fazla yüzey alanına dağıtarak ısı transferinin daha homojen bir şekilde gerçekleşmesini sağlar. Konik elemanlar, jetler arasında meydana gelen çapraz akış etkisini minimize ederek aşağı akışlı jetin çapraz akış nedeniyle saptırılmasını önleyerek daha fazla akışkanı ilgili yüzeye yönlendirmiştir. Bu da hedef yüzeyin daha geniş bir bölümünün soğutulmasına olanak tanımıştır.

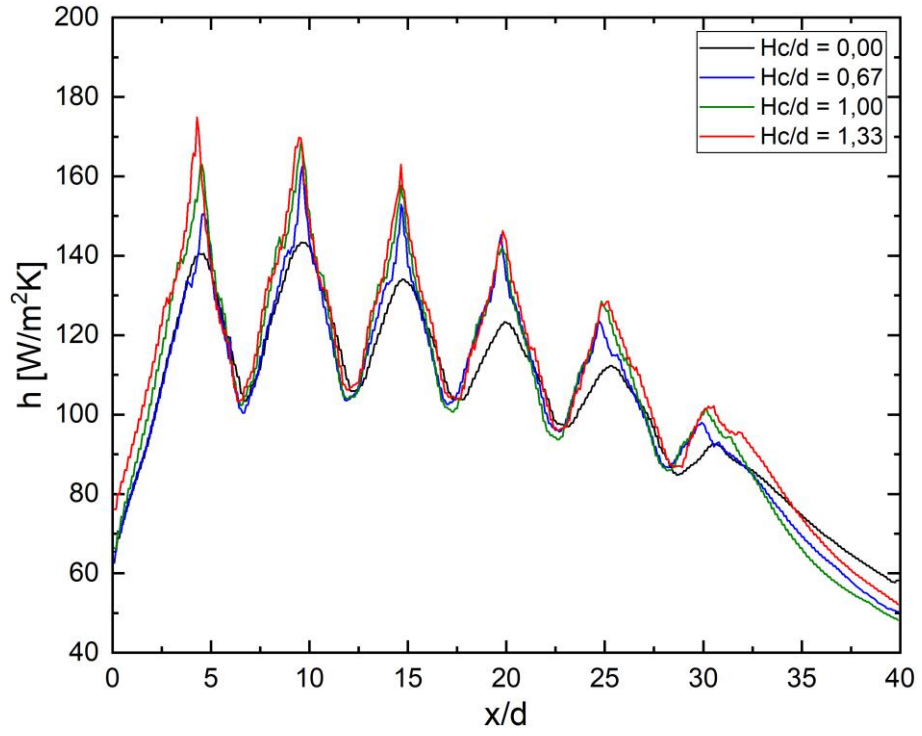
5.2.1. $Re = 13000$ 'de hedef yüzey-nozul mesafesinin yerel ısı taşınım katsayısı dağılımına etkisi

$Re = 13000$ ve $G/d = 6,0$ 'da konik pinli hedef yüzeyde $H_c/d = 0, 0,67, 1$ ve $1,33$ için yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış yönündeki değişimi Şekil 5.7'de verilmiştir.

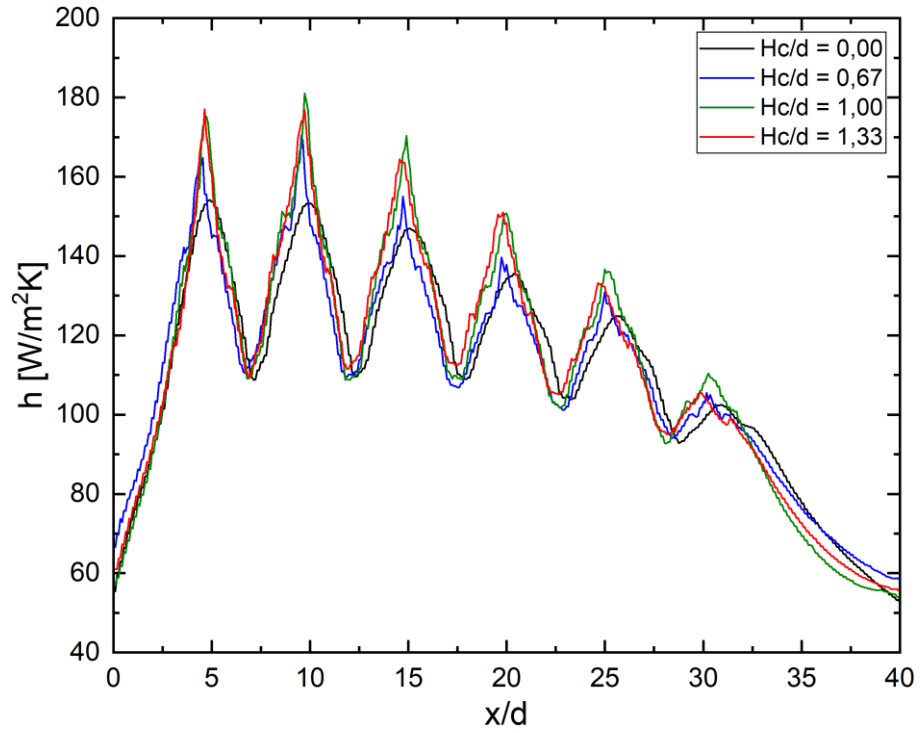


Şekil 5.7. $Re = 13000$ 'de konik pinli hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusu boyunca değişimi ($G/d = 6$).

$Re = 13000$ ve $G/d = 3,0$ 'da konik pinli hedef yüzeyde $H_c/d = 0, 0,67, 1$ ve $1,33$ için yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış yönündeki değişimi Şekil 5.8'de verilmiştir.



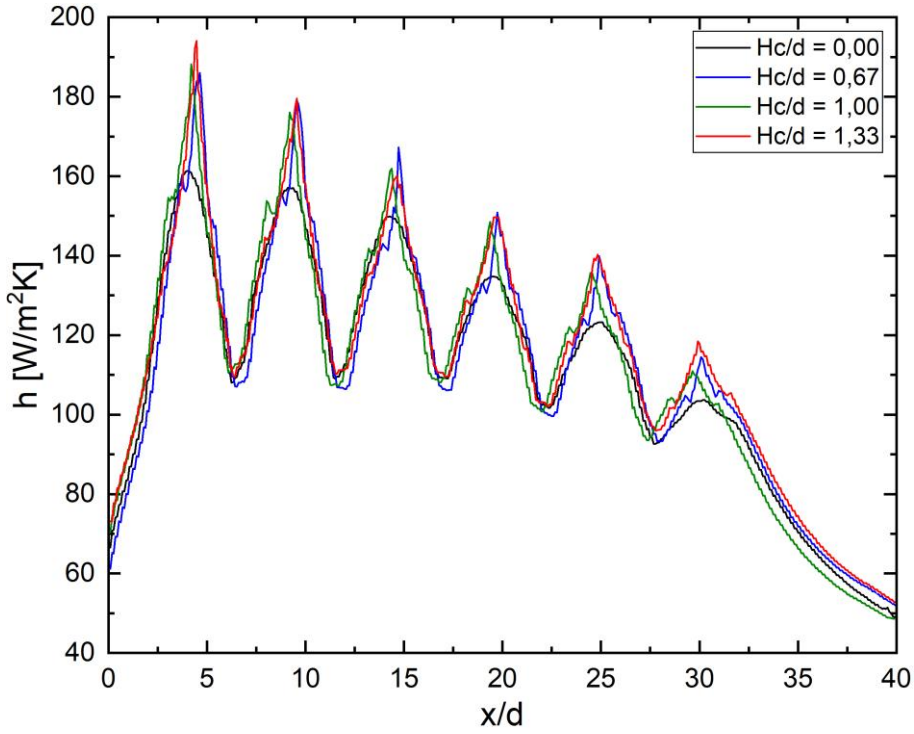
Şekil 5.8. $Re = 13000$ 'de konik pinli hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusu boyunca değişimi ($G/d = 3$).



Şekil 5.9. $Re = 13000$ 'de konik pinli hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusu boyunca değişimi ($G/d = 2$).

$Re = 13000$ ve $G/d = 2,0$ 'da konik pinli hedef yüzeyde $H_c/d = 0, 0,67, 1$ ve $1,33$ için yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış yönündeki değişimi Şekil 5.9'da verilmiştir.

$Re = 13000$ ve $G/d = 1,0$ 'da konik pinli hedef yüzeyde $H_c/d = 0, 0,67, 1$ ve $1,33$ için yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış yönündeki değişimi Şekil 5.10'da verilmiştir.



Şekil 5.10. $Re = 13000$ 'de konik pinli hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusu boyunca değişimi ($G/d = 1$).

Şekil 5.8, Şekil 5.9 ve Şekil 5.10'da görüldüğü gibi nozul boşluğu kısaltıkça geleneksel çarpmalı jet modeline göre özellikle ilk jet bölgelerinde önemli bir artış olduğu görülecektir. Ayrıca, nozulların uzatıldığı ve G/d 'nin 1, 2 ve 3 olduğu test modellerinde ilk iki jet bölgesindeki ısı taşınım katsayılarının üçüncü jet bölgesinden nispeten daha yüksek olduğu görülecektir. Bu modellerde geleneksel jete benzer şekilde üçüncü jet bölgesinden sonra ısı taşınım katsayılarının düştüğü görülmüştür. Uzatılmış jet modellerinde en düşük ısı taşınım katsayıları son jet bölgesinde meydana gelmiştir. Şekilde görüldüğü gibi $G/d = 6$ 'da pürüzsüz yüzeyin ($H_c/d = 0$) akış yönü doğrultusunda yerel ısı taşınım katsayı değerleri konik pin-pürüzlü yüzeylere ($H_c/d = 0,67, 1$ ve $1,33$) göre daha düşüktür. Genel olarak boyutsuz konik pin yüksekliğinin

0,67'den 1,33'e artmasıyla özellikle çarpma bölgelerindeki yerel ısı taşınım katsayılarının arttığı şekilden anlaşılmaktadır.

Tablo 5.4'te $Re = 13000$ için $H_c/d = 0,67$ olduğu durumda tüm jet bölgelerinde ulaşılan maksimum ısı taşınım katsayıları verilmiştir. Maksimum ısı taşınım katsayısının $G/d = 1$ için ilk jet bölgesinde $185,98 \text{ W/m}^2\text{K}$ olduğu tespit edilirken minimum ısı taşınım katsayısının ise $G/d = 6$ için son jet bölgesinde $89,32 \text{ W/m}^2\text{K}$ olduğu belirlenmiştir.

Tablo 5.4. $Re = 13000$ 'de konik pinli hedef yüzey için jet bölgelerindeki maksimum yerel ısı taşınım katsayıları ($H_c/d = 0,67$).

G/d	h	h	h	h	h	h
	(Jet 1)	(Jet 2)	(Jet 3)	(Jet 4)	(Jet 5)	(Jet 6)
6	95,55	107,51	110,66	107,47	98,17	89,32
3	150,42	162,42	152,89	145,21	123,40	97,95
2	164,86	170,46	155,02	139,59	130,94	105,48
1	185,98	179,11	167,21	150,85	139,86	114,44

Tablo 5.5. $Re = 13000$ için konik pinli yüzeyde jet bölgelerindeki yerel ısı taşınım katsayısının pürüzsüz yüzeye göre artış oranı ($H_c/d = 0,67$).

G/d	Jet 1	Jet 2	Jet 3	Jet 4	Jet 5	Jet 6
	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)
6	10,63	10,04	9,30	6,97	2,45	1,63
3	7,03	13,29	14,03	17,73	9,90	5,87
2	7,02	11,27	5,52	3,00	4,86	2,94
1	15,29	14,05	11,62	11,94	13,49	10,41

Tüm jet bölgelerinde pürüzsüz hedef yüzeyli modele kıyasla maksimum ısı taşınım katsayılarının artış oranları $Re = 13000$ ve $H_c/d = 0,67$ 'de farklı G/d oranları için Tablo 5.5'te verilmiştir. Tablodan da görüleceği üzere pürüzsüz yüzeye kıyasla konik pin-pürüzlü yüzeyler arasında en fazla artış %17,73 ile $G/d = 3,0$ 'ın dördüncü jet bölgesinde gerçekleşirken en düşük artış %1,63 ile $G/d = 6,0$ 'nın son jet bölgesinde gerçekleşmiştir.

Tablo 5.6'da $Re = 13000$ için $H_c/d = 1,00$ olduğu durumda tüm jet bölgelerinde ulaşılan maksimum ısı taşınım katsayıları verilmiştir. Maksimum ısı taşınım katsayısının $G/d = 1$ için ilk jet bölgesinde $188,12 \text{ W/m}^2\text{K}$ olduğu tespit edilirken minimum ısı taşınım katsayısının ise $G/d = 6$ için son jet bölgesinde $86,04 \text{ W/m}^2\text{K}$ olduğu belirlenmiştir.

Tablo 5.6. $Re = 13000$ 'de konik pinli hedef yüzey için jet bölgelerindeki maksimum yerel ısı taşınım katsayıları ($H_c/d = 1,00$).

G/d	h (Jet 1)	h (Jet 2)	h (Jet 3)	h (Jet 4)	h (Jet 5)	h (Jet 6)
6	92,5	104,81	104,68	102,10	95,31	86,04
3	163,09	168,36	157,61	141,72	128,51	101,19
2	175,18	181,01	170,30	150,75	136,68	110,39
1	188,12	176,07	161,89	148,05	135,68	110,89

Tüm jet bölgelerinde pürüzsüz hedef yüzeyli modele kıyasla maksimum ısı taşınım katsayılarının artış oranları $Re = 13000$ ve $H_c/d = 1,00$ 'da farklı G/d oranları için Tablo 5.7'de verilmiştir. Tablodan da görüleceği üzere pürüzsüz yüzeye kıyasla konik pin-pürüzlü yüzeyler arasında en fazla artış %17,55 ile $G/d = 3,0$ 'ın üçüncü jet bölgesinde gerçekleşirken en düşük artış % -2,10 ile $G/d = 6,0$ 'nın son jet bölgesinde gerçekleşmiştir.

Tablo 5.7. $Re = 13000$ için konik pinli yüzeyde jet bölgelerindeki yerel ısı taşınım katsayısının pürüzsüz yüzeye göre artış oranı ($H_c/d = 1,00$).

G/d	Jet 1 (%)	Jet 2 (%)	Jet 3 (%)	Jet 4 (%)	Jet 5 (%)	Jet 6 (%)
6	7,10	7,28	3,40	1,62	-0,53	-2,10
3	16,05	17,43	17,55	14,90	14,45	9,37
2	13,72	18,15	15,92	11,24	9,46	7,73
1	16,62	12,12	8,07	9,86	10,09	6,99

Tablo 5.8’de $Re = 13000$ için $H_c/d = 1,33$ olduğu durumda tüm jet bölgelerinde ulaşılan maksimum ısı taşınım katsayıları verilmiştir. Maksimum ısı taşınım katsayısının $G/d = 1$ için ilk jet bölgesinde $194,04 \text{ W/m}^2\text{K}$ olduğu tespit edilirken minimum ısı taşınım katsayısının ise $G/d = 6$ için son jet bölgesinde $87,41 \text{ W/m}^2\text{K}$ olduğu belirlenmiştir.

Tablo 5.8. $Re = 13000$ ’de konik pinli hedef yüzey için jet bölgelerindeki maksimum yerel ısı taşınım katsayıları ($H_c/d = 1,33$).

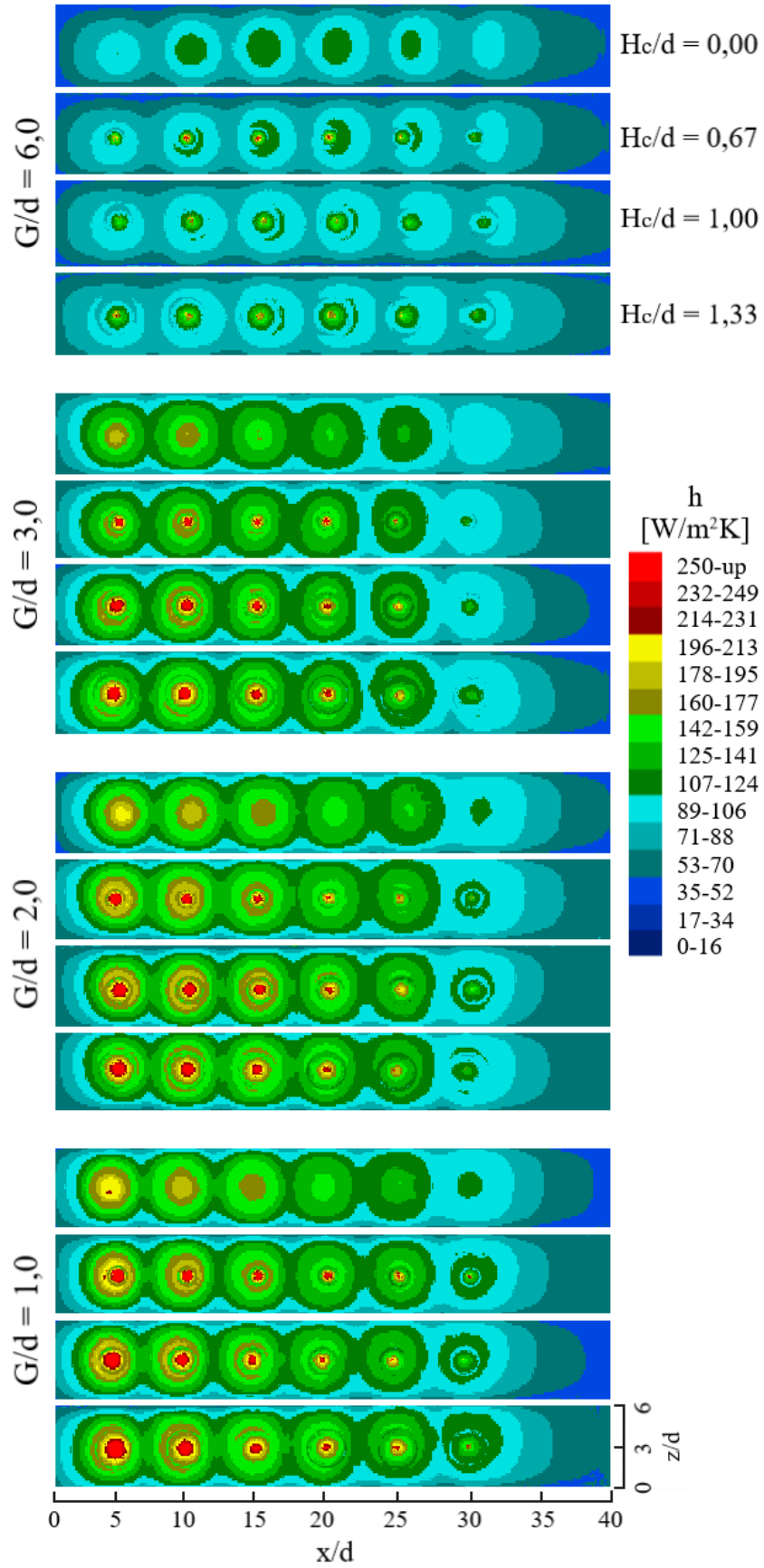
G/d	h (Jet 1)	h (Jet 2)	h (Jet 3)	h (Jet 4)	h (Jet 5)	h (Jet 6)
6	102,46	106,03	109,08	107,24	98,86	87,41
3	174,81	169,81	162,95	146,24	128,43	101,76
2	177,02	176,81	164,41	151,04	133,19	105,48
1	194,04	179,54	159,42	149,70	140,27	118,43

Tüm jet bölgelerinde pürüzsüz hedef yüzeyli modele kıyasla maksimum ısı taşınım katsayılarının artış oranları $Re = 13000$ ve $H_c/d = 1,33$ 'de farklı G/d oranları için Tablo 5.9'da verilmiştir. Tablodan da görüleceği üzere pürüzsüz yüzeye kıyasla konik pin-pürüzlü yüzeyler arasında en fazla artış %24,38 ile $G/d = 3,0$ 'ın ilk jet bölgesinde gerçekleşirken en düşük artış % -0,55 ile $G/d = 6,0$ 'nın son jet bölgesinde gerçekleşmiştir.

Tablo 5.9. $Re = 13000$ için konik pinli yüzeyde jet bölgelerindeki yerel ısı taşınım katsayısının pürüzsüz yüzeye göre artış oranı ($H_c/d = 1,33$).

G/d	Jet 1 (%)	Jet 2 (%)	Jet 3 (%)	Jet 4 (%)	Jet 5 (%)	Jet 6 (%)
6	18,63	8,53	7,74	6,74	3,17	-0,55
3	24,38	18,44	21,53	18,57	14,38	9,99
2	14,91	15,41	11,91	11,45	6,66	2,94
1	20,29	14,33	6,42	11,09	13,82	14,26

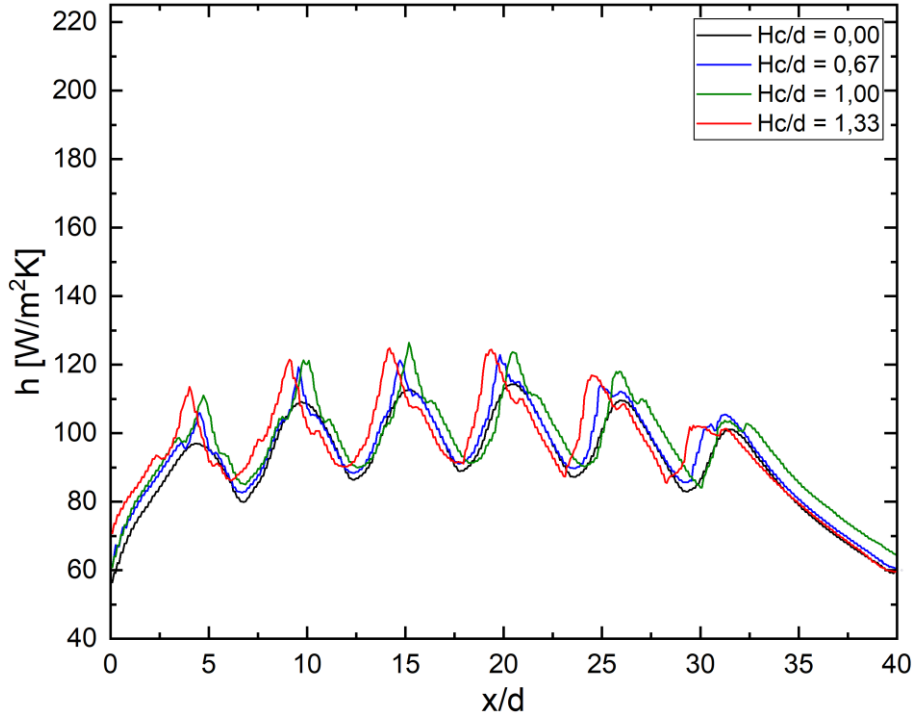
Ayrıca, $Re = 13000$ için konik pinli hedef yüzeydeki yerel ısı taşınım katsayısı kontürleri Şekil 5.11'de verilmiştir. Şekilde verildiği gibi nozul boşluğu kısaldıkça geleneksel çarpmalı jet modeline göre özellikle son jet bölgelerinde önemli bir artış olduğu görülecektir. Deneysel sonuçlara göre G/d oranının azalması ile birlikte özellikle ilk jetlerin yerel ısı taşınım katsayılarında artma eğilimi görülmektedir. $Re = 13000$ için tüm modellerde en düşük ısı taşınım katsayıları $G/d = 6$ 'da elde edilmiştir. $Re = 13000$ 'de G/d 'nin 6'dan 1'e düşmesi ortalama ısı taşınım katsayılarını incelenen tüm modellerde artırmıştır. Genel olarak, tüm G/d oranları için $H_c/d = 0,67$ hariç konik pinli yüzeylerde hedef yüzeyin ortalama ısı taşınım katsayılarının pürüzsüz yüzeylerdekine kıyasla minimum %5'ten fazla olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 5.11. $Re = 13000$ için konik pinli hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısı kontürünün akış doğrultusu boyunca değişimi.

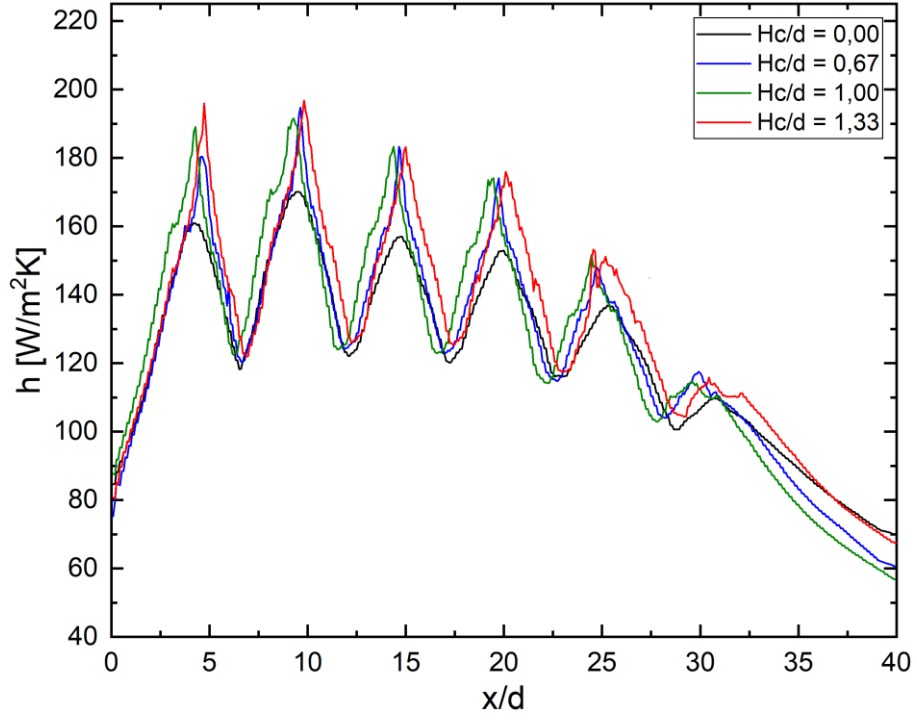
5.2.2. $Re = 26000$ 'de hedef yüzey-nozul mesafesinin yerel ısı taşınım katsayısı dağılımına etkisi

$Re = 26000$ ve $G/d = 6,0$ 'da konik pinli hedef yüzeyde $H_c/d = 0, 0,67, 1$ ve $1,33$ için yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış yönündeki değişimi Şekil 5.12'de verilmiştir.



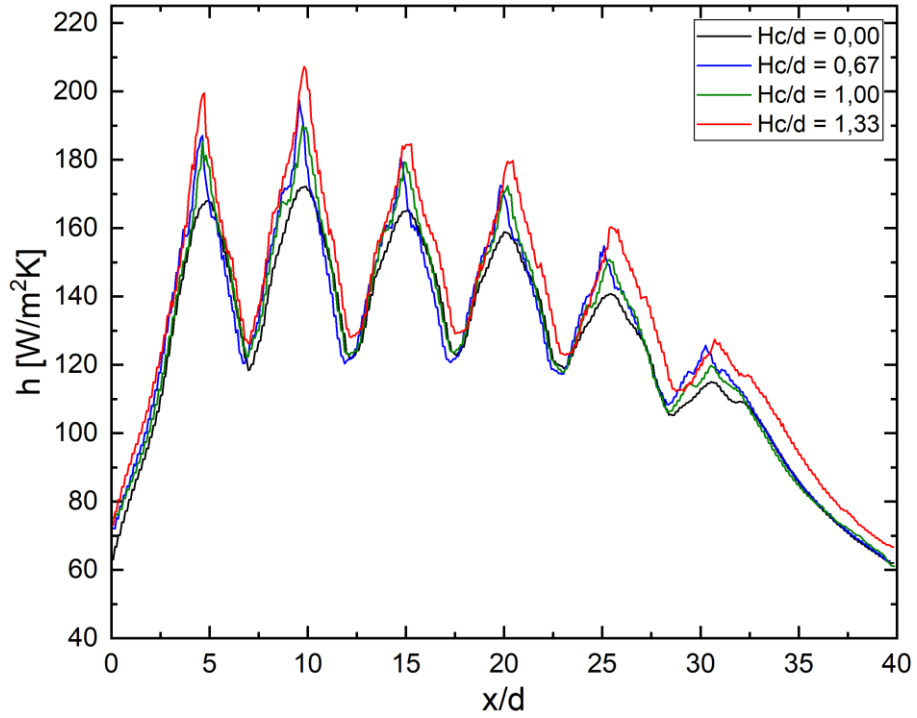
Şekil 5.12. $Re = 26000$ 'de konik pinli hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusu boyunca değişimi ($G/d = 6$).

$Re = 26000$ ve $G/d = 3,0$ 'da konik pinli hedef yüzeyde $H_c/d = 0, 0,67, 1$ ve $1,33$ için yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış yönündeki değişimi Şekil 5.13'te verilmiştir.



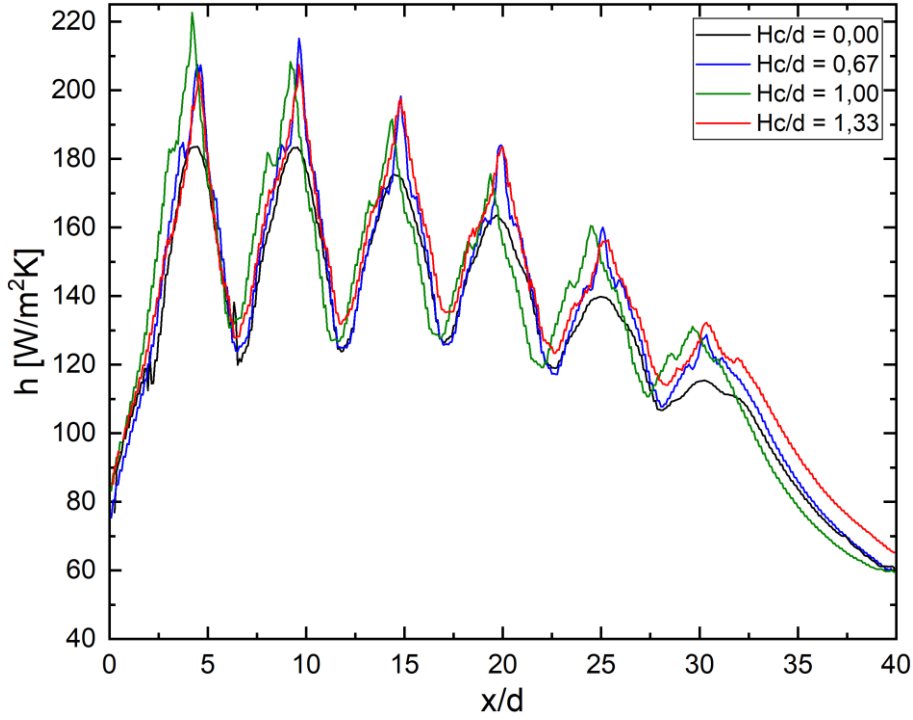
Şekil 5.13. $Re = 26000$ 'de konik pinli hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusu boyunca değişimi ($G/d = 3$).

$Re = 26000$ ve $G/d = 2,0$ 'da konik pinli hedef yüzeyde $H_c/d = 0, 0,67, 1$ ve $1,33$ için yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış yönündeki değişimi Şekil 5.14'te verilmiştir.



Şekil 5.14. $Re = 26000$ 'de konik pinli hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusu boyunca değişimi ($G/d = 2$).

$Re = 26000$ ve $G/d = 1,0$ 'da konik pinli hedef yüzeyde $H_c/d = 0, 0,67, 1$ ve $1,33$ için yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış yönündeki değişimi Şekil 5.15'te verilmiştir.



Şekil 5.15. $Re = 26000$ 'de konik pinli hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusu boyunca değişimi ($G/d = 1$).

Şekil 5.13, Şekil 5.14 ve Şekil 5.15'te görüldüğü gibi nozul boşluğu kısaltıldıkça geleneksel çarpmalı jet modeline göre özellikle ilk jet bölgelerinde önemli bir artış olduğu görülecektir. Ayrıca, nozulların uzatıldığı ve G/d 'nin 1, 2 ve 3 olduğu test modellerinde ilk iki jet bölgesindeki ısı taşınım katsayılarının üçüncü jet bölgesinden nispeten daha yüksek olduğu görülecektir. Bu modellerde geleneksel jete benzer şekilde üçüncü jet bölgesinden sonra ısı taşınım katsayılarının düştüğü görülmüştür. Uzatılmış jet modellerinde en düşük ısı taşınım katsayıları son jet bölgesinde meydana gelmiştir. Şekilde görüldüğü gibi $G/d = 6$ 'da pürüzsüz yüzeyin ($H_c/d = 0$) akış yönü doğrultusunda yerel ısı taşınım katsayısı değerleri konik pin-pürüzlü yüzeylere ($H_c/d = 0,67, 1$ ve $1,33$) göre daha düşüktür. Genel olarak boyutsuz konik pin yüksekliğinin 0,67'den 1,33'e artmasıyla özellikle çarpma bölgelerindeki yerel ısı taşınım katsayılarının arttığı şekilden anlaşılmaktadır.

Tablo 5.10'da $Re = 26000$ için $H_c/d = 0,67$ olduğu durumda tüm jet bölgelerinde ulaşılan maksimum ısı taşınım katsayıları verilmiştir. Maksimum ısı taşınım katsayısının $G/d = 1$ için ikinci jet bölgesinde $215,13$ W/m²K olduğu tespit edilirken

minimum ısı taşınım katsayısının ise $G/d = 6$ için son jet bölgesinde $105,22 \text{ W/m}^2\text{K}$ olduğu belirlenmiştir.

Tablo 5.10. $Re = 26000$ 'de konik pinli hedef yüzey için jet bölgelerindeki maksimum yerel ısı taşınım katsayıları ($H_c/d = 0,67$).

G/d	h (Jet 1)	h (Jet 2)	h (Jet 3)	h (Jet 4)	h (Jet 5)	h (Jet 6)
6	105,77	119,32	121,29	122,87	113,88	105,22
3	180,32	194,70	183,28	174,07	147,94	117,50
2	187,06	197,45	180,52	172,43	154,81	125,69
1	207,39	215,13	198,18	184,00	159,96	128,66

Tablo 5.11. $Re = 26000$ için konik pinli yüzeyde jet bölgelerindeki yerel ısı taşınım katsayısının pürüzsüz yüzeye göre artış oranı ($H_c/d = 0,67$).

G/d	Jet 1 (%)	Jet 2 (%)	Jet 3 (%)	Jet 4 (%)	Jet 5 (%)	Jet 6 (%)
6	9,04	9,33	7,54	7,52	3,97	4,15
3	12,02	14,52	16,80	13,99	8,14	7,07
2	11,45	14,74	9,25	8,56	10,00	9,31
1	13,04	17,48	13,02	12,60	14,51	11,54

Tüm jet bölgelerinde pürüzsüz hedef yüzeyli modele kıyasla maksimum ısı taşınım katsayılarının artış oranları $Re = 26000$ ve $H_c/d = 0,67$ 'de farklı G/d oranları için Tablo 5.11'de verilmiştir. Tablodan da görüleceği üzere pürüzsüz yüzeye kıyasla konik pin-pürüzlü yüzeyler arasında en fazla artış %17,48 ile $G/d = 1,0$ 'ın ikinci jet bölgesinde

gerçekleşirken en düşük artış % 4,15 ile $G/d = 6,0$ 'nın son jet bölgesinde gerçekleşmiştir.

Tablo 5.12'de $Re = 26000$ için $H_c/d = 1,00$ olduğu durumda tüm jet bölgelerinde ulaşılan maksimum ısı taşınım katsayıları verilmiştir. Maksimum ısı taşınım katsayısının $G/d = 1$ için ilk jet bölgesinde $222,59 \text{ W/m}^2\text{K}$ olduğu tespit edilirken minimum ısı taşınım katsayısının ise $G/d = 6$ için son jet bölgesinde $103,71 \text{ W/m}^2\text{K}$ olduğu belirlenmiştir.

Tablo 5.12. $Re = 26000$ 'de konik pinli hedef yüzey için jet bölgelerindeki maksimum yerel ısı taşınım katsayıları ($H_c/d = 1,00$).

G/d	h (Jet 1)	h (Jet 2)	h (Jet 3)	h (Jet 4)	h (Jet 5)	h (Jet 6)
6	110,97	121,29	126,39	123,66	117,98	103,71
3	189,04	191,57	183,27	173,98	151,60	114,65
2	185,35	189,81	179,26	172,39	150,78	119,82
1	222,59	208,28	191,47	175,61	160,45	131,14

Tüm jet bölgelerinde pürüzsüz hedef yüzeyli modele kıyasla maksimum ısı taşınım katsayılarının artış oranları $Re = 26000$ ve $H_c/d = 1,00$ 'da farklı G/d oranları için Tablo 5.13'te verilmiştir. Tablodan da görüleceği üzere pürüzsüz yüzeye kıyasla konik pin-pürüzlü yüzeyler arasında en fazla artış %21,33 ile $G/d = 1,0$ 'ın ilk jet bölgesinde gerçekleşirken en düşük artış % 2,65 ile $G/d = 6,0$ 'nın son jet bölgesinde gerçekleşmiştir.

Tablo 5.13. $Re = 26000$ için konik pinli yüzeyde jet bölgelerindeki yerel ısı taşınım katsayısının pürüzsüz yüzeye göre artış oranı ($H_c/d = 1,00$).

G/d	Jet 1 (%)	Jet 2 (%)	Jet 3 (%)	Jet 4 (%)	Jet 5 (%)	Jet 6 (%)
6	14,40	11,13	12,06	8,21	7,71	2,65
3	17,44	12,67	16,79	13,93	10,82	4,47
2	10,43	10,30	8,48	8,53	7,13	4,21
1	21,33	13,74	9,19	7,47	14,86	13,69

Tablo 5.14'te $Re = 26000$ için $H_c/d = 1,33$ olduğu durumda tüm jet bölgelerinde ulaşılan maksimum ısı taşınım katsayıları verilmiştir. Maksimum ısı taşınım katsayısının $G/d = 1$ için ikinci jet bölgesinde $207,40 \text{ W/m}^2\text{K}$ olduğu tespit edilirken minimum ısı taşınım katsayısının ise $G/d = 6$ için son jet bölgesinde $102,23 \text{ W/m}^2\text{K}$ olduğu belirlenmiştir.

Tablo 5.14. $Re = 26000$ 'de konik pinli hedef yüzey için jet bölgelerindeki maksimum yerel ısı taşınım katsayıları ($H_c/d = 1,33$).

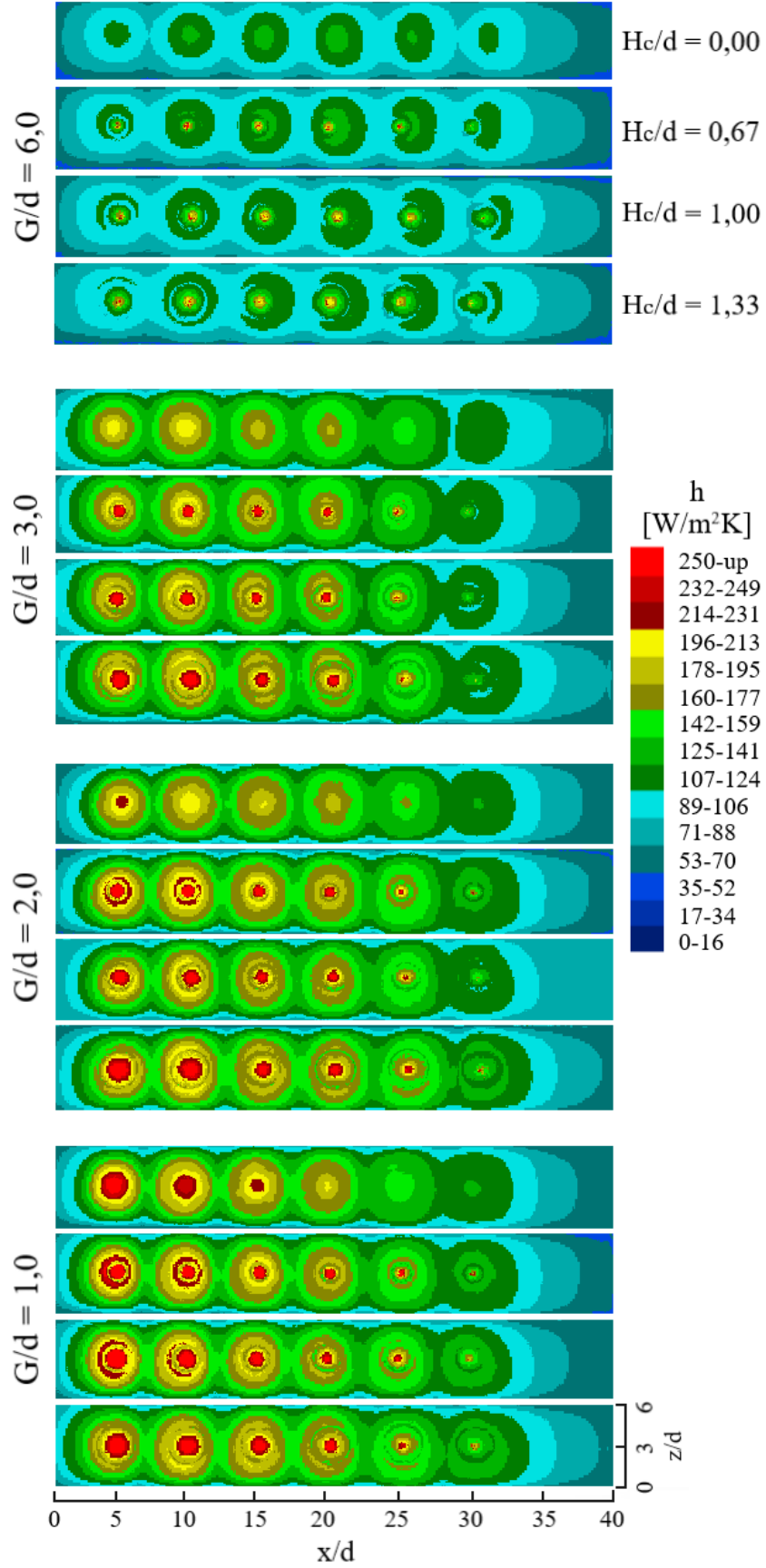
G/d	h (Jet 1)	h (Jet 2)	h (Jet 3)	h (Jet 4)	h (Jet 5)	h (Jet 6)
6	113,55	121,45	124,84	124,25	116,87	102,23
3	195,96	196,76	183,12	175,88	153,18	115,84
2	199,46	207,27	184,56	179,65	160,29	127,48
1	205,15	207,40	197,48	183,48	156,36	132,31

Tüm jet bölgelerinde pürüzsüz hedef yüzeyli modele kıyasla maksimum ısı taşınım katsayılarının artış oranları $Re = 26000$ ve $H_c/d = 1,33$ 'de farklı G/d oranları için Tablo 5.15'te verilmiştir. Tablodan da görüleceği üzere pürüzsüz yüzeye kıyasla konik pin-pürüzlü yüzeyler arasında en fazla artış %21,74 ile $G/d = 3,0$ 'ın ilk jet bölgesinde gerçekleşirken en düşük artış % 1,19 ile $G/d = 6,0$ 'nın son jet bölgesinde gerçekleşmiştir.

Tablo 5.15. $Re = 26000$ için konik pinli yüzeyde jet bölgelerindeki yerel ısı taşınım katsayısının pürüzsüz yüzeye göre artış oranı ($H_c/d = 1,33$).

G/d	Jet 1 (%)	Jet 2 (%)	Jet 3 (%)	Jet 4 (%)	Jet 5 (%)	Jet 6 (%)
6	17,06	11,28	10,68	8,72	6,70	1,19
3	21,74	15,73	16,70	15,17	11,97	5,56
2	18,84	20,45	11,69	13,10	13,89	10,87
1	11,82	13,26	12,62	12,28	11,93	14,70

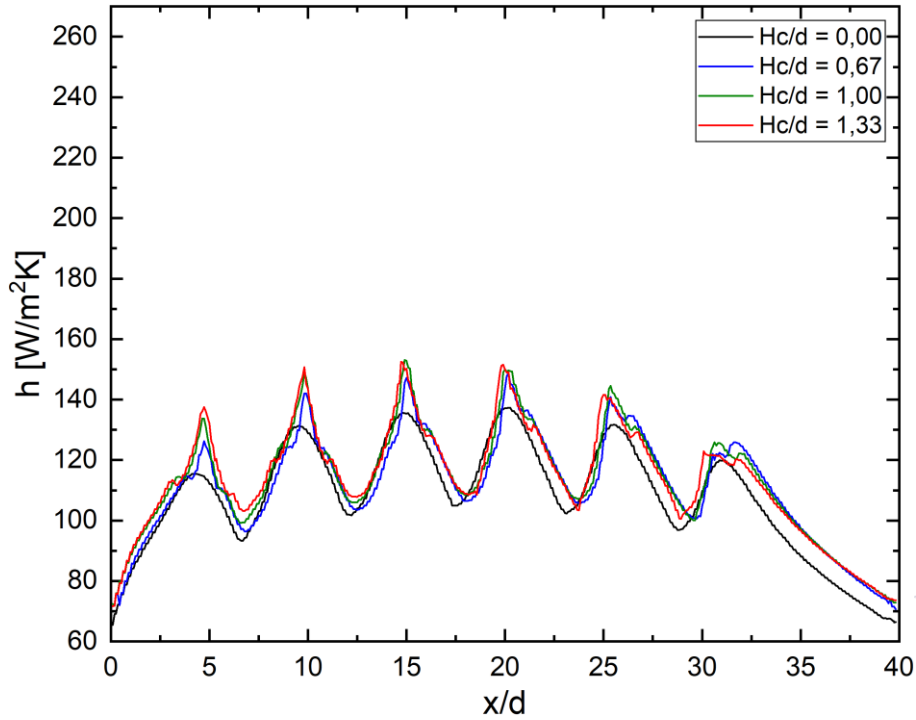
$Re = 26000$ 'de konik pinli hedef yüzey için yerel ısı taşınım katsayısı kontürleri Şekil 5.16'da verilmiştir. Şekilde verildiği gibi nozul boşluğu kısaldıkça geleneksel çarpmalı jet modeline göre özellikle son jet bölgelerinde önemli bir artış olduğu görülecektir. Deneysel sonuçlara göre G/d oranının azalması ile birlikte özellikle ilk jetlerin yerel ısı taşınım katsayılarında artma eğilimi görülmektedir. $Re = 26000$ için tüm modellerde en düşük ısı taşınım katsayıları $G/d = 6$ 'da elde edilmiştir. $Re = 26000$ 'de G/d 'nin 6'dan 1'e düşmesi ortalama ısı taşınım katsayılarını incelenen tüm modellerde artırmıştır. Genel olarak, tüm G/d oranları için $H_c/d = 0,67$ hariç konik pinli yüzeylerde hedef yüzeyin ortalama ısı taşınım katsayılarının pürüzsüz yüzeylerdekine kıyasla minimum %5'ten fazla olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 5.16. $Re = 26000$ için konik pinli hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısı kontürünün akış doğrultusu boyunca değişimi.

5.2.3. $Re = 39000$ 'de hedef yüzey-nozul mesafesinin yerel ısı taşınım katsayısı dağılımına etkisi

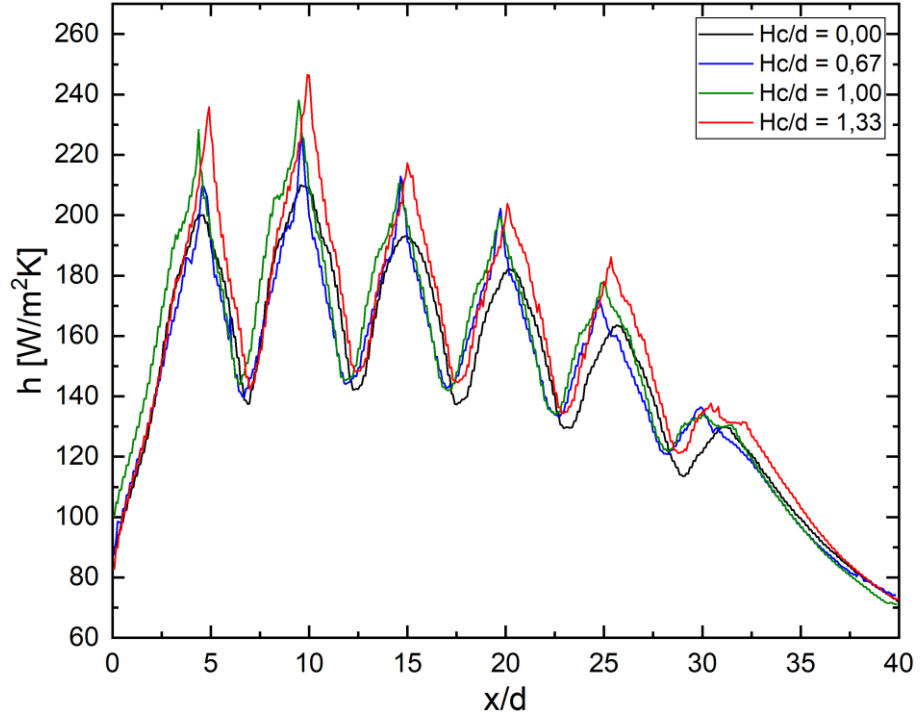
$Re = 39000$ ve $G/d = 6,0$ 'da konik pinli hedef yüzeyde $H_c/d = 0, 0,67, 1$ ve $1,33$ için yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış yönündeki değişimi Şekil 5.17'de verilmiştir.



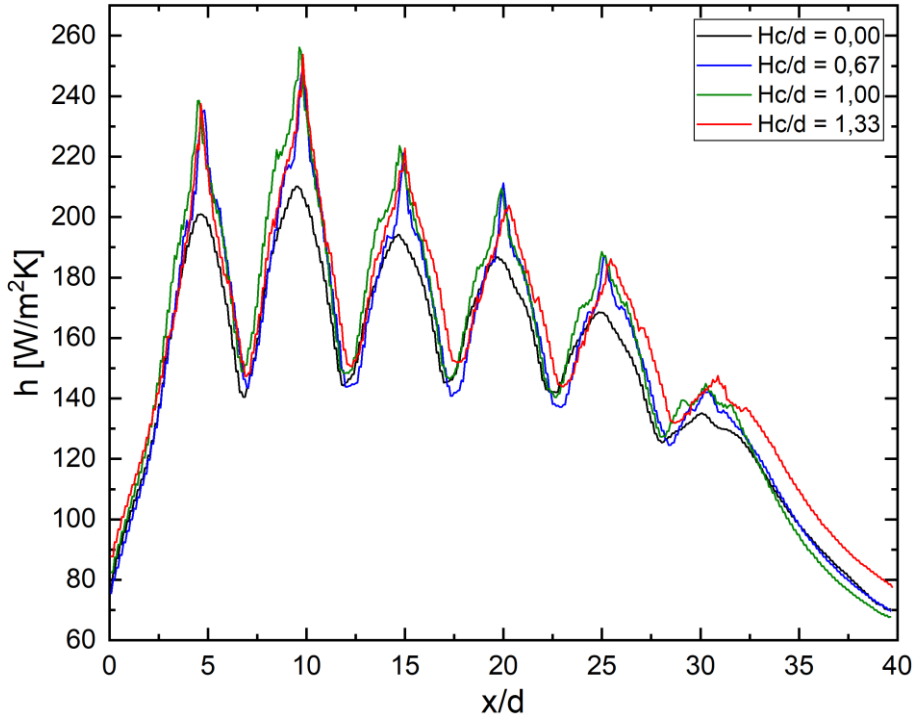
Şekil 5.17. $Re = 39000$ 'de konik pinli hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusu boyunca değişimi ($G/d = 6$).

$Re = 39000$ ve $G/d = 3,0$ 'da konik pinli hedef yüzeyde $H_c/d = 0, 0,67, 1$ ve $1,33$ için yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış yönündeki değişimi Şekil 5.18'de verilmiştir.

$Re = 39000$ ve $G/d = 2,0$ 'da konik pinli hedef yüzeyde $H_c/d = 0, 0,67, 1$ ve $1,33$ için yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış yönündeki değişimi Şekil 5.19'da verilmiştir.

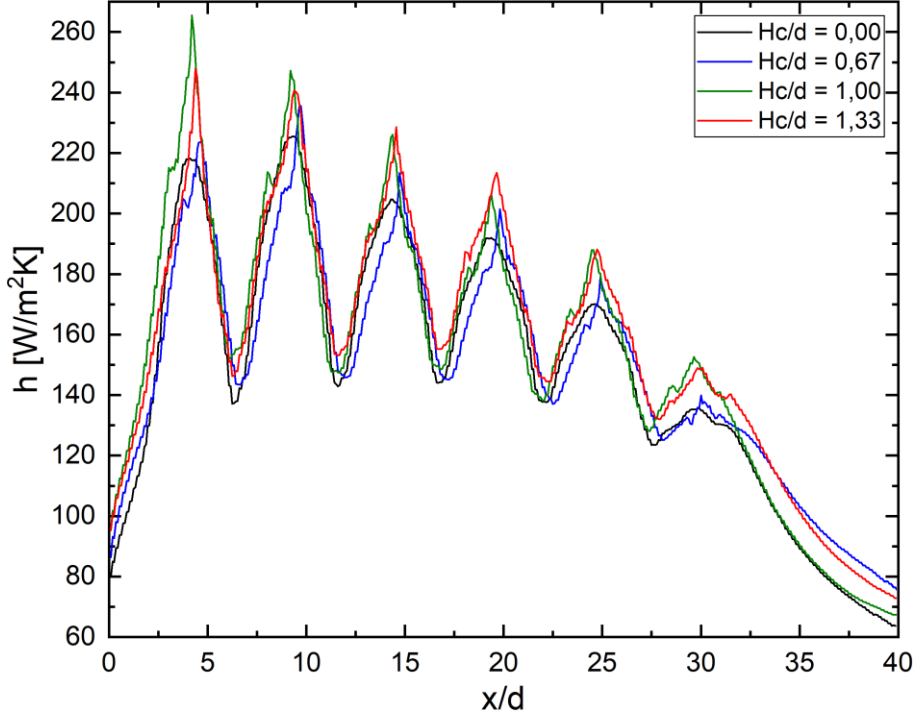


Şekil 5.18. $Re = 39000$ 'de konik pinli hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusu boyunca değişimi ($G/d = 3$).



Şekil 5.19. $Re = 39000$ 'de konik pinli hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusu boyunca değişimi ($G/d = 2$).

$Re = 39000$ ve $G/d = 1,0$ 'da konik pinli hedef yüzeyde $H_c/d = 0, 0,67, 1$ ve $1,33$ için yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış yönündeki değişimi Şekil 5.20'de verilmiştir.



Şekil 5.20. $Re = 39000$ 'de konik pinli hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısının yüzey genişliği ortalamasının akış doğrultusu boyunca değişimi ($G/d = 1$).

Şekil 5.18, Şekil 5.19 ve Şekil 5.20'de görüldüğü gibi nozul boşluğu kısaltıldıkça geleneksel çarpmalı jet modeline göre özellikle ilk jet bölgelerinde önemli bir artış olduğu görülecektir. Ayrıca, nozulların uzatıldığı ve G/d 'nin 1, 2 ve 3 olduğu test modellerinde ilk iki jet bölgesindeki ısı taşınım katsayılarının üçüncü jet bölgesinden nispeten daha yüksek olduğu görülecektir. Bu modellerde geleneksel jete benzer şekilde üçüncü jet bölgesinden sonra ısı taşınım katsayılarının düştüğü görülmüştür. Uzatılmış jet modellerinde en düşük ısı taşınım katsayıları son jet bölgesinde meydana gelmiştir. Şekilde görüldüğü gibi $G/d = 6$ 'da pürüzsüz yüzeyin ($H_c/d = 0$) akış yönü doğrultusunda yerel ısı taşınım katsayı değerleri konik pin-pürüzlü yüzeylere ($H_c/d = 0,67, 1$ ve $1,33$) göre daha düşüktür. Genel olarak boyutsuz konik pin yüksekliğinin $0,67$ 'den $1,33$ 'e artmasıyla özellikle çarpma bölgelerindeki yerel ısı taşınım katsayılarının arttığı şekilden anlaşılmaktadır.

Tablo 5.16'da $Re = 39000$ için $H_c/d = 0,67$ olduğu durumda tüm jet bölgelerinde ulaşılan maksimum ısı taşınım katsayıları verilmiştir. Maksimum ısı taşınım katsayısının $G/d = 2$ için ikinci jet bölgesinde $249,16 \text{ W/m}^2\text{K}$ olduğu tespit edilirken minimum ısı taşınım katsayısının ise $G/d = 6$ için son jet bölgesinde $125,91 \text{ W/m}^2\text{K}$ olduğu belirlenmiştir.

Tablo 5.16. $Re = 39000$ 'de konik pinli hedef yüzey için jet bölgelerindeki maksimum yerel ısı taşınım katsayıları ($H_c/d = 0,67$).

G/d	h	h	h	h	h	h
	(Jet 1)	(Jet 2)	(Jet 3)	(Jet 4)	(Jet 5)	(Jet 6)
6	126,19	141,97	147,08	148,81	140,90	125,91
3	209,45	226,19	212,91	202,17	171,80	136,45
2	234,83	249,16	221,03	211,18	187,19	142,54
1	223,57	235,58	213,38	201,44	178,83	139,86

Tablo 5.17. $Re = 39000$ için konik pinli yüzeyde jet bölgelerindeki yerel ısı taşınım katsayısının pürüzsüz yüzeye göre artış oranı ($H_c/d = 0,67$).

G/d	Jet 1	Jet 2	Jet 3	Jet 4	Jet 5	Jet 6
	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)
6	9,38	8,07	8,55	8,46	7,03	5,10
3	4,60	7,70	10,26	11,13	5,06	5,16
2	16,85	18,59	13,83	13,09	11,10	5,50
1	2,61	4,51	4,25	5,02	5,21	3,20

Tüm jet bölgelerinde pürüzsüz hedef yüzeyli modele kıyasla maksimum ısı taşınım katsayılarının artış oranları $Re = 39000$ ve $H_c/d = 0,67$ 'de farklı G/d oranları için Tablo 5.17'de verilmiştir. Tablodan da görüleceği üzere pürüzsüz yüzeye kıyasla konik pin-pürüzlü yüzeyler arasında en fazla artış %18,59 ile $G/d = 2,0$ 'ın ikinci jet bölgesinde gerçekleşirken en düşük artış % 2,61 ile $G/d = 1,0$ 'nın ilk jet bölgesinde gerçekleşmiştir.

Tablo 5.18’de $Re = 39000$ için $H_c/d = 1,00$ olduğu durumda tüm jet bölgelerinde ulaşılan maksimum ısı taşınım katsayıları verilmiştir. Maksimum ısı taşınım katsayısının $G/d = 1$ için ilk jet bölgesinde $265,55 \text{ W/m}^2\text{K}$ olduğu tespit edilirken minimum ısı taşınım katsayısının ise $G/d = 6$ için son jet bölgesinde $125,64 \text{ W/m}^2\text{K}$ olduğu belirlenmiştir.

Tablo 5.18. $Re = 39000$ ’de konik pinli hedef yüzey için jet bölgelerindeki maksimum yerel ısı taşınım katsayıları ($H_c/d = 1,00$).

G/d	h (Jet 1)	h (Jet 2)	h (Jet 3)	h (Jet 4)	h (Jet 5)	h (Jet 6)
6	133,67	149,34	153,03	150,01	144,55	125,64
3	228,30	238,10	210,42	199,60	177,48	133,98
2	238,37	256,11	223,54	209,40	188,46	144,92
1	265,55	247,18	226,06	206,57	187,96	152,58

Tüm jet bölgelerinde pürüzsüz hedef yüzeyli modele kıyasla maksimum ısı taşınım katsayılarının artış oranları $Re = 39000$ ve $H_c/d = 1,00$ ’da farklı G/d oranları için Tablo 5.19’da verilmiştir. Tablodan da görüleceği üzere pürüzsüz yüzeye kıyasla konik pin-pürüzlü yüzeyler arasında en fazla artış %21,87 ile $G/d = 1,0$ ’ın ilk jet bölgesinde gerçekleşirken en düşük artış % 3,26 ile $G/d = 3,0$ ’nın son jet bölgesinde gerçekleşmiştir.

Tablo 5.20’de $Re = 39000$ için $H_c/d = 1,33$ olduğu durumda tüm jet bölgelerinde ulaşılan maksimum ısı taşınım katsayıları verilmiştir. Maksimum ısı taşınım katsayısının $G/d = 2$ için ikinci jet bölgesinde $253,73 \text{ W/m}^2\text{K}$ olduğu tespit edilirken minimum ısı taşınım katsayısının ise $G/d = 6$ için son jet bölgesinde $122,84 \text{ W/m}^2\text{K}$ olduğu belirlenmiştir.

Tablo 5.19. $Re = 39000$ için konik pinli yüzeyde jet bölgelerindeki yerel ısı taşınım katsayısının pürüzsüz yüzeye göre artış oranı ($H_c/d = 1,00$).

G/d	Jet 1 (%)	Jet 2 (%)	Jet 3 (%)	Jet 4 (%)	Jet 5 (%)	Jet 6 (%)
6	15,86	13,68	12,94	9,34	9,81	4,87
3	14,02	13,37	8,98	9,71	8,54	3,26
2	18,62	21,89	15,13	12,14	11,85	7,26
1	21,87	9,66	10,45	7,70	10,58	12,59

Tablo 5.20. $Re = 39000$ 'de konik pinli hedef yüzey için jet bölgelerindeki maksimum yerel ısı taşınım katsayıları ($H_c/d = 1,33$).

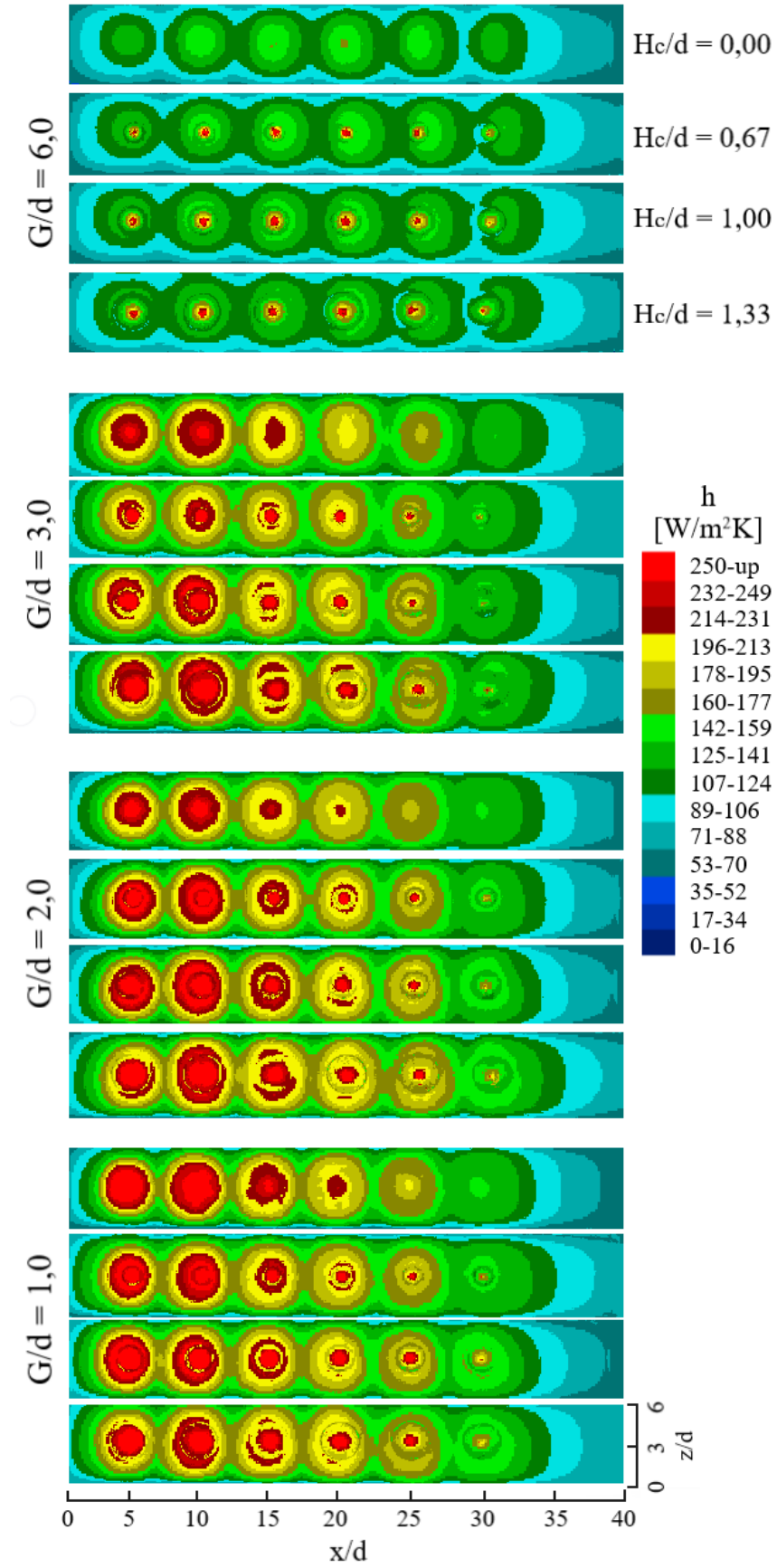
G/d	h (Jet 1)	h (Jet 2)	h (Jet 3)	h (Jet 4)	h (Jet 5)	h (Jet 6)
6	137,52	150,73	152,53	151,50	141,52	122,84
3	235,80	246,51	217,21	203,80	186,06	137,65
2	237,47	253,73	222,73	203,81	186,13	147,48
1	247,90	240,54	228,58	213,47	188,16	149,02

Tüm jet bölgelerinde pürüzsüz hedef yüzeyli modele kıyasla maksimum ısı taşınım katsayılarının artış oranları $Re = 39000$ ve $H_c/d = 1,33$ 'te farklı G/d oranları için Tablo 5.21'de verilmiştir. Tablodan da görüleceği üzere pürüzsüz yüzeye kıyasla konik pin-pürüzlü yüzeyler arasında en fazla artış %19,20 ile $G/d = 6,0$ 'ın ilk jet bölgesinde gerçekleşirken en düşük artış % 2,54 ile $G/d = 6,0$ 'nın son jet bölgesinde gerçekleşmiştir.

Tablo 5.21. $Re = 39000$ için konik pinli yüzeyde jet bölgelerindeki yerel ısı taşınım katsayısının pürüzsüz yüzeye göre artış oranı ($H_c/d = 1,33$).

G/d	Jet 1 (%)	Jet 2 (%)	Jet 3 (%)	Jet 4 (%)	Jet 5 (%)	Jet 6 (%)
6	19,20	14,74	12,57	10,42	7,51	2,54
3	17,76	17,37	12,49	12,02	13,78	6,09
2	18,17	20,76	14,71	9,15	10,47	9,16
1	13,77	6,71	11,68	11,29	10,70	9,96

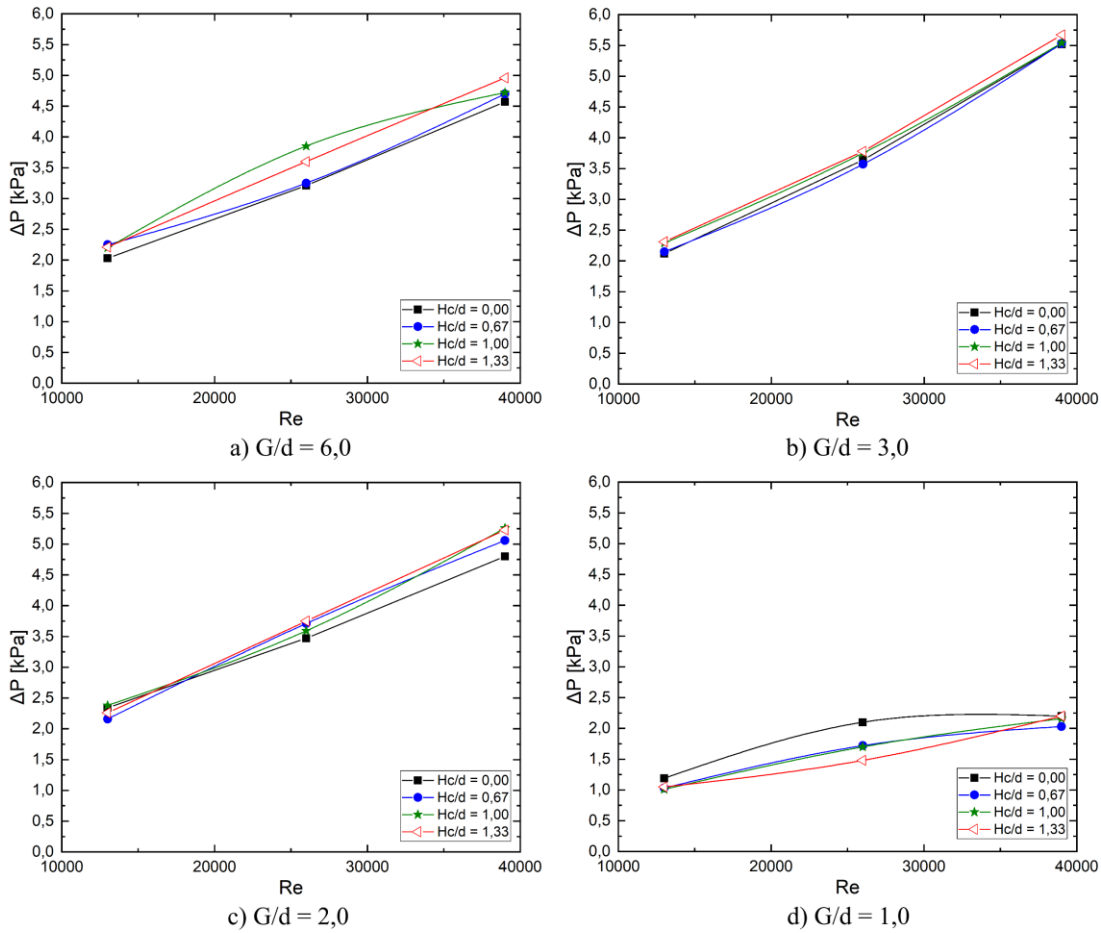
$Re = 39000$ 'de konik pinli hedef yüzey için yerel ısı taşınım katsayısı kontürleri Şekil 5.21'de verilmiştir. Şekilde verildiği gibi nozul boşluğu kısaldıkça geleneksel çarpmalı jet modeline göre özellikle son jet bölgelerinde önemli bir artış olduğu görülecektir. Deneysel sonuçlara göre G/d oranının azalması ile birlikte özellikle ilk jetlerin yerel ısı taşınım katsayılarında artma eğilimi görülmektedir. $Re = 39000$ için tüm modellerde en düşük ısı taşınım katsayıları $G/d = 6$ 'da elde edilmiştir. $Re = 39000$ 'de G/d 'nin 6'dan 1'e düşmesi ortalama ısı taşınım katsayılarını incelenen tüm modellerde artırmıştır. Genel olarak, tüm G/d oranları için $H_c/d = 0,67$ hariç konik pinli yüzeylerde hedef yüzeyin ortalama ısı taşınım katsayılarının pürüzsüz yüzeylerdekine kıyasla minimum %5'ten fazla olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 5.21. $Re = 39000$ için konik pinli hedef yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısı kontürünün akış doğrultusu boyunca değişimi.

5.3. Pürüzsüz ve Konik Pinli Yüzelerde Basınç Kaybının İncelenmesi

Bir gaz türbin kanadı soğutma sistemi tasarımında göz önünde bulundurulması gereken en kritik parametrelerden biri sistemin basınç düşümünün incelenmesidir. Basınç düşümünün artması soğutma için ihtiyaç duyulan gücün artmasına neden olmaktadır. Bu durum türbin veriminin düşmesine yol açmaktadır. Bu nedenle uzatılmış jet ve konik pin kullanımının basınç kaybına olan etkisi bu bölümde incelenmiştir. Pürüzsüz ve pin-pürüzlü hedef yüzeylere sahip tüm test modelleri için Reynolds sayısına bağlı olarak basınç kayıpları Şekil 5.22'deki gibi incelenmiştir.



Şekil 5.22. Re sayısına bağlı olarak test modellerinde basınç düşümünün incelenmesi.

Şekilden de anlaşılacağı üzere tüm Re sayıları için en düşük basınç kaybı geleneksel jet çarpmalı modelde gözlenmiştir. Jetlerin nozullar ile hedef yüzeye yaklaştırılmasıyla birlikte basınç kaybı da artmıştır. Benzer şekilde jetlerin hizasında konumlandırılmış konik pinler de basınç düşümünü kısmen de olsa artırmıştır. Maksimum basınç düşümü Re = 39000 için G/d = 3 ve Hc/d = 1,33 modelinde 5,67

kPa olarak tespit edilmiştir. Minimum basınç düşümü ise $Re = 13000$ 'de $G/d = 6$ ve pürüzsüz yüzey modelinde 2,03 kPa olarak ölçülmüştür.

5.4. Termal Performans Kriteri

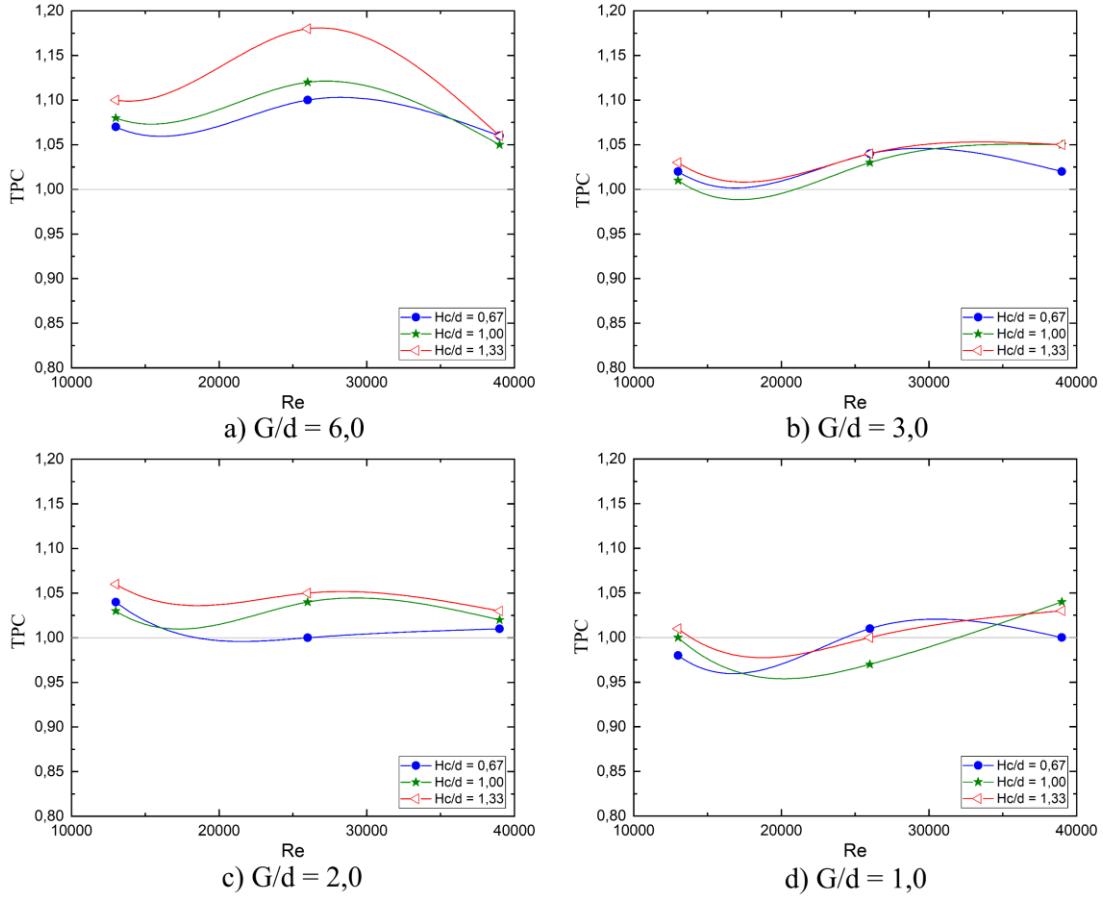
Deney sonuçları incelendiğinde nozul-hedef yüzey mesafesinin azaltılması ve konik pinlerin hedef yüzeye montajı yerel ve ortalama ısı taşınım katsayısının artışının yanı sıra basınç düşümünü de bir miktar artırmıştır. Bu nedenle, uzatılmış jet ve konik pinlerin jet çarpmalı soğutma şemasında bir arada kullanılmasının uygulanabilir olup olmadığını belirlemek için Termal Performans Kriteri (TPC) değerlendirilmiştir. TPC, bir sistemin hidrolik ve termal özellikleri arasındaki ilişkiyi gösteren bir parametredir ve denklem 5.1'deki gibi tanımlanabilir [113,114].

$$TPC = \left(\frac{\bar{h}_p}{\bar{h}_s} \right) / \left(\frac{\Delta P_p}{\Delta P_s} \right)^{1/3} \quad (5.1)$$

Burada \bar{h}_p , uzatılmış jet ve konik pinlere sahip modelin ortalama ısı taşınım katsayısı iken, \bar{h}_s orifis plaka ve pürüzsüz yüzeye sahip modelin ortalama ısı taşınım katsayısıdır. ΔP_p , uzatılmış jet ve konik pinlere sahip sistemin basınç düşümünü temsil ederken, ΔP_s orifis plaka ve pürüzsüz yüzeye sahip sistemin basınç düşümünü ifade eder.

Konik pinli hedef yüzeye ve uzatılmış jet deliklerine sahip çarpmalı jetler için $G/d = 1, 2, 3$ ve 6 'da H_c/d ve Re sayılarına bağlı olarak TPC değişimi Şekil 5.23'te sunulmuştur. $13000 \leq Re \leq 39000$ aralığı için maksimum TPC değerleri $G/d = 6,0$ 'da elde edilmiştir. Minimum TPC değeri $Re = 26000$ 'de $G/d = 1$, $H_c/d = 1$ parametrelerinde 0,97 olarak belirlenirken, maksimum TPC değeri $Re = 26000$ 'de $G/d = 6$, $H_c/d = 1,33$ 'te 1,18 olarak belirlenmiştir. Genel olarak, TPC, H_c/d 'nin artmasıyla artış eğilimindedir. H_c/d 'nin 1,33'e yükselmesi tüm durumlarda TPC'yi artırmıştır. H_c/d 'nin 0,67'ye düşmesi çoğu durumda TPC değerini azaltmıştır.

TPC'in 1'den büyük olması nedeniyle ısı transferindeki etkinin, basınç düşümüne bağlı olarak artan pompalama gücündeki artıştan daha yüksek olduğu sonucuna varılabilir; bu nedenle $G/d = 1$ hariç tüm tasarımlarda konik pinlerin yüzeyde taşınım ısı transfer performansını artırmak için uygun olduğu söylenebilir.



Şekil 5.23. Re sayısına bağlı olarak test modellerinde TPC'nin incelenmesi.

6. SAYISAL SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER

6.1. Düz Hedef Yüzey

6.1.1. Slot şekilli pinlerin ısı transferi ve akış karakteristiklerine etkisinin incelenmesi

Bu çalışma, SSP-pürüzlü yüzeyin uzatılmış jet delikleri konfigürasyonundaki JIC sistemi üzerindeki ısı transfer performansını incelemektedir. Ortalama Nusselt sayıları, termal performans kriteri (TPC), ısı transfer performansı ve akış karakteristikleri gibi çeşitli parametreler sayısal olarak değerlendirilmiştir. Hesaplamalar, G/d , H_p/d ve pin düzeni gibi belirli parametreler temel alınarak Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

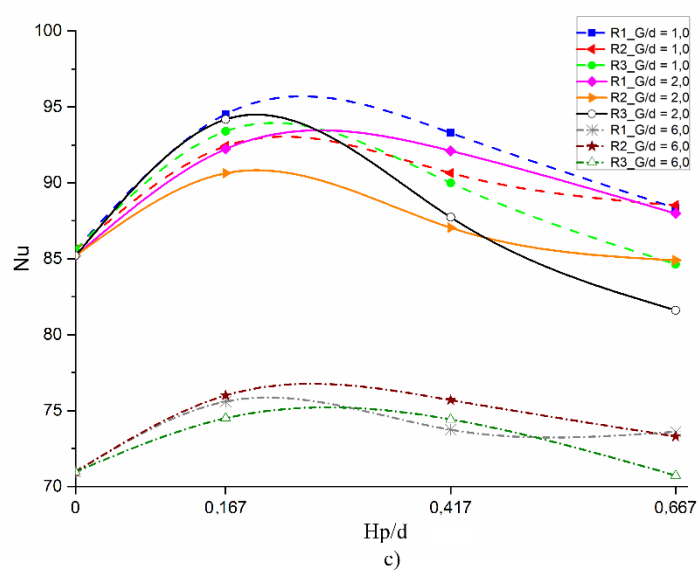
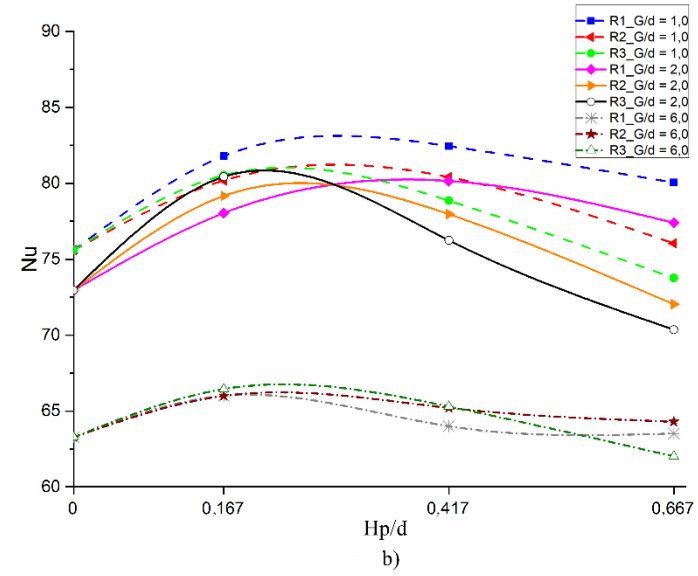
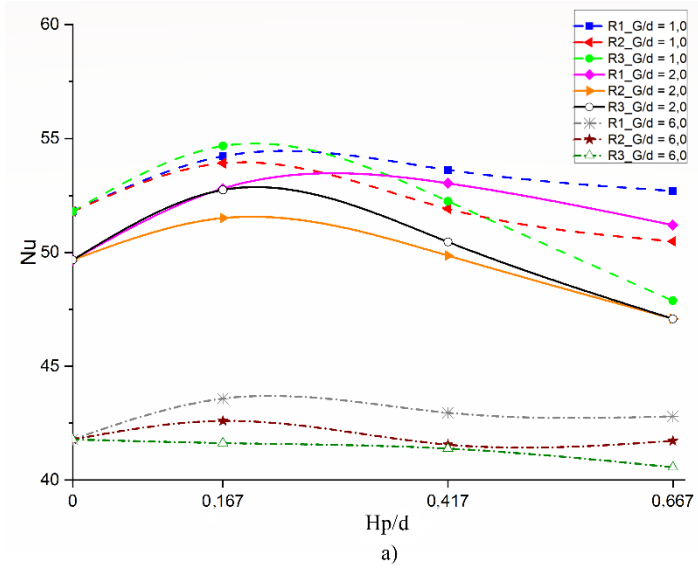
6.1.1.1. Ortalama Nu sayısı

Uzatılmış jet delik konfigürasyonu, ilgili yüzey üzerinde ısı transferini artırır [38]. Bu çalışmanın ana odak noktası, uzatılmış jet delikleri bulunan JIC’de slot ve eliptik şekilli pinlerin ısı transfer performansına etkisini keşfetmektir. Boyutsuz nozul uzunluklarına ($G/d = 1,0, 2,0, 6,0$), boyutsuz pin yüksekliklerine ($H_p/d = 0, 0,167, 0,417, 0,667$) ve şaşırtmalı pin düzenlemelerine (R_1, R_2, R_3) dayalı olarak pin-pürüzlü yüzeyde ortalama Nu değerinin değişimi incelenmiştir.

Literatürle uyumlu olarak [38,39], jet deliklerinin hedef yüzeye yaklaştırılması, geleneksel jet çarpmalı soğutma konfigürasyonuna göre ilgili yüzey üzerinde ısı transferini artırır. Diğer yandan, sayısal sonuçlar, yüzeyde pinlerin konumlandırılmasının da ısı transferini artırmaya katkı sağladığını göstermektedir [57]. $H_p/d = 0,167$ ve $0,417$ göreceli olarak benzer performans sergilemektedir. Ancak, boyutsuz pin yüksekliği göreceli olarak yüksek ($H_p/d = 0,667$) olduğunda, tüm Re değerleri için yüzey üzerindeki ısı transferindeki artış azalmaya başlar. Bu nedenle, boyutsuz pin yüksekliğini $0,417$ ’den daha yükseğe çıkarmak, ısı transferini artırmak açısından makul bir tasarım olmadığı sonucuna varılmıştır. Benzer şekilde, Lu ve arkadaşlarının gerçekleştirdiği deneysel bir çalışmada [115], geleneksel jet çarpmalı soğutma şemasında dikdörtgen geometriye sahip pinlerde boyutsuz mikro pin yüksekliği $H_p/d = 0,4$ ile en yüksek Nu değerleri elde edilmiştir.

Ayrıca, maksimum ısı transferi artışı, $Re = 32500$ için $R_{1_G/d} = 1,0$ 'de sağlanmıştır. Örneğin, $G/d = 6,0$ ve $H_p/d = 0$ için ortalama Nu değeri $70,96$ iken, $R_{1_G/d} = 1,0$, $H_p/d = 0,167$ 'de %33,2 artarak $94,52$ olmuştur. Öte yandan, gaz türbin soğutma kanalında uzatılmış jet etkisinin incelendiği literatürdeki deneysel bir çalışmada [39], hedef yüzeye dikdörtgen kesitli 90° 'lik ribler yerleştirilmiştir. Aynı akış koşulları altında ($Re = 32500$), düz pürüzsüz yüzeyde $G/d = 6,0$ için ortalama Nu değeri $71,00$ olarak hesaplanmıştır. Boyutsuz rib yüksekliği $H_r/d = 0,42$ olduğunda, $G/d = 3,0$ 'da ortalama Nu sayısı $88,00$ olarak belirlenmiştir. İncelenen parametre aralığı için rib-pürüzlü yüzeydeki maksimum artış, düz yüzeye göre yaklaşık olarak %23,94 idi. Ayrıca, aynı model üzerinde yapılan sayısal bir çalışmada [34], düz pürüzsüz bir yüzeyde $G/d = 6,0$ için ortalama Nu değeri $Re = 32500$ 'de $73,00$ olarak hesaplanmıştır. Rib pürüzlü bir yüzeyde bu değer $G/d = 1,0$ için $82,50$ idi. Sonuç olarak, %13'lük bir artış gözlemlenmiştir. Bu sonuçları destekleyen başka bir deneysel çalışma, Azad ve arkadaşları [54] tarafından gerçekleştirilmiş ve pin-pürüzlü yüzeylerin geleneksel jet çarpmalı soğutma modelinde ısı taşınım katsayısını yaklaşık %30 artırdığını belirlemişlerdir. Ayrıca, Ravanji ve Zargarabadi, sabit ısı akısı sınır şartı için tek bir jetten gelen akış altında dairesel olarak konumlandırılmış beş sıra eliptik pinin hem düz [62] hem de konveks [89] yüzeylerde ısı transferine etkisini incelemişlerdir. Sonuç olarak, $Re = 35000$ için ortalama Nu sayısında neredeyse %50 artış gözlemlenmiştir.

Pin sıraları da, literatürle uyumlu olarak yüzey üzerindeki genel ısı transferini etkilemektedir [116]. Boyutsuz pin yüksekliği ($H_p/d \geq 0,417$) göz önüne alındığında, Şekil 6.1'de görüldüğü gibi, slot geometriye sahip tek sıra pin düzenlemesi çoklu pin sıralarına göre uzatılmış jet delik konfigürasyonu için en iyi performansı sergilemektedir. Bu durumu ortalama Nu değerleri açısından değerlendirmek gerekirse, $Re = 16250$ ve $H_p/d = 0,667$ için tek sıra pin düzeninde ortalama Nu sayısı $52,9$ iken, üç sıra slot pin için bu değer $47,88$ 'dir. Bu parametreler göz önüne alındığında, slot geometriye sahip pinlerde tek ve üç sıra arasında yaklaşık %10,5'lik bir fark bulunmaktadır.



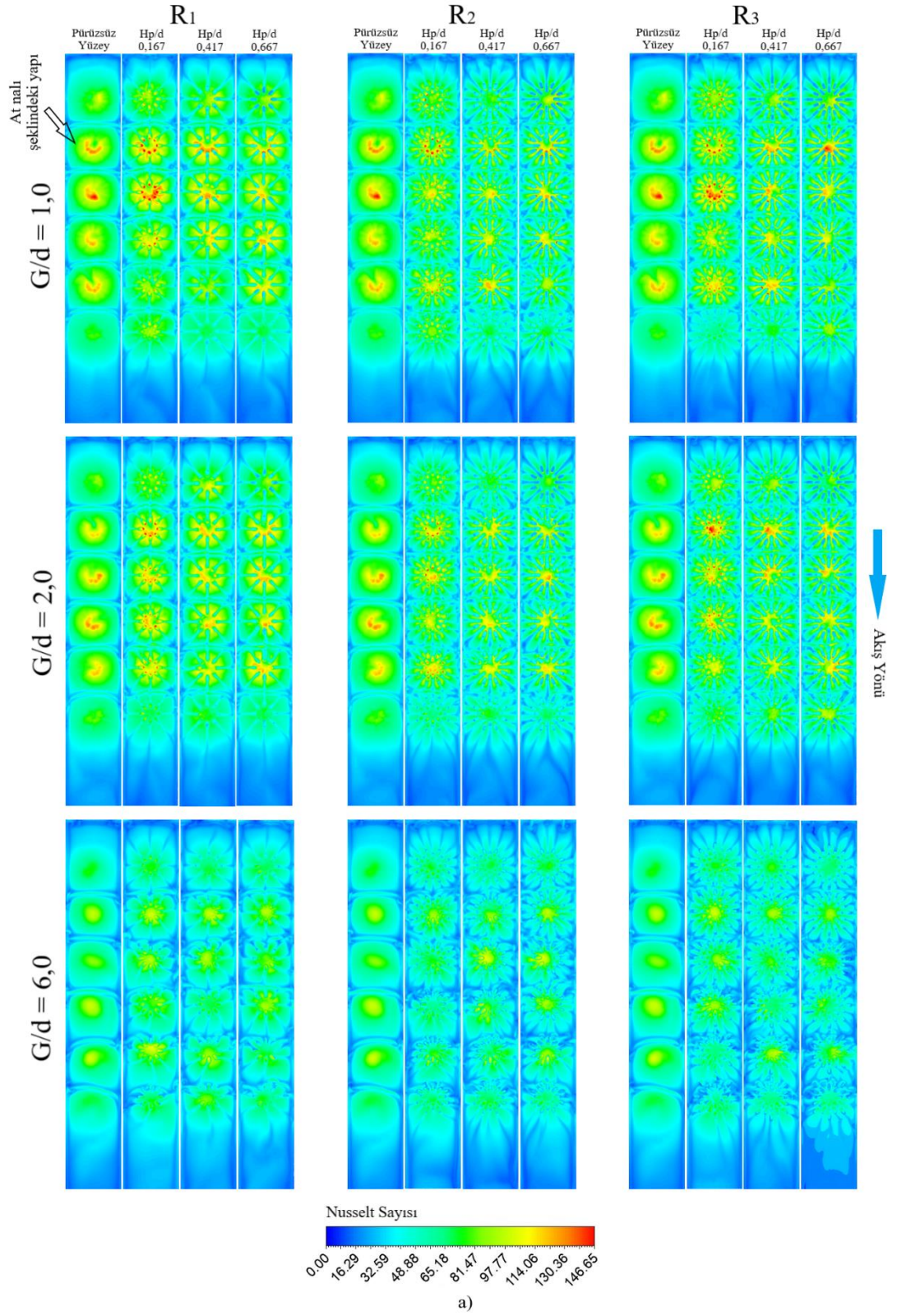
Şekil 6.1. a) $Re = 16250$, b) $Re = 27100$, c) $Re = 32500$ için SSP’de H_p/d ’nin ortalama Nu üzerindeki etkisi.

6.1.1.2. Yerel Nu sayısı

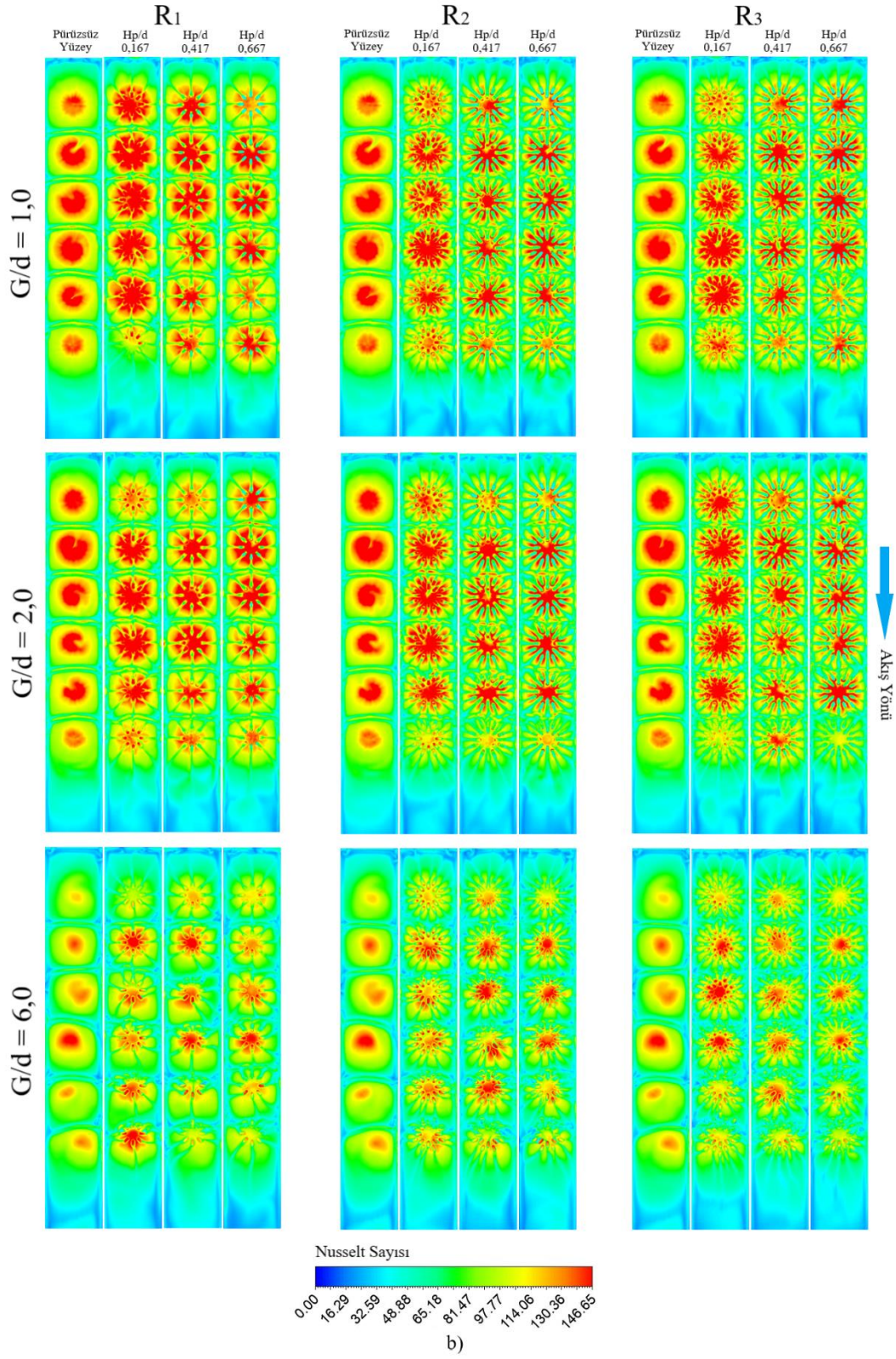
Akış hızının artması aynı zamanda akış alanındaki türbülansı artırır. Bu da gaz türbin soğutma kanalındaki duvarlar üzerinde sınır tabaka kalınlığının azalmasına neden olur ve sonuç olarak ısı transferi artış gösterir [117,118]. Sayısal sonuçlar, yüzey üzerindeki yerel ısı transferinin Re sayısı ile arttığını göstermektedir. Bu nedenle, sonuçların akış fiziği ile uyumlu olduğu sonucuna varılabilir.

Hedef yüzeye monte edilen slot pinler, düz yüzeye göre yerel Nu sayısını artırmıştır. İlgili yüzeydeki pinler, özellikle son jet bölgesinde yerel Nu sayısında göreceli bir artış sağlamıştır [70]. $Re = 16250$ ve 32500 'de pinle pürüzlendirilmiş hedef yüzeydeki ($H_p/d = 0, 0,167, 0,417, 0,667$) sayısal yerel Nu dağılımının kontur grafikleri Şekil 6.2'de görülebilir.

Şekilde gösterildiği gibi, uzatılmış jet çarpma konfigürasyonunda düz pürüzsüz yüzeyde çarpma bölgesinde at nalı şeklinde bir ısı transfer dağılımı elde edilmiştir ($G/d = 1,0$ ve $G/d = 2,0$). Bu durum, göreceli olarak düşük Re sayısında ($Re = 16250$) daha belirgin hale gelmektedir. Çünkü duvar jeti bölgesi - özellikle duraklama bölgesinin arka tarafı - önceki jet akışının çapraz akışı tarafından önemli ölçüde etkilenir [43]. Ayrıca, hedef yüzeye monte edilen pinlerle düz pürüzsüz yüzeye göre hedef yüzey üzerindeki ısı transferi dağılımı daha homojen hale gelmiştir [57,62,89]. Pin sıralarının sayısını artırmak, çarpma bölgesinde homojen bir ısı transferi dağılımına katkıda bulunmuştur.



Şekil 6.2. G/d , H_p/d ve pin sıra sayısının SSP ile pürüzlendirilmiş hedef yüzeydeki yerel Nu dağılımına etkisi: a) $Re = 16250$, b) $Re = 32500$.

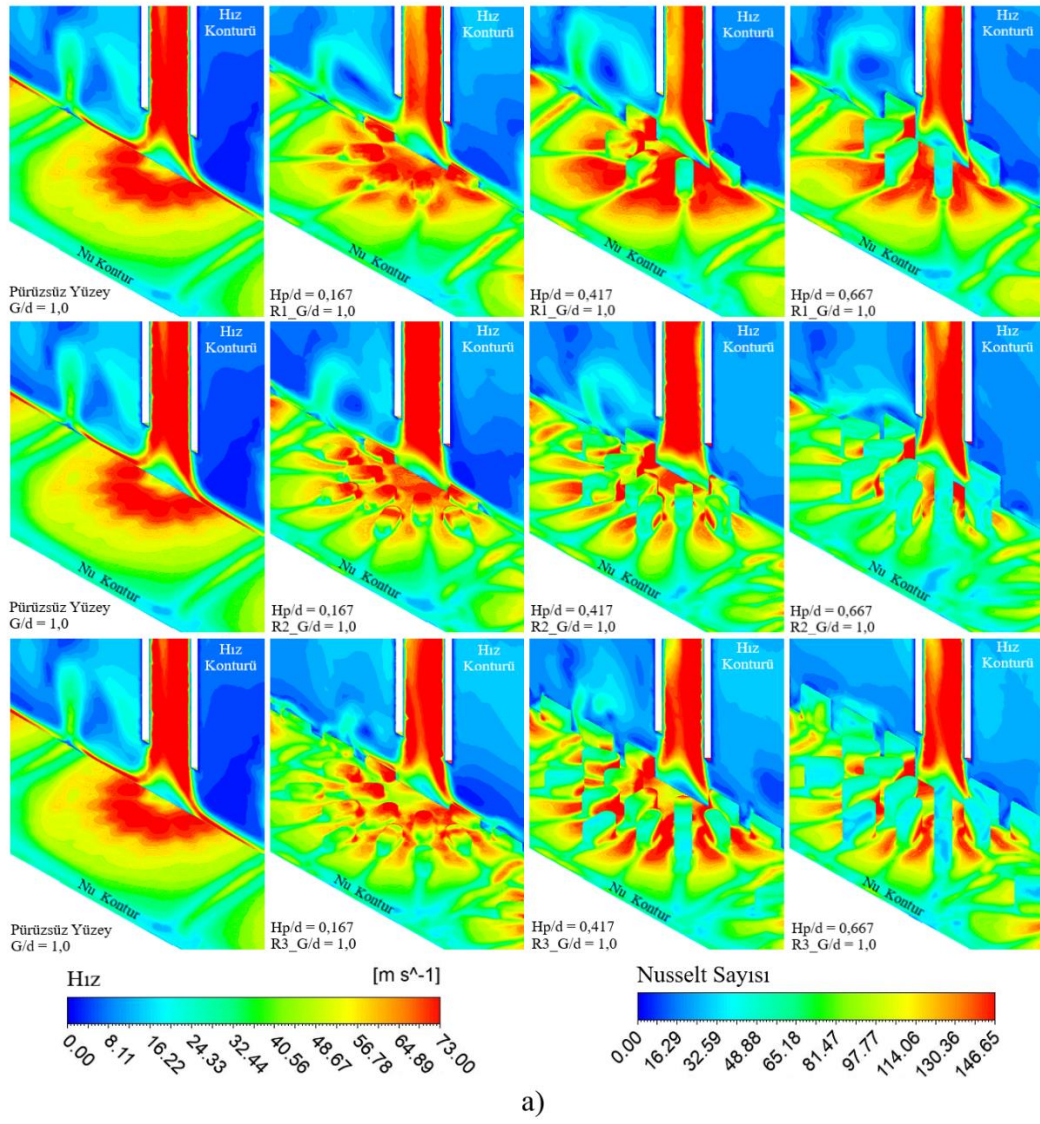


Şekil 6.2. (Devamı) G/d , H_p/d ve pin sıra sayısının SSP ile pürüzlendirilmiş hedef yüzeydeki yerel Nu dağılımına etkisi: a) $Re = 16250$, b) $Re = 32500$.

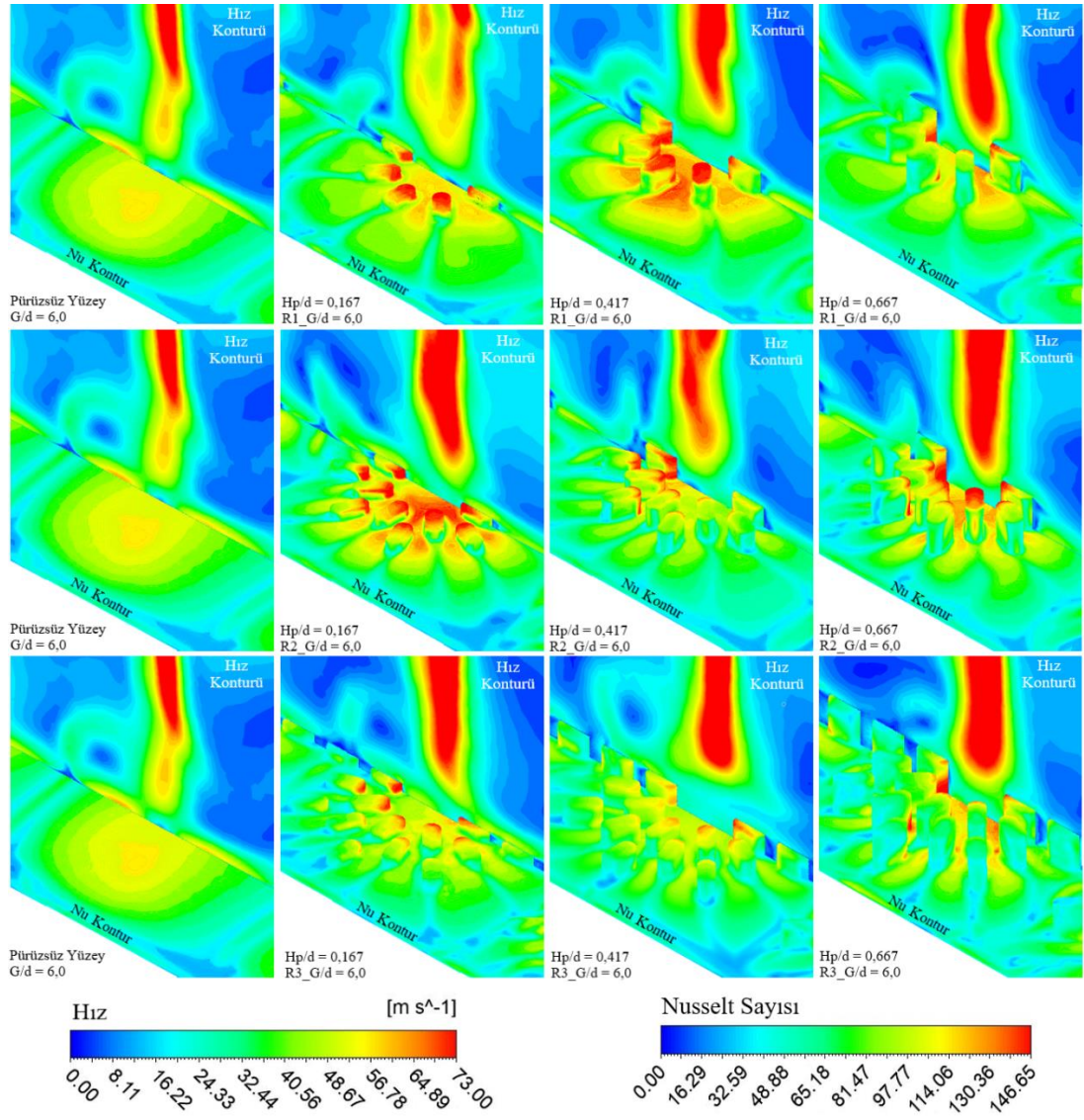
6.1.1.3. G/d , H_p/d ve pin düzeninin akış karakteristiği üzerindeki etkisi

Bu çalışmada hedef yüzey, SSP'lerle pürüzlendirilmiştir. Farklı pin düzenlemeleri ile nozul-hedef yüzey mesafesinin ısı ve akış karakteristikleri üzerindeki etkisini sayısal olarak hesaplamak için $H_p/d = 0,167, 0,417$ ve $0,667$ olmak üzere farklı boyutsuz pin yükseklikleri incelenmiştir. $Re = 27100$ 'de $x/d = 15$ yakınındaki pürüzsüz düz ve SSP-pürüzlü düz yüzeydeki Nu konturu ve hız alanının dağılımı, Şekil 6.3'te detaylı olarak sunulmuştur. Şekilden de görüleceği üzere tek sıra SSP düzenlemesi, uzatılmış jet deliği konfigürasyonu için amacına uygun olarak durgun bölge üzerinde ısı transfer bölgesini genişletirken, pin sıra sayısı arttıkça duvar jetinin etkinliği azalır ve bu durum ısı transferindeki artışı engeller. Jet akış ayrılması nedeniyle pin yüzeyinin üst ve arka tarafındaki ısı transferinde önemli bir azalma olduğundan, literatürle uyumlu başka ilginç bir sonuç, göreceli yüksek pin yüksekliği ($H_p/d \geq 0,417$) için elde edilmiştir [115]. Pin sıra sayısının artması bu durumu daha fazla tetiklemiştir. Bu, boyutsuz pin yüksekliğinin çoğu durumda $0,417$ 'den $0,667$ 'ye çıktığında hedef yüzeyin genel ısı transferinin azalma durumunu açıklar. Örneğin, $Re = 32500$ ve $H_p/d = 0,167$ olduğunda tek sıralı pin düzeni için ortalama Nu sayısı $94,51$ iken, aynı Re sayısı ve $H_p/d = 0,667$ için üç sıralı pin düzeninde bu değer $81,61$ 'e gerilemiştir. Bu parametreler karşılaştırıldığında yaklaşık %15,8'lik bir fark görülmektedir.

Yüzeye pürüzlülük elemanlarının yerleştirilmesi, türbülans yoğunluğunu artırır ve hedef yüzeyde sınır tabakasını bozar, bu nedenle ısı transferini artırmak için etkili bir yöntemdir. Şekil 6.3'te görüldüğü üzere, ilgili yüzeydeki yerel Nu dağılımı, özellikle daha yüksek hızlarda, çapraz akışın jet akışını etkilemesi sebebiyle jet akışı kanal çıkış yönüne doğru eğilir ve jet akışı bu doğrultu boyunca kayar [61,77,119].

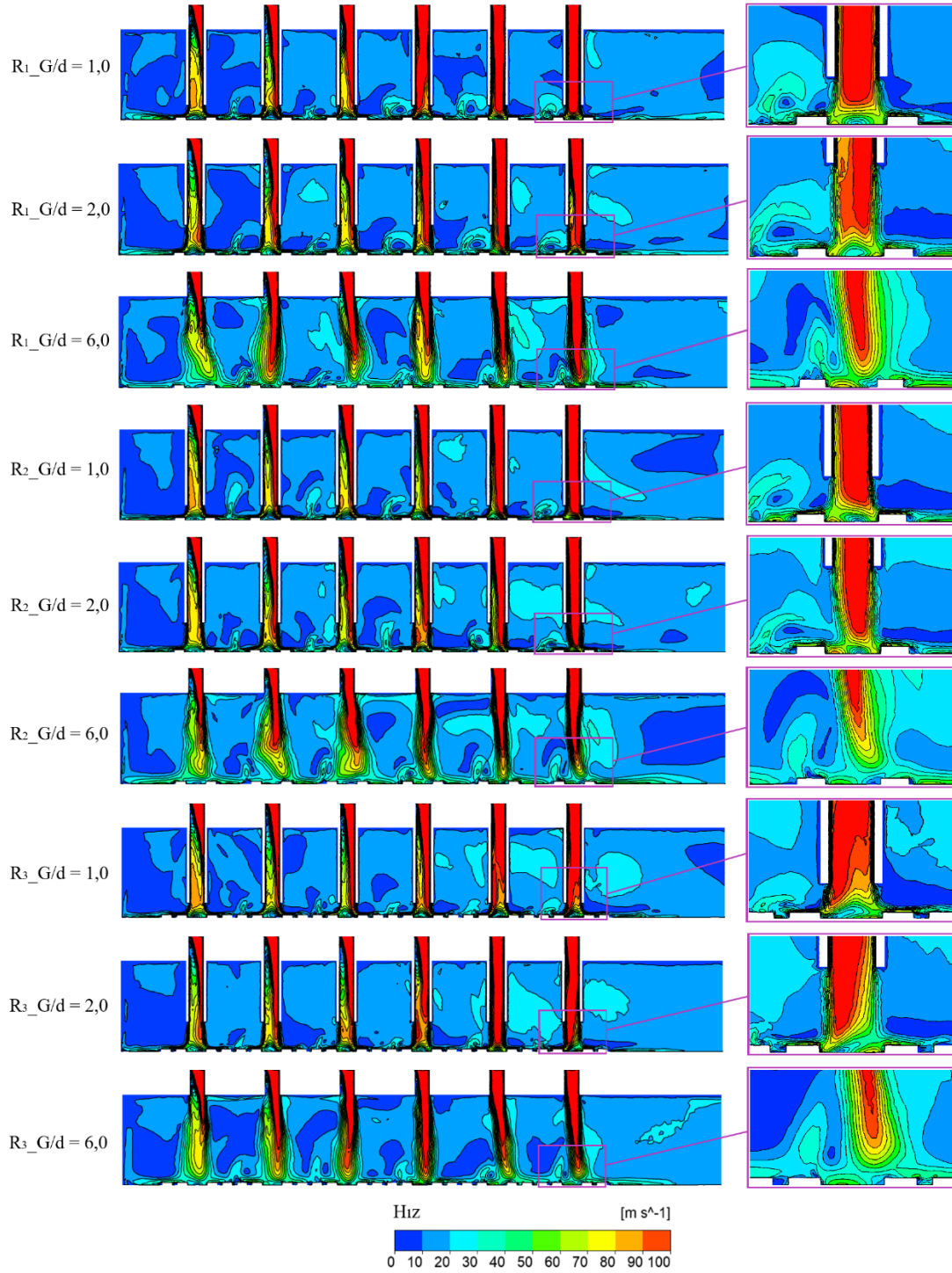


Şekil 6.3. $Re = 27100$ için $x/d = 15$ 'de SSP-pürüzlü yüzeyde ısı transferi ve hız alanının ayrıntılı görünümü, a) $G/d = 1,0$ ve b) orifis plaka konfigürasyonu ($G/d = 6,0$).



b)

Şekil 6.3. (Devamı) $Re = 27100$ için $x/d = 15$ 'de SSP-pürüzlü yüzeyde ısı transferi ve hız alanının ayrıntılı görünümü, a) $G/d = 1,0$ ve b) orifis plaka konfigürasyonu ($G/d = 6,0$).

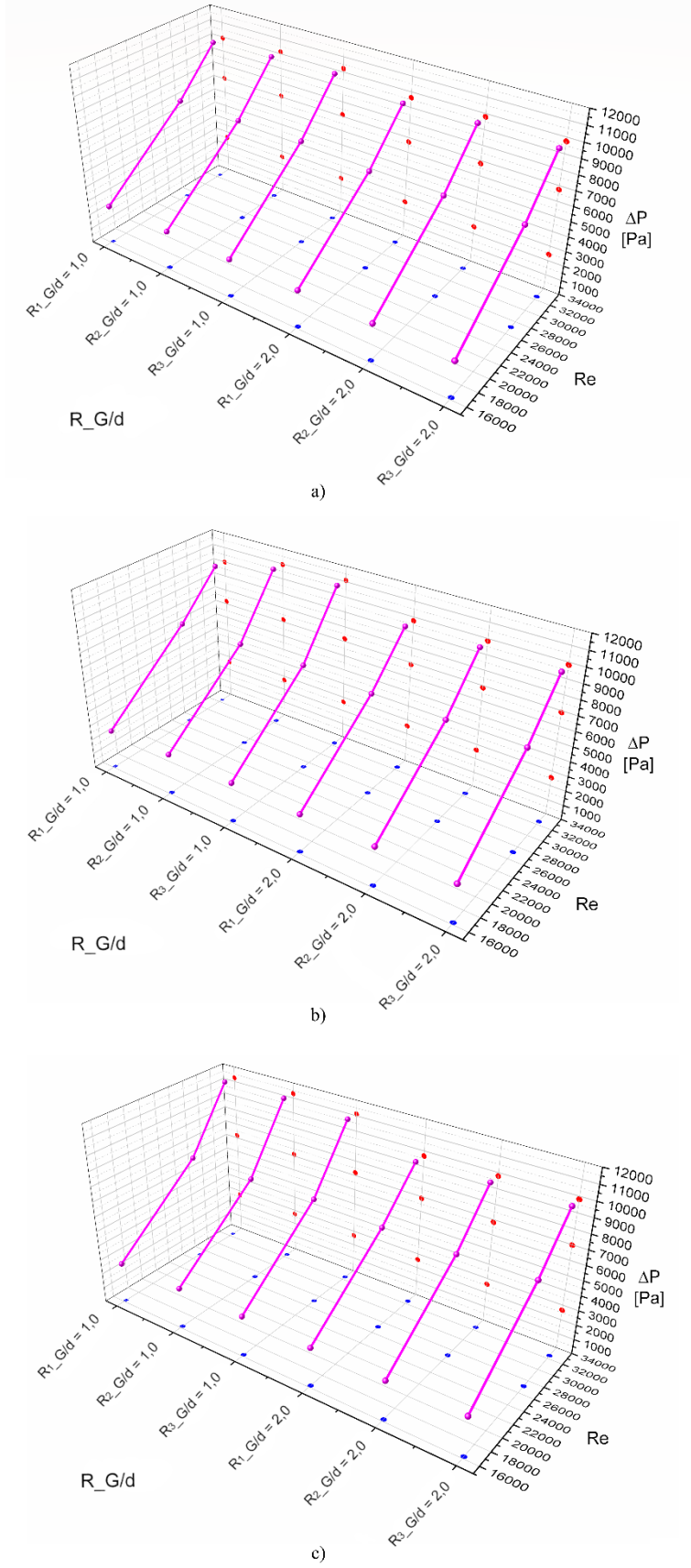


Şekil 6.4. $Re = 32500$ ve $H_p/d = 0,167$ için uzunlamasına merkezi düzlem üzerinde jet hızı dağılımının aksenal değişimi.

Şekil 6.4, $Re = 32500$ ve $H_p/d = 0,167$ koşulu için merkezi düzlem boyunca uzunlamasına jet hızı dağılımını göstermektedir. Çapraz akış, jet akışını etkilediği için jet akışı akış yönünde eğilir ve bu nedenle özellikle $G/d = 6,0$ 'da yüzeydeki yerel Nu sayısı dağılımı deşarj yöne doğru kayar [34,119]. Şekil 6.4'te gösterildiği gibi, özellikle geleneksel JIC için pin sıra sayısının artmasıyla birlikte çapraz akış etkisi

çarpma bölgesinde nispeten azalır. Bu nedenle, pin sıra sayısını artırarak ve boyutsuz nozul boşluğunu azaltarak yüzey üzerinde konvektif ısı transferinin daha dengeli bir dağılımı elde edilebilir. Sonuç olarak, hedef yüzeyin pürüzlendirilmesi, çapraz akışın komşu jetler üzerindeki olumsuz etkisini azaltmış ve yüzeydeki durma noktasının yer değiştirmesini ortadan kaldırmıştır [38,120].

Jet çarpmalı soğutma sistem tasarımında dikkate alınması gereken en önemli parametrelerden biri de basınç düşümüdür. Basınç düşümünün artması, soğutma sistemi için gerekli kompresör gücünün artması anlamını taşır [121]. Sonuç olarak, genel türbin motor verimliliği azalır. Bu çalışmada ayrıca uzatılmış jet deliği ve SSP-pürüzlü yüzeyin basınç düşümü üzerindeki birleşik etkisi de dikkate alınmıştır. Re sayılarına bağlı olarak üç farklı boyutsuz pin yüksekliği için incelenen fiziksel modellerin basınç düşümleri Şekil 6.5'te sunulmuştur. Sonuçlar, boyutsuz pin yüksekliğinin artmasının, özellikle $H_p/d = 0,167$ 'den sonra basınç düşümü üzerinde dikkate değer bir etkisi olduğunu göstermektedir. Şekilde gösterildiği gibi, G/d 'nin azalması ve pin sıralarının artması ile birlikte basınç düşümü artar. Aynı zamanda, düşük Re sayılarında ($Re < 27100$) basınç düşümleri yaklaşık eşit olduğu gözlenir. Re sayısının artmasıyla ($Re > 27100$), incelenen fiziksel modeller arasındaki basınç kayıpları daha belirgin hale gelmektedir. Araştırılan Re aralığında en yüksek basınç düşümü, $R_3_G/d = 1,0$ koşulunda belirlenirken, en düşük basınç düşümü $R_1_G/d = 2,0$ modelinde gözlemlenmiştir.



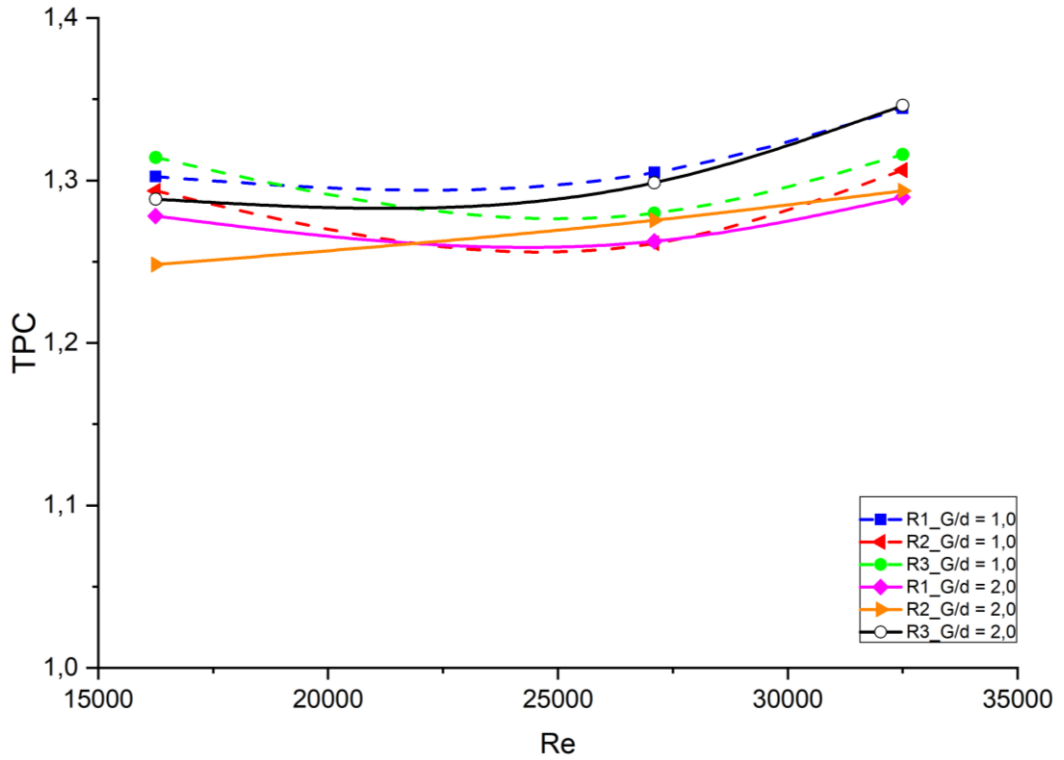
Şekil 6.5. Fiziksel modellerde Re sayıları ve SSP düzenlemelerine bağlı olarak basınç düşümünün değişimi a) $H_p/d = 0,167$, b) $H_p/d = 0,417$, c) $H_p/d = 0,667$.

6.1.1.4. Termal performans kriteri

Sonuçlar, azalan nozul aralığı ve hedef yüzeydeki SSP'lerin ortalama Nu sayısını ve basınç düşümünü eş zamanlı olarak artırdığını göstermiştir. Bu nedenle, uzatılmış jet ve SSP'lerin JIC şeması için eş zamanlı olarak kullanılmasının uygulanabilir olup olmadığını belirlemek için TPC değerlendirilmiştir. TPC, bir sistemin termal performansı ile hidrolik performansı arasındaki ilişkiyi gösteren bir değerdir ve denklem 6.1'deki gibi tanımlanabilir [113,114]:

$$TPC = \left(\frac{\bar{h}_n}{\bar{h}_0} \right) / \left(\frac{\Delta P_n}{\Delta P_0} \right)^{1/3} \quad (6.1)$$

Burada \bar{h}_n , uzatılmış jet ve SSP'ye sahip modelin ortalama ısı taşınım katsayısı iken \bar{h}_0 orifis plakaya sahip modelin ortalama ısı taşınım katsayısıdır. ΔP_n , uzatılmış jet ve SSP'ye sahip sistemin basınç düşümünü temsil ederken, ΔP_0 orifis plakaya ve düz bir yüzeye sahip sistemin basınç düşümünü ifade eder.



Şekil 6.6. $H_p/d = 0,167$ için Re sayısına bağlı olarak SSP-pürüzlü ve uzatılmış JIC sisteminde TPC değişimi.

$H_p/d = 0,167$ için Re sayısına bağlı olarak SSP-pürüzlü hedef yüzeye ve uzatılmış jet deliklerine sahip JIC şeması için TPC değişimi Şekil 6.6'da sunulmuştur. $27100 \leq Re \leq 32500$ aralığı için maksimum TPC değerleri $R1_G/d = 2,0$ 'de elde edilmiştir. Genel

olarak, TPC, Re sayısının artmasıyla artma eğilimindedir. TPC'nin 1'den büyük olması nedeniyle ısı transferindeki etkinin, basınç düşümüne bağlı olarak artan pompalama gücündeki artıştan daha yüksek olduğu sonucuna varılabilir; bu nedenle tüm tasarımların özellikle $Re = 32500$ 'de pürüzlü yüzeyde taşınım ısı transfer performansını artırmak için uygun olduğu söylenebilir.

6.1.2. Eliptik şekilli pinlerin ısı transferi ve akış karakteristiklerine etkisinin incelenmesi

Bu çalışmada, uzatılmış jet delik konfigürasyonuna sahip JIC şemasında ESP-pürüzlü yüzeyin ısı transfer performansına etkisi incelenmektedir. Farklı yüksekliklere sahip ESP'lerin, farklı nozul uzunluklarına sahip bir JIC modelinde yüzeydeki ısı transferi ve akış karakteristikleri üzerindeki etkisi üç farklı Re sayısı altında CFD hesaplamaları sonucu belirlenmiştir. Ayrıca, bu çalışmada belirli pin düzenleri için de hesaplamalar yapılmıştır.

6.1.2.1. Ortalama Nu sayısı

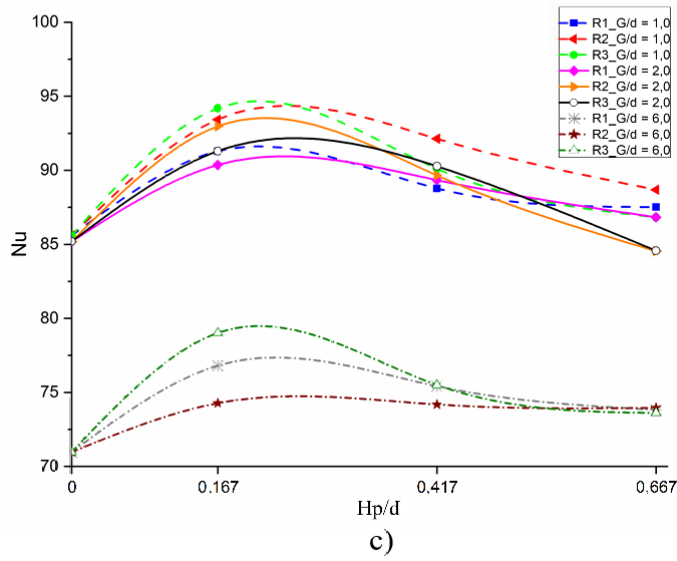
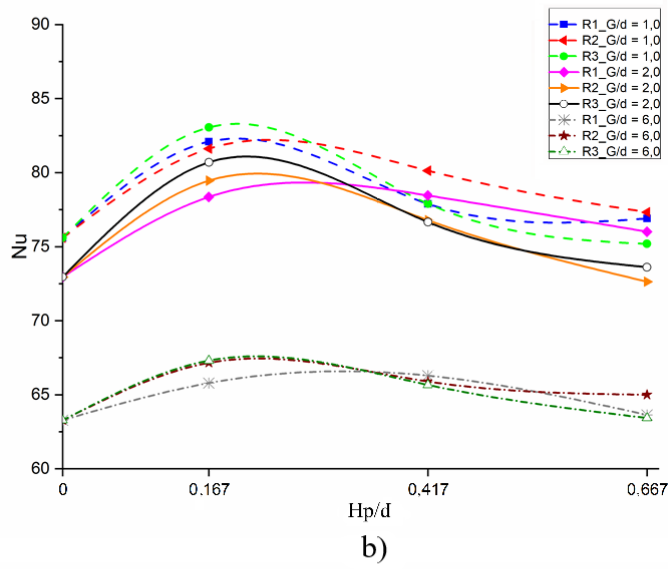
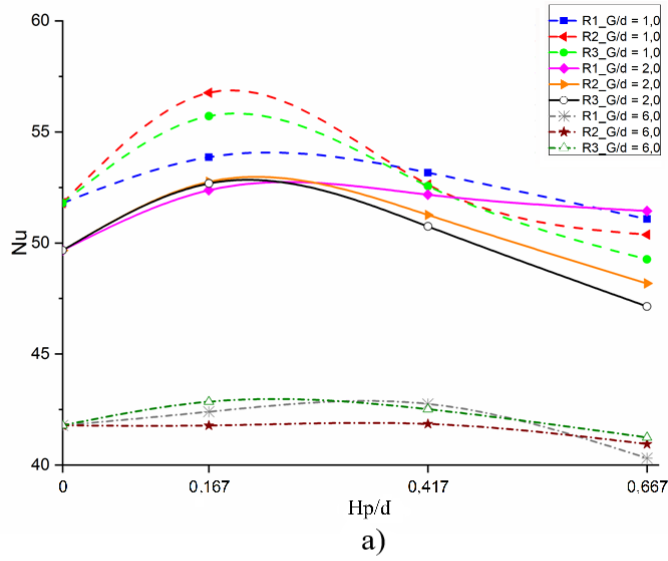
Bu bölümde uzatılmış JIC konfigürasyonunda ESP'lerin ısı transfer performansı üzerindeki etkisini belirlemek için ortalama Nu sayıları incelenmiştir. Pin düzenlemeleri, normalize edilmiş pin yükseklikleri ve normalize edilmiş nozul uzunluklarına bağlı olarak ESP-pürüzlü yüzeydeki ortalama Nu sayısı değişimleri Şekil 6.7'de gösterilmiştir. Hedef yüzeyde elde edilen maksimum ortalama Nu sayısının karşılaştırılması yapıldığında, $Re = 32500$ 'de pürüzsüz yüzey ($G/d = 1,0$, $H_p/d = 0$) için 85,58 ve ESP-pürüzlü yüzey ($R_3_G/d = 1,0$, $H_p/d = 0,167$) için 94,18 olduğu görülecektir. Ayrıca, ESP'lerin varlığı, $Re = 16250$ 'de geleneksel JIC'deki hedef yüzeyin ortalama Nu sayısını 41,79'dan $R_2_G/d = 1,0$ ve $H_p/d = 0,167$ koşullarında 56,76'ya çıkardığı sonucuna varılabilir. Özetle, düz hedef yüzeyde çift sıra pin konfigürasyonu kullanılarak, geleneksel JIC modeline kıyasla ortalama Nu sayısında %35,82'lik bir artış sağlanabilmektedir. Çünkü ESP'lerin yüzeye montajı ilgili yüzeydeki termal sınır tabakasını bozmaktadır.

G/d 'nin azaltılması, ilgili yüzeyde konvektif ısı transferini artırmış ve literatüre uygun bir şekilde çapraz akışın jet delikleri üzerindeki olumsuz etkisini azaltmıştır [24,39]. ESP-pürüzlü yüzeylerde normalize edilmiş pin yüksekliği $H_p/d = 0,167$ 'ye kadar olan fiziksel modellerde çoğu durumda ortalama Nu sayısı yaklaşık olarak lineer bir artış göstermiştir. Benzer şekilde, Lu ve arkadaşları tarafından gerçekleştirilen deneysel bir çalışmada, geleneksel JIC modelinde normalize edilmiş dikdörtgen mikro pin

yüksekliği 0,4 olan durumda en yüksek ortalama Nu sayıları elde edilmiştir [115]. Bunun aksine, normalize edilmiş pin yüksekliğini $H_p/d = 0,667$ olarak tasarlamak, çoğu durumda ısı transferi açısından düz yüzeylere kıyasla tatmin edici sonuçlar göstermemiştir. Bu durum, ESP'ler etrafındaki hız gradyanını ve ısı transferini azaltmaktadır.

Pin sıra sayısı, ısı transferinin büyüklüğünü ve aynı zamanda ısı transferinin yüzeydeki homojenliğini etkileyen kritik bir parametredir. Sonuçlar karşılaştırıldığında, pin sıra sayısı arttıkça, literatüre [116] uygun olarak yüzeydeki alan-ortalama Nu sayılarında artış olduğu sonucuna varılacaktır. Şekil 6.7'de görüldüğu gibi, incelenen Re sayısı aralığında normalize edilmiş pin yüksekliği 0,467'ye ulaşınca kadar üç sıra pin düzeni, tüm durumlarda en yüksek Nu sayısına sahiptir. Üç sıra eliptik pin düzeni, uzatılmış JIC konfigürasyonunda diğer pin düzenlemelerinden daha iyi bir termal performansa sahiptir.

Örneğin, aynı normalize edilmiş eliptik pin yüksekliği ($H_p/d = 0,167$) ve Re sayısında ($Re = 32500$), iki sıralı pin düzeninde ortalama Nu sayısı 73,88 iken üç sıralı pin düzeninde 79,02'dir. Bu nedenle, iki sıra ve üç sıra eliptik pin düzenleri arasında yaklaşık %7'lik bir fark bulunmaktadır. Sonuç olarak, hedef yüzeyi ESP'lerle pürüzlendirme, göreceli olarak düşük normalize edilmiş pin yüksekliklerinde ($H_p/d < 0,417$) ve düşük normalize edilmiş nozul-hedef plaka boşluklarında ($G/d < 2.0$) pin sıra sayısının R_1 'den R_3 'e artmasıyla birlikte daha verimli olmaktadır.



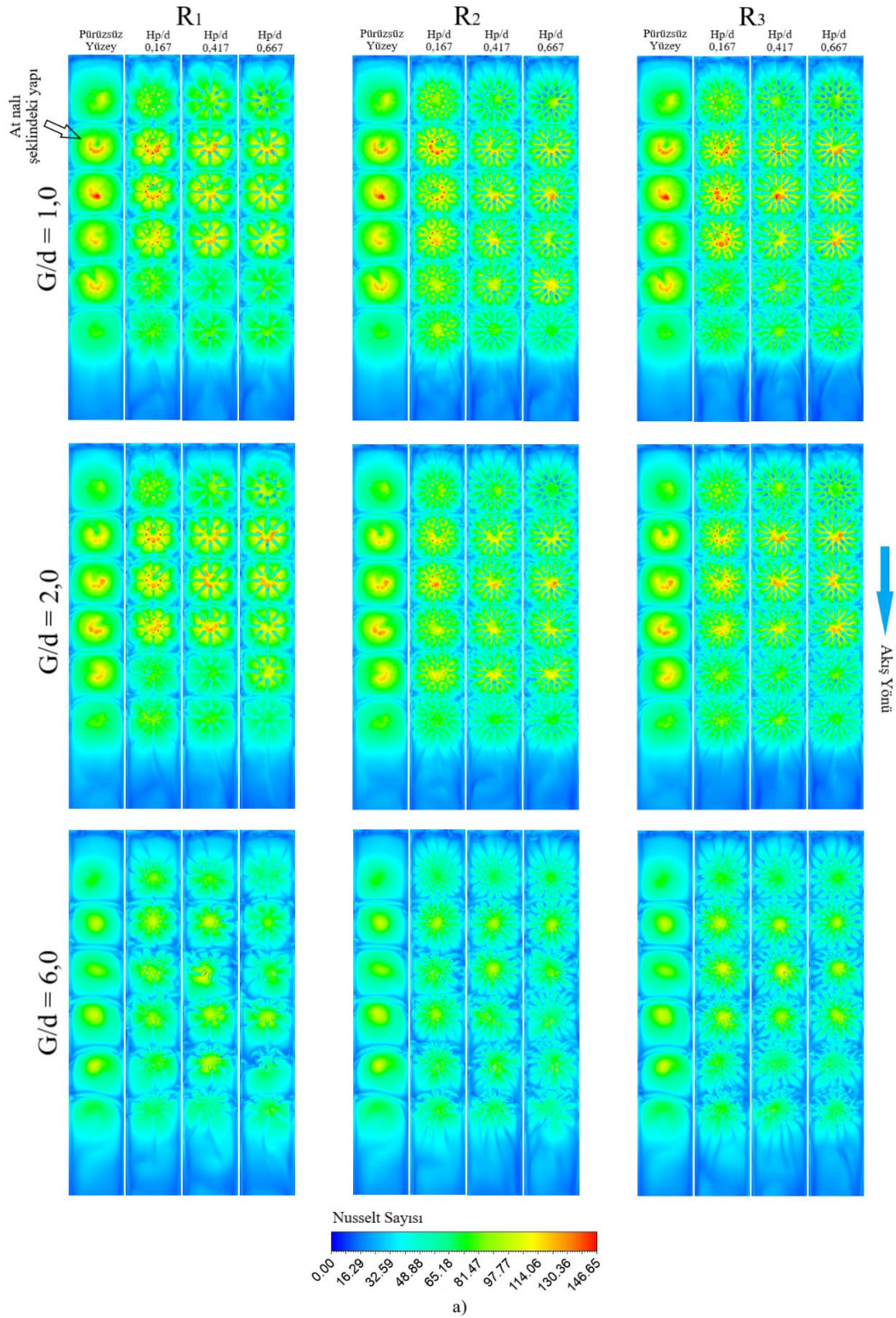
Şekil 6.7. a) $Re = 16250$, b) $Re = 27100$, c) $Re = 32500$ için ESP pürüzlü yüzeyde H_p/d 'nin ortalama Nu üzerindeki etkisi.

6.1.2.2. Lokal Nu sayısı

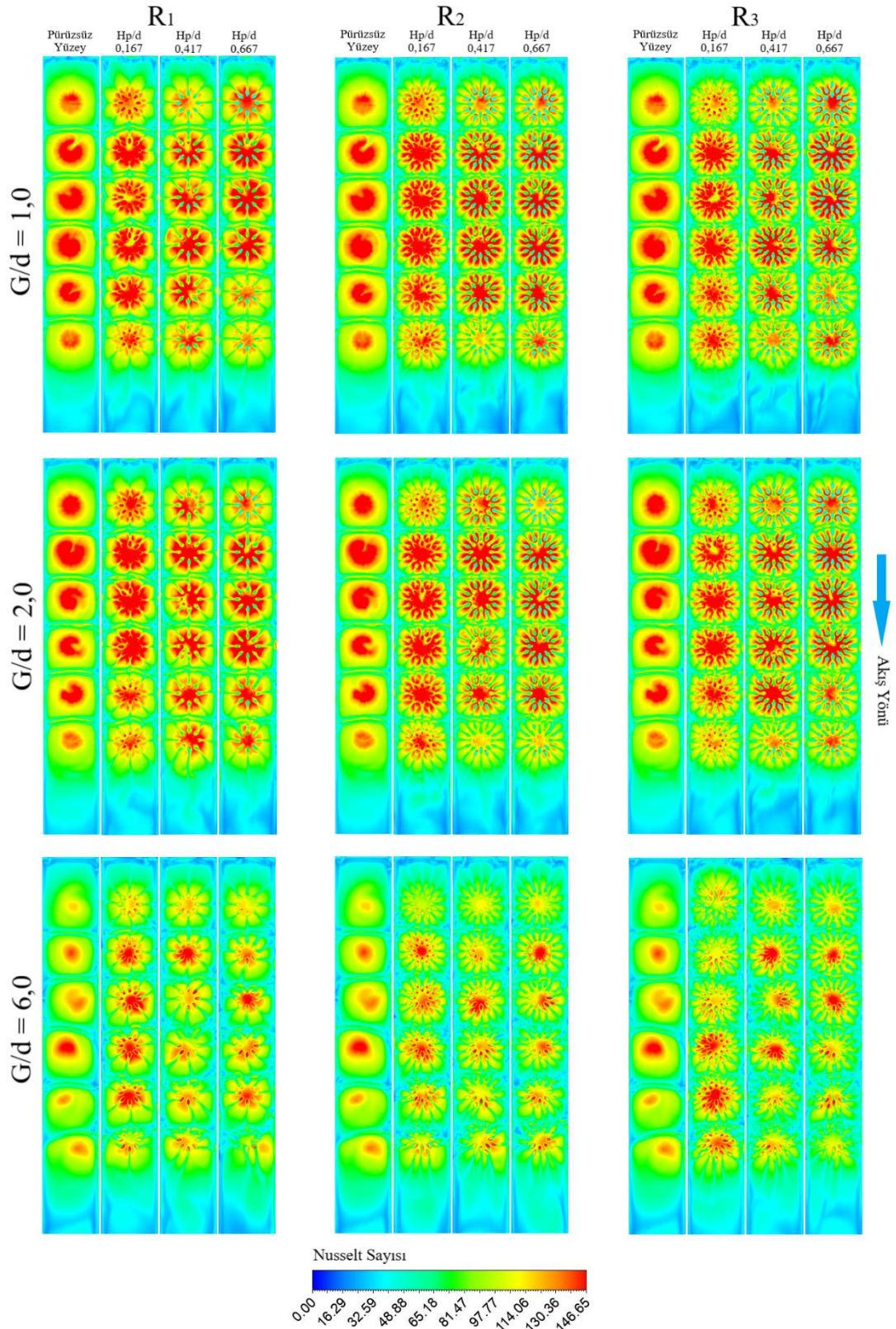
Dâhili soğutma kanallarındaki türbülans artışı duvarlardaki sınır tabaka kalınlığının azalmasına neden olur. Sonuç olarak, Re sayısının artmasıyla hedef plakadaki yerel ısı transferi artış gösterir.

Önerilen fiziksel modellerin ısı transfer performansını incelemek için normalize edilmiş eliptik pin yükseklikleri ve nozul uzunlukları dikkate alınmıştır. Türbülanslı akış koşullarında ($16250 \leq Re \leq 32500$), farklı parametreler altında düz ve ESP-pürüzlü yüzeyler üzerindeki yerel Nu konturları Şekil 6.8'de verilmiştir. Sayısal hesaplamalar, ESP'lerle yüzeyleri pürüzlendirmenin soğutma etkinliğini önemli ölçüde artıracığını göstermektedir. Maksimum yerel Nu sayıları tüm durumlar için çarpma noktasının etrafında elde edilmiştir. Pinlerin hedef yüzeye monte edilmesi ile son jet bölgesindeki yerel Nu sayısında ve ısı transfer dağılımının homojenliğinde düz yüzeye göre belirgin bir şekilde iyileşme gözlemlenmiştir. Ancak, akış ESP'leri geçtikten sonra pinlerin aşağı akımında geri dönüş bölgeleri oluşabilmektedir. Bu durum, ESP'lerin aşağı akımında yerel Nu sayısının azalmasının ana nedeni olarak gösterilebilir. Ayrıca, uzatılmış JIC modelinde normalize edilmiş nozul boşlukları 1,0 ve 2,0 olduğunda düz yüzeyin ısı transferi dağılımında at nalı şekli gözlenmiştir.

Ayrıca, yukarıda bahsedilen fiziksel modellerde pin düzeninin yerel Nu dağılımına olan etkisi de sayısal olarak karşılaştırılmıştır. Şekil 6.8'e göre, pin sıra sayısını R_3 'e çıkartmak, duvar jet bölgesindeki yerel Nu sayısı dağılımının tekdüzeliği açısından hem akışa paralel hem de akışa dik doğrultuda önemli değişiklikler göstermektedir.



Şekil 6.8. G/d , H_p/d ve pin sıra sayısının ESP ile pürüzlendirilmiş hedef yüzeydeki yerel Nu dağılımına etkisi: a) $Re = 16250$, b) $Re = 32500$.



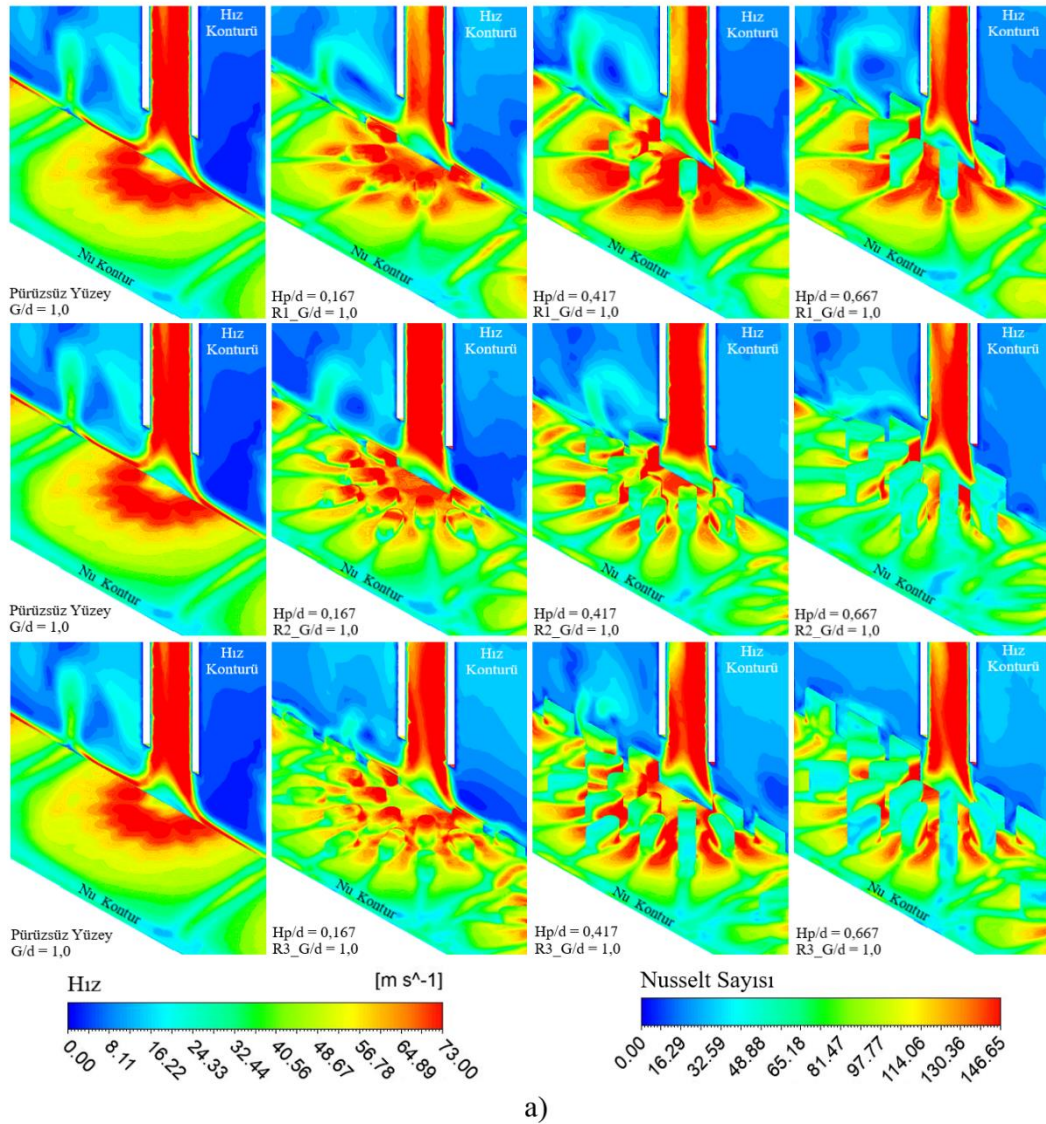
Şekil 6.8. (Devam) G/d , H_p/d ve pin sıra sayısının ESP ile pürüzlendirilmiş hedef yüzeydeki yerel Nu dağılımına etkisi: a) $Re = 16250$, b) $Re = 32500$.

6.1.2.3. Tasarım parametrelerinin akış karakteristiği üzerindeki etkisi

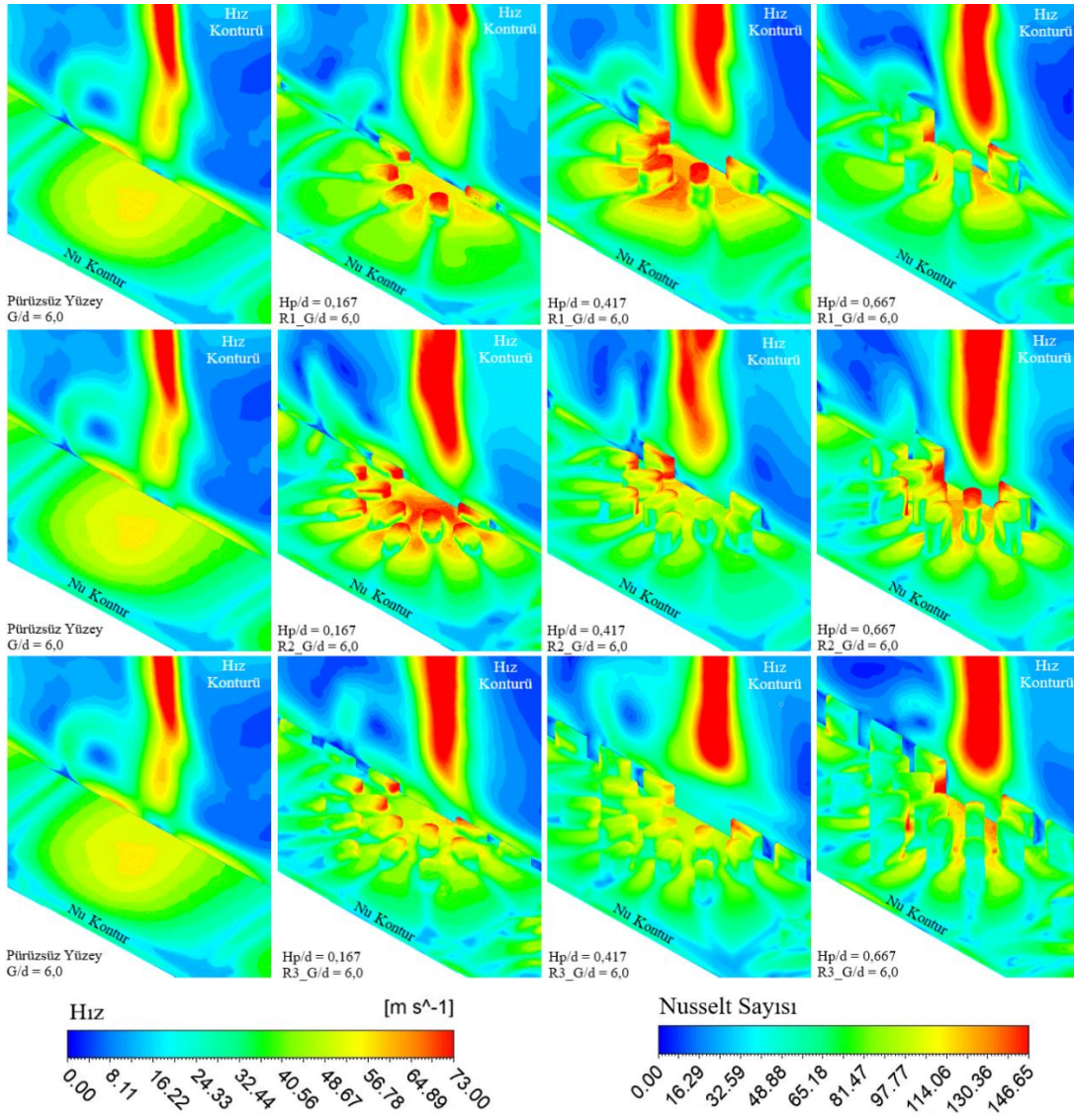
Düz ve ESP-pürüzlü yüzeyler için $x/d = 15$ konumundaki Nu ve hız konturları Şekil 6.9'da gösterilmiştir. Üç sıra ESP düzenlemesi, hedef yüzeydeki ısı transfer alanının genişlemesine yol açar ki bu beklenen bir sonuçtur. Yakın bir görsel karşılaştırma ile ESP-pürüzlü yüzeylerin pürüzsüz düz yüzeylere kıyasla daha fazla homojen bir ısı transfer dağılımı sağlayabileceği gösterilmiştir. Bununla birlikte, özellikle normalize edilmiş pin yüksekliği 0,167 olan modeller diğer fiziksel modellere göre ısı geçişi açısından daha iyi performans göstermektedir. Örneğin, $G/d = 1,0$ ve R_3 tasarım parametreleri için, $Re = 27100$ 'de $H_p/d = 0,167$ konfigürasyonu ($Nu = 83,06$), $H_p/d = 0,667$ konfigürasyonu ($Nu = 75,19$) ile karşılaştırıldığında ortalama Nu sayısının yaklaşık %10,47 arttığı tespit edilmiştir.

Daha önce de belirtildiği gibi, çarpma bölgesindeki ESP'lerin hücum kenarında yerel Nu sayılarının daha yüksek olduğu sonucuna varılabilir. Akış ayırımından dolayı pinlerin ön kenarındaki Nu sayısının üst ve arka kenar bölgelerinden daha yüksek olduğu görülmektedir. Pinlerin ön kenarında at nalı girdaplarının oluşması nedeniyle ESP'ler, yerel ısı transferinin artırılmasına önemli ölçüde katkıda bulunur [122]. Bu durum, uzatılmış JIC ve ESP'ler arasındaki güçlü etkileşimden kaynaklanıyor olabilir ve bu da pinlerin ön kenarında yüksek hız gradyanı oluşmasına neden olabilir. ESP'lerin yakınında güçlü hız gradyanlarının ve zayıf geri akış bölgelerinin oluşması, yüksek ısı transferine olanak tanımaktadır.

Şekilde görüldüğü gibi, geleneksel jet çarpmalı soğutma şemasında ($G/d = 6,0$ ve düz, pürüzsüz yüzey) çapraz akış etkisi normalize edilmiş nozul-hedef plaka boşluğunun artması ile artış göstermiş ve jet akışı yavaşça tahliye yönünde eğilmeye başlamıştır. Öte yandan, uzatılmış jet deliklerinin ve ESP'lerin eş zamanlı varlığı, alt kanaldaki çapraz akış ile jet yapısı arasındaki karşılıklı etkileşimi azaltmıştır. Böylece çapraz akışın jetler üzerindeki olumsuz etkisi nispeten azaltılmıştır. Ayrıca hedef plaka üzerindeki durma noktasının yer değiştirmesi de ortadan kaldırılmıştır.



Şekil 6.9. ESP-pürüzlü yüzeylerde $Re = 27100$ ve $x/d = 15$ için Nu ve hız kontürlerinin detaylı görünümü, a) $G/d = 1,0$ ve b) $G/d = 6,0$.



b)

Şekil 6.9. (Devamı) ESP-pürüzlü yüzeylerde $Re = 27100$ ve $x/d = 15$ için Nu ve hız kontürlerinin detaylı görünümü, a) $G/d = 1,0$ ve b) $G/d = 6,0$.

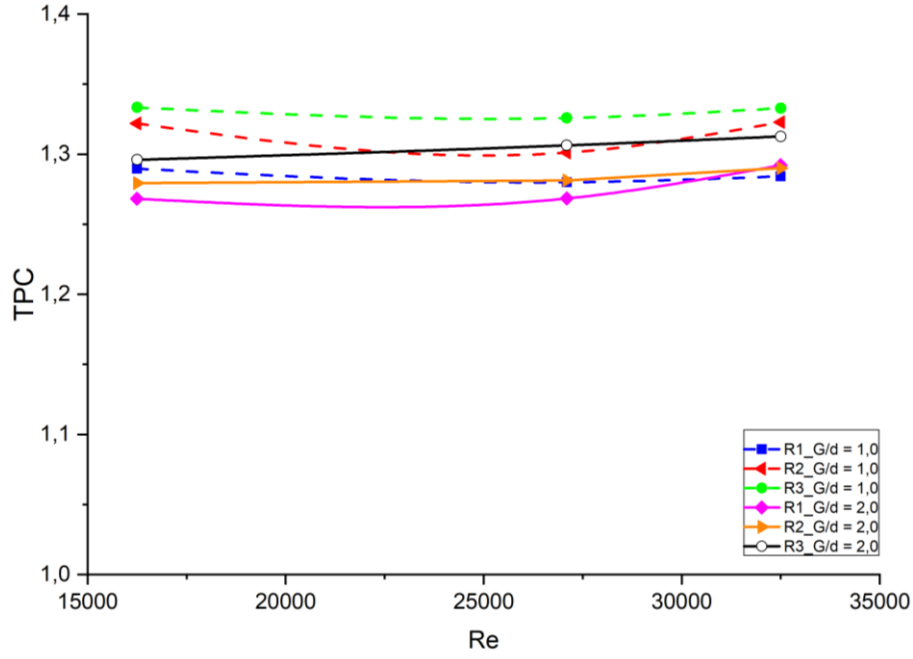
6.1.2.4. Termo-hidrolik performans

Termal performans değerlendirme kriteri, önerilen fiziksel modellerin termo-hidrolik performansını incelemek için kullanılmıştır. Sonuçlar, nozul aralığının azaltılması ve ESP'lerin hedef yüzey üzerine konjugasyonunun alan-ortalama Nu sayısını artırdığını göstermiştir. Ancak, basınç düşümü, düz yüzeye kıyasla göreceli olarak artış göstermiştir. Bu nedenle, yeni önerilen fiziksel modellerin geleneksel JIC ile karşılaştırıldığında uygulanabilir olup olmadığını belirlemek için TPC değerleri incelenmiştir.

TPC, ısı taşınım katsayısının ve basınç düşümünün bir fonksiyonudur ve denklem 6.2'deki gibi tanımlanabilir [113,114].

$$TPC = \left(\frac{\bar{h}_1}{\bar{h}_0} \right) \left(\frac{\Delta P_1}{\Delta P_0} \right)^{-1/3} \quad (6.2)$$

Burada \bar{h} hedef yüzeyin ortalama konvektif ısı transfer katsayısıdır ve ΔP sistemin basınç kaybıdır. Ayrıca, “0” alt simgesi geleneksel JIC modelini temsil ederken, “1” alt simgesi uzatılmış jet deliği konfigürasyonu ile pürüzlü hedef yüzey modelinin kombinasyonunu tanımlamaktadır.



Şekil 6.10. $H_p/d = 0,167$ için Re sayısına bağlı olarak ESP-pürüzlü ve uzatılmış JIC sisteminde TPC değişimi.

Önerilen fiziksel modellerde $H_p/d = 0,167$ için Re sayısına dayalı TPC varyasyonu Şekil 6.10'da gösterilmektedir. Eğer TPC sayısı birden büyükse tasarımın pratik uygulamalar için uygun olduğu kabul edilir. Yukarıda verilen ilgili grafik incelendiğinde, çarpmalı jetin hedef duvarı üzerindeki konvektif ısı transferini arttırmak için önerilen tüm tasarımların uygulanabilir olduğu sonucuna varılabilir. TPC değerlerine göre incelenen Re sayılarında ($16250 \leq Re \leq 32500$) eliptik şekilli pinler için en uygun tasarım parametreleri $R_3_G/d = 1,0$ ve $H_p/d = 0,167$ olarak elde edilmiştir.

6.2. Konkav Hedef Yüzey

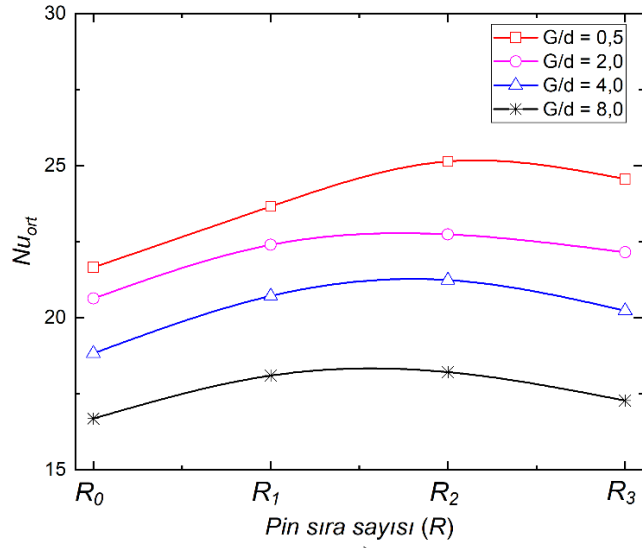
6.2.1. Kanat profili biçimindeki pinlerle pürüzlendirilmiş iç bükey yüzeyde G/d ve pin düzeninin ısı ve akış karakteristiği üzerindeki etkisi

Bu çalışmanın temel amacı, konkav hedef yüzey geometrisinde farklı düzenlemelere sahip kanat profili şekilli pinlerin uzatılmış jet deliği konfigürasyonlarıyla birleştirilmesinin jet çarpmalı soğutmanın ısı transfer performansına etkisini araştırmaktır. Kanat düzenlemeleri (R_0 , R_1 , R_2 , R_3) ve boyutsuz nozul-hedef yüzey aralıkları (G/d) için farklı Re sayılarında pürüzsüz ve pinli içbükey hedef yüzeylerdeki ortalama Nu sayısı değişimleri Şekil 6.11’de incelenmiştir. İki sıra kanat düzenlemesi ve G/d’yi 0,5’e indirerek toplam ısı transferi artırılmıştır. Ayrıca, pinler ve uzatılmış nozul kombinasyonu ile çapraz akışın olumsuz etkisi önemli ölçüde azalmıştır [24,39].

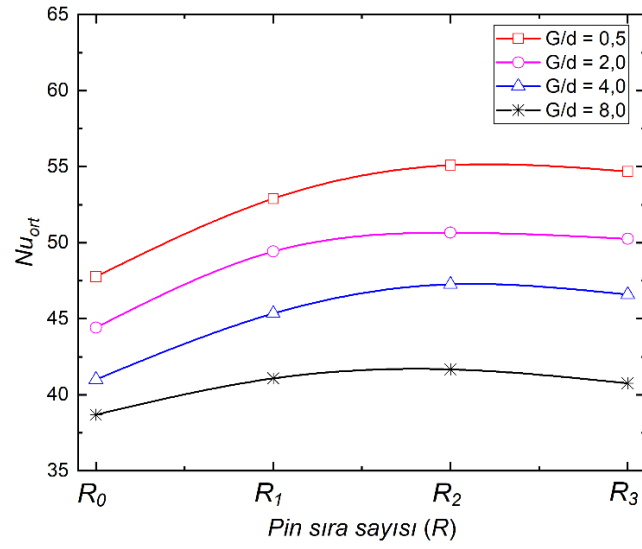
6.2.1.1. Ortalama Nu sayısı

İncelenen konkav yüzeyli fiziksel modelde, $Re = 25000$ ’de geleneksel jet çarpma şeması (CIJAC yani $G/d = 8,0$ ve pürüzsüz yüzey, R_0) için ortalama Nu sayısı 53,16’dır. $G/d = 8,0$ konfigürasyonunda R_2 pin düzeni kullanıldığında Nu sayısı %17,02 artışla 62,21’e ulaşmıştır. Öte yandan R_3 yerleşimli pinlerle pürüzlendirilmiş yüzeydeki ortalama Nu sayısı aynı geometri ve akış koşulları altında %12,91 artarak 60,03’e yükselmiştir.

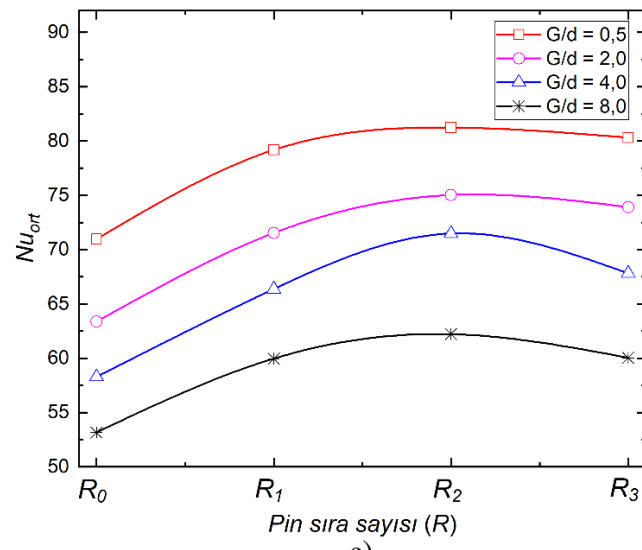
Uzatılmış jet delik konfigürasyonuna ($G/d = 2,0$) sahip modelde pürüzsüz içbükey yüzeydeki ortalama Nu sayısı $Re = 25000$ ’de 63,37 iken R_2 düzenine sahip pinli yüzeyde 75,02’dir. Sadece hedef yüzeye pin ilavesiyle ısı transferinde yaklaşık %18,38’lik bir artış gözlemlenmiştir. Benzer şekilde, $Re = 15000$ ve $G/d = 0,5$ için pürüzsüz yüzeyde ortalama Nu sayısı 47,77 iken, R_1 ve R_2 pin düzenlemeleri için sırasıyla 52,90 ve 55,09’dur. Sonuç olarak, pinsiz yüzeye göre toplam ısı transferindeki artış yüzdesi R_1 ve R_2 için sırasıyla %10,73 ve %15,33’tür.



a)



b)



c)

Şekil 6.11. Ortalama Nu sayısının G/d ve kanat düzeni (R_0, R_1, R_2, R_3) ile değişimi a) $Re = 5000$, b) $Re = 15000$ ve c) $Re = 25000$.

Ayrıca, CIJAC şemasında $Re = 25000$ 'de ortalama Nu sayısı 53,16 olarak hesaplanmıştır. Dikkat çekici bir şekilde, bu değer, G/d 'yi 0,5'e düşürerek R_1 , R_2 ve R_3 pin düzenleri için sırasıyla 78,53, 81,24 ve 80,30'a yükselmiştir. Bu sonuçlara göre, geleneksel jet çarpmalı modele kıyasla toplam ısı transferindeki yüzde artış sırasıyla %47,70, %52,81 ve %51,04'tür. Bu sonuçlar dikkate alındığında, iki sıra kanat profili biçimli pin düzenlemesi (R_2), ortalama Nu sayısını artırmada bir sıra (R_1) ve üç sıra pin (R_3) düzenlemelerine göre nispeten daha iyi sonuçlar vermektedir. İç bükey hedef yüzeye pinlerin monte edilmesi, termal sınır tabakanın bozulmasında önemli bir etkiye sahiptir ve bu da test bölgesinde ısı transfer performansının artmasına yol açmıştır.

Ortalama Nu sayısı değişimi G/d oranından ve kanat düzeninden önemli ölçüde etkilenmiştir. Boyutsuz G/d oranı 8,0'dan 0,5'e düştüğünde genel olarak alan ortalamalı Nu sayılarında belirgin bir artış gözlenmiştir. Örneğin, içbükey hedef yüzeye sahip geleneksel jet çarpma modelinde $Re = 5000$ 'de pürüzsüz yüzeyde ortalama Nu sayısı 16,68'dir. Aynı Re sayısında, R_2 düzeninde bu değer $G/d = 0,5, 2,0$ ve 4,0 için sırasıyla %50,67, %36,29 ve %27,28 artış göstermiştir. Benzer şekilde, R_3 pin düzeni bu değer $G/d = 0,5, 2,0$ ve 4,0 için %47,20, %32,76 ve %21,27 oranında artmıştır.

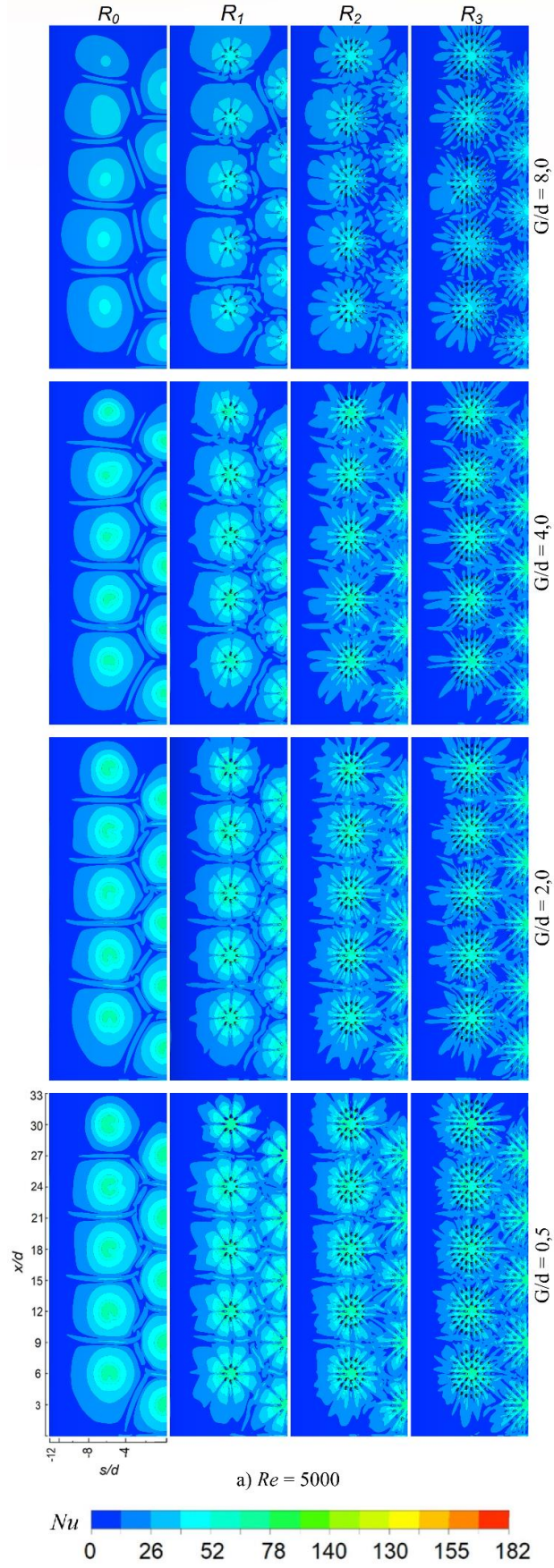
6.2.1.2. Yerel ısı transferi

Hedef yüzeye çarpan ve daha sonra yönü tersine dönen akışkan, enjeksiyon plakası ile hedef yüzey arasında bir çapraz akış bölgesi oluşturur. Tahliye yönünde ek jet akımlarının devreye girmesi, komşu jetlerin davranışını etkileyerek akış dinamiklerini değiştirebilir. Çapraz akış hızı, akışkanın akış yönüne dik yönde olan hızını ifade eder. Bu durumda, ilk jet bölgesinden çıkışa doğru akışkanın oluşturduğu çapraz akış hızı kademeli olarak artar. Jet profilleri, özellikle yüksek G/d oranı nedeniyle çapraz akışın etkisiyle akış yönünde bükülebilir veya deforme olabilir. Nozulları çarpma bölgesine yaklaştırmak ve hedef yüzeye pin, rib, oyuk, çukur vb. elemanlar ekleyerek yüzey pürüzlülüğü sağlamak da çapraz akışın olumsuz etkilerini ortadan kaldırmaya yardımcı olabilir. Pürüzlü yüzey, türbülansı artırarak yüzeydeki ısı transferinin artışına ve homojen dağılımına katkıda bulunur ve çapraz akışın etkilerini azaltır.

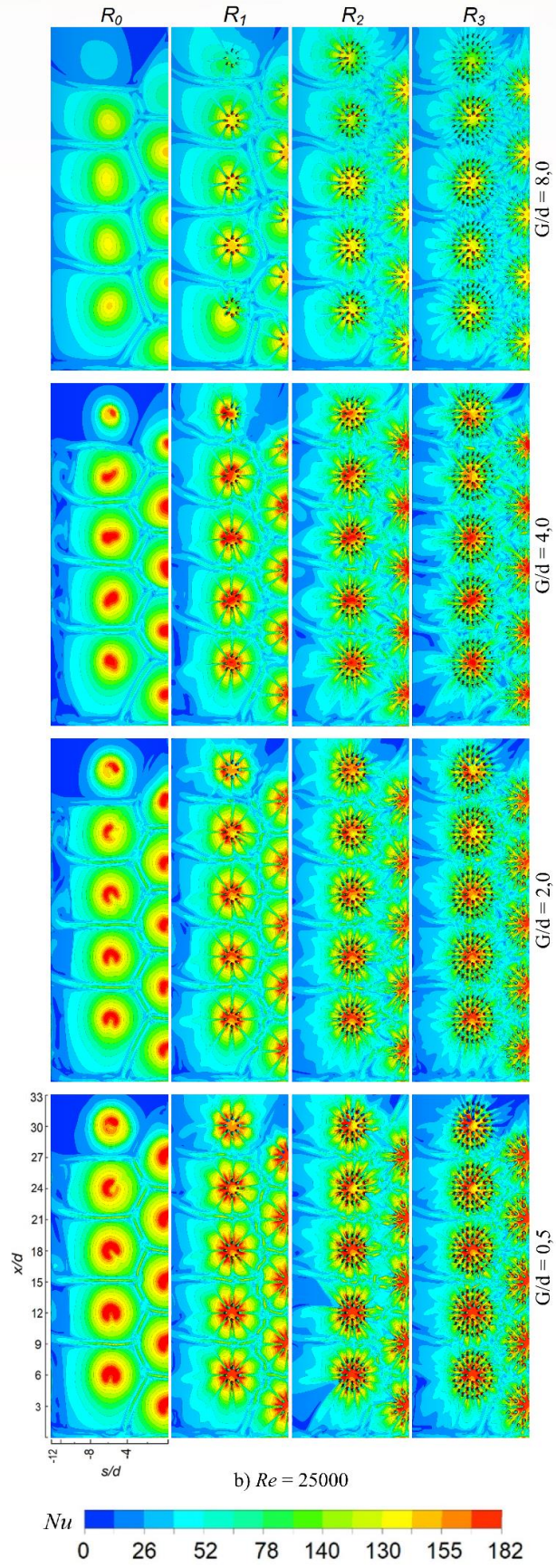
Şekil 6.12, sırasıyla $Re = 5000$ ve 25000 için pürüzsüz (R_0) ve kanat profili biçimli pinli hedef yüzeyler (R_1 , R_2 , R_3) üzerindeki Nu kontur grafiklerini göstermektedir. Sayısal modelde bir simetri düzlemi mevcut olduğundan, bu bölümde hedef yüzey bölgesinin sadece yarısı verilmiştir. Bitişik jet akımları arasındaki etkileşim, Şekil

6.12’de görüldüğü gibi pürüzsüz yüzeylerde yeni durma veya daha yavaş akış bölgeleri oluşturarak ısı transferini azaltır. Ancak, pinler, bitişik jetler arasında oluşan durma noktalarını minimize ederek içbükey test bölgesinde daha homojen bir ısı transfer dağılımına katkıda bulunmuştur.

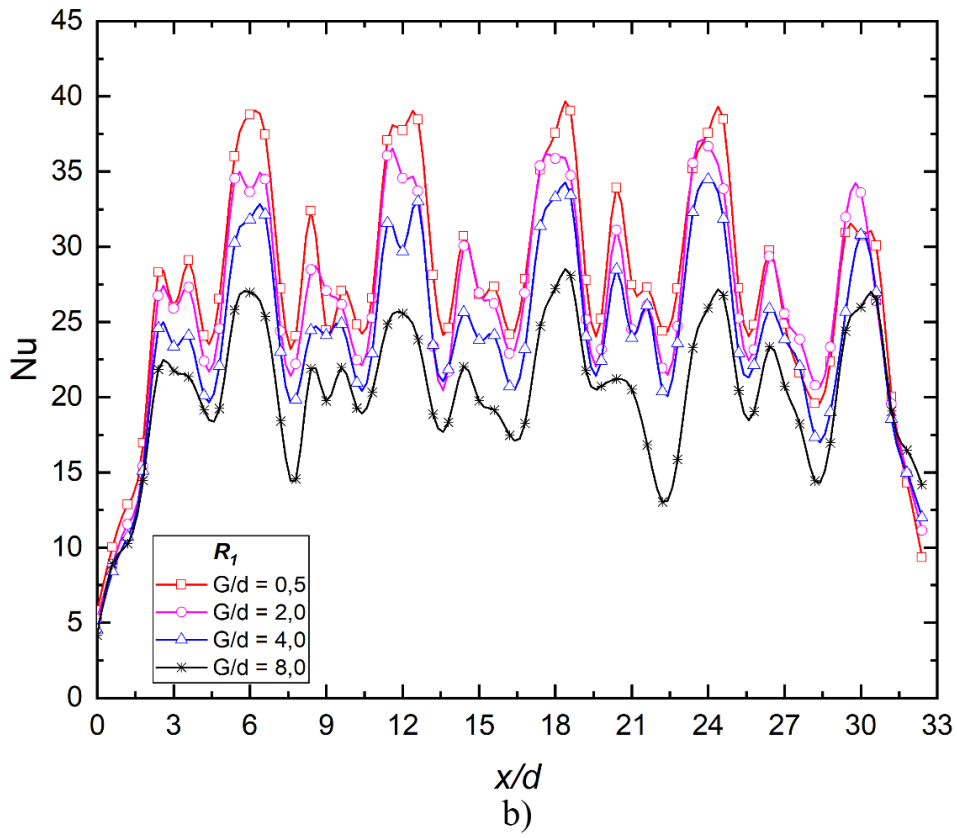
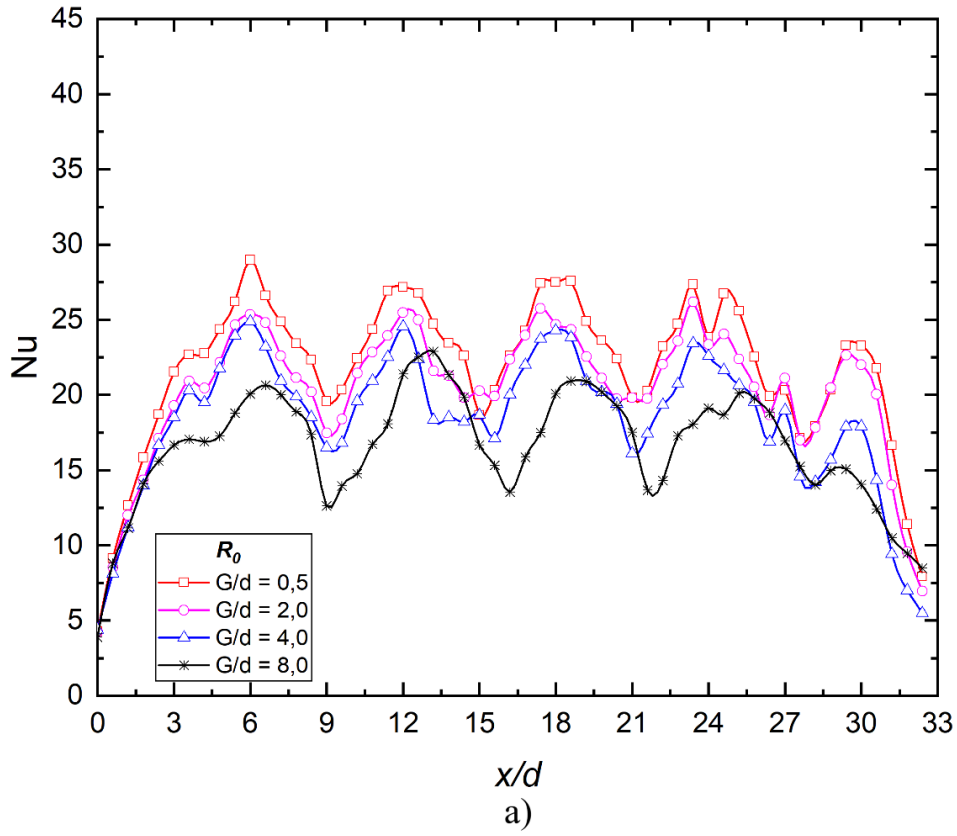
Pürüzsüz yüzeyde boyutsuz nozul-hedef yüzey aralığı oranı yüksek olduğunda ($G/d > 4,0$), jetler ile hedef yüzey arasındaki çapraz akış, şekilde gösterildiği gibi jet akışını önemli ölçüde etkilemiştir. Tüm G/d oranlarında, özellikle R_2 ve R_3 pin düzenlemeleri için son jet bölgesindeki ısı transferinde artış gözlenmiştir. R_1 düzenlemesinde bu iyileşme R_2 ve R_3 ’e göre nispeten daha düşüktür. Sonuç olarak, kanat profili biçimli pinlerin kullanılması sonucu komşu jetler arasındaki bölgelerde durma noktalarının azaltılması ve geliştirilmiş akış dinamikleri, hedef yüzey boyunca daha düzgün dağılımlı bir ısı transferine yol açmıştır.



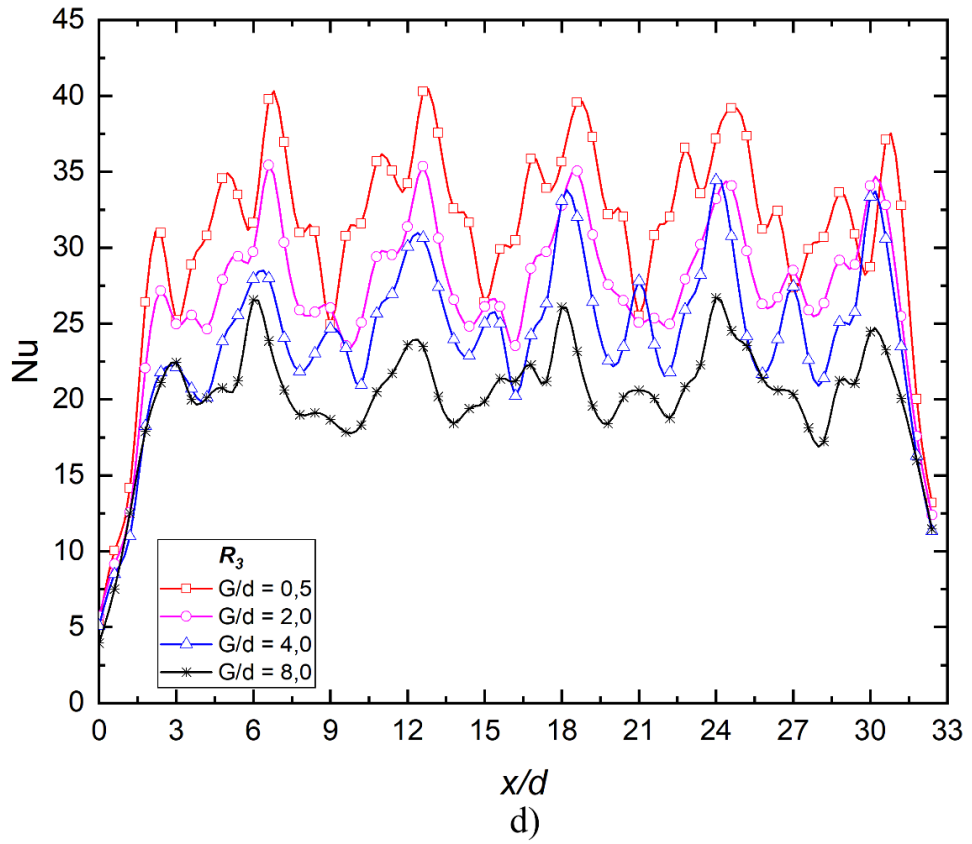
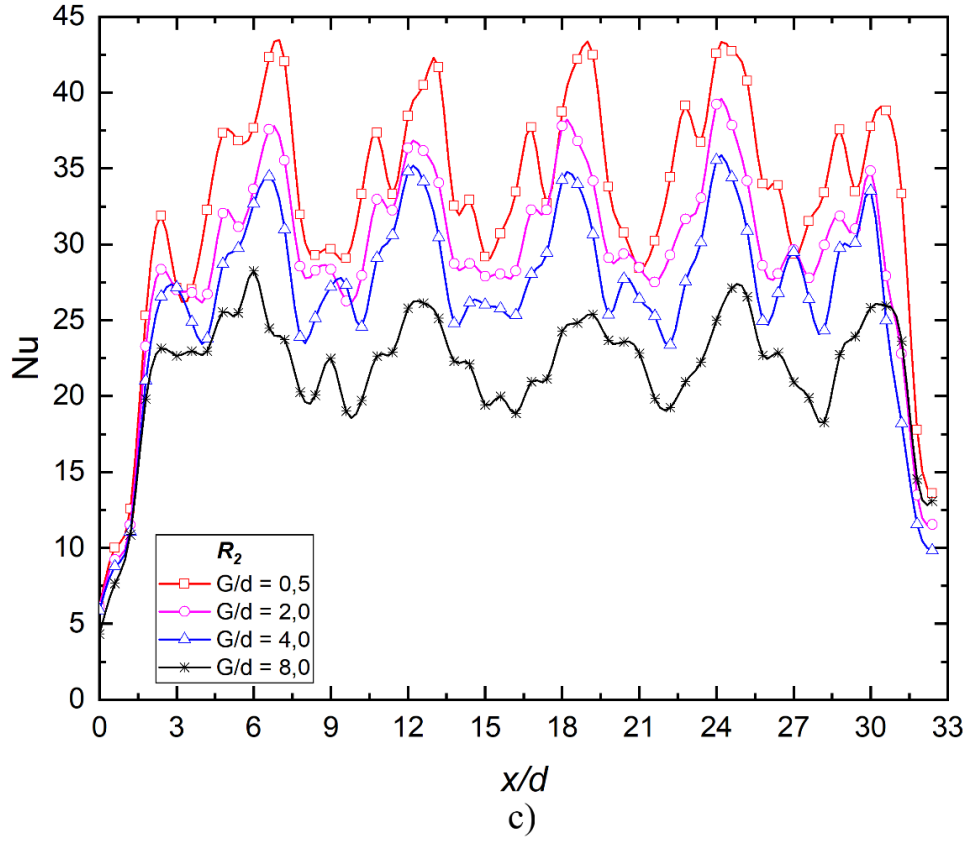
Şekil 6.12. Pin dizilimi ve G/d 'nin a) $Re = 5000$, b) $Re = 25000$ 'de yerel Nu dağılımına etkisi.



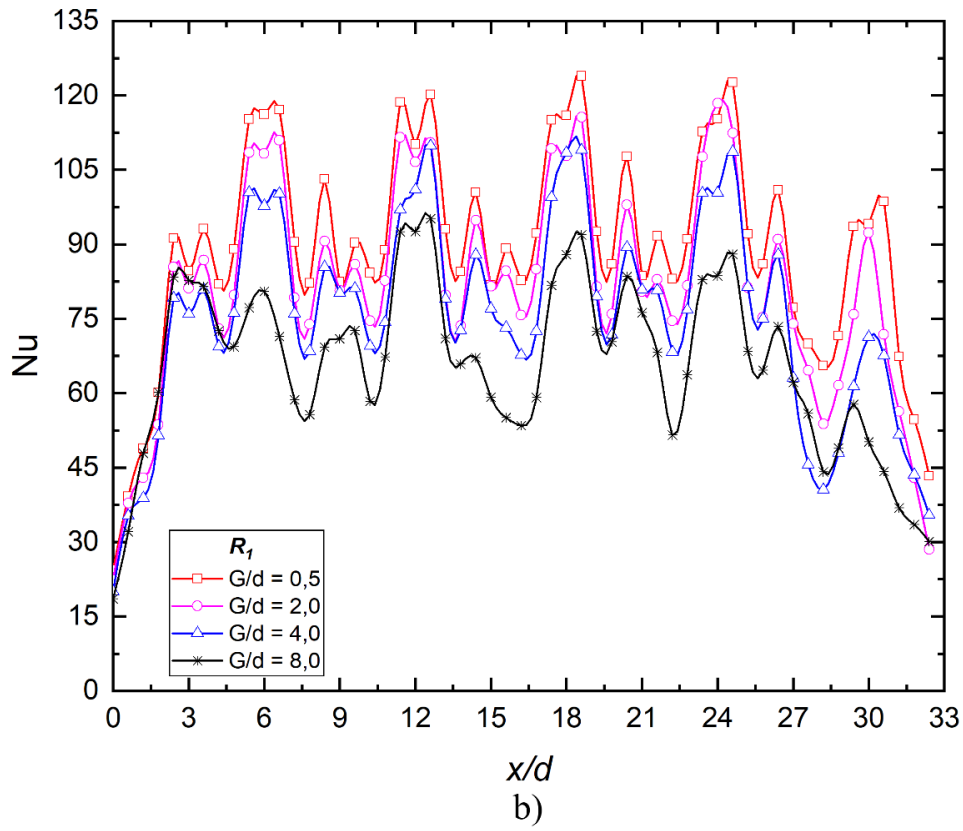
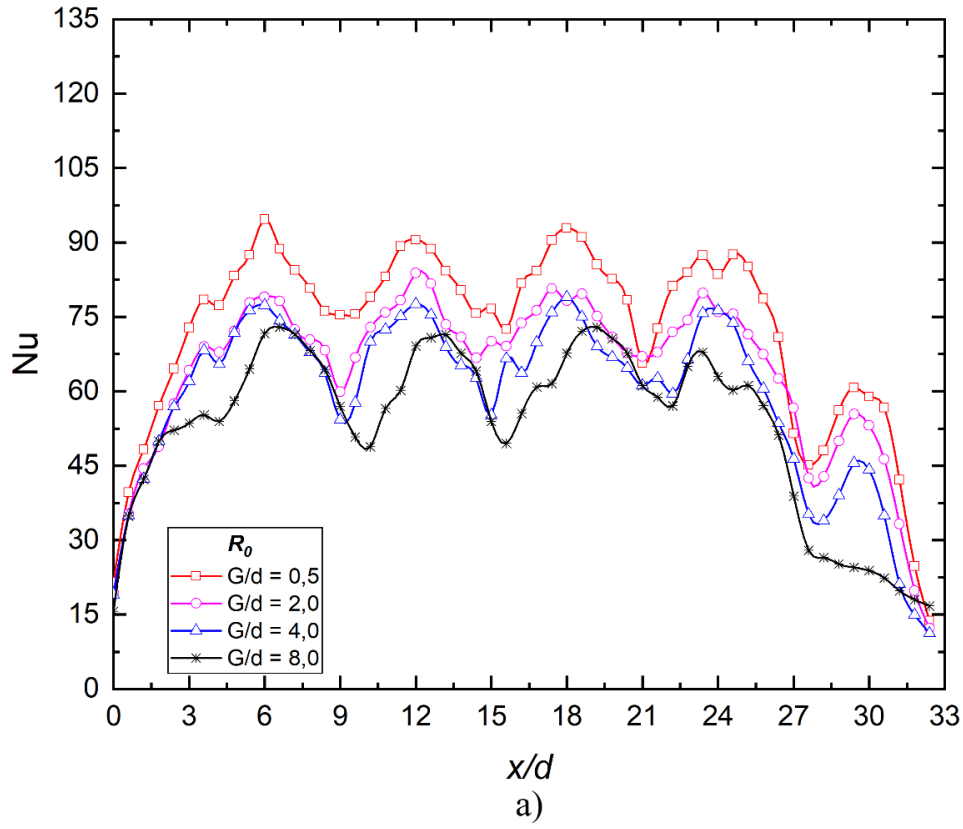
Şekil 6.12. (Devamı) Pin dizilimi ve G/d 'nin a) $Re = 5000$, b) $Re = 25000$ 'de yerel Nu dağılımına etkisi.



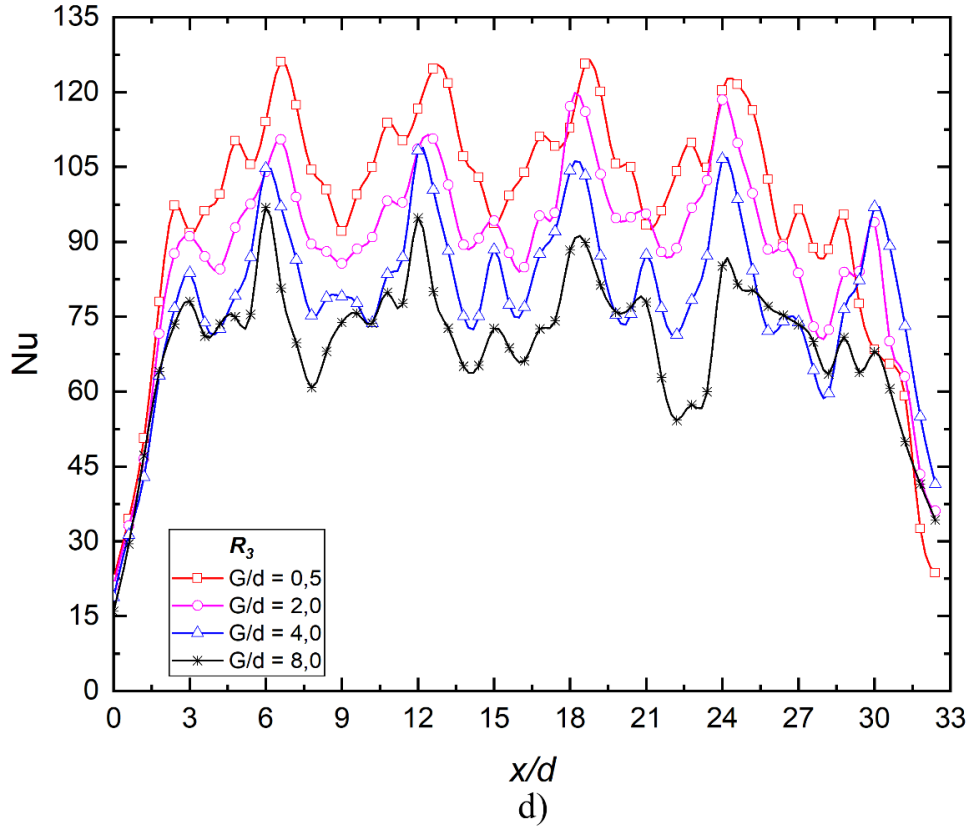
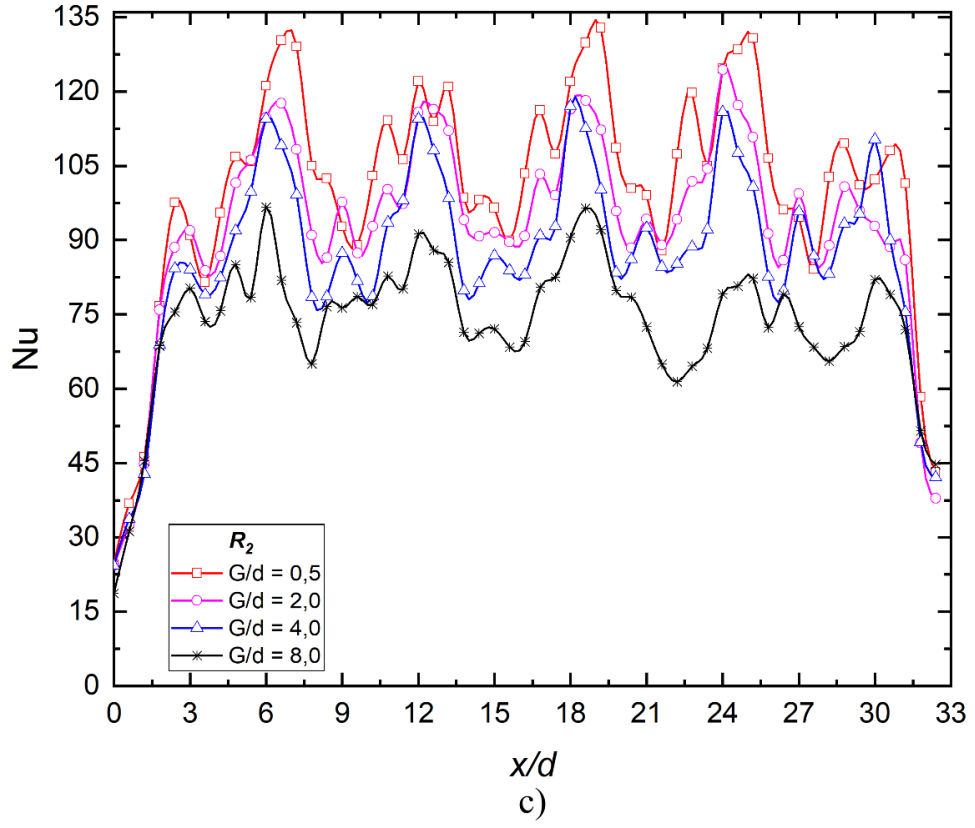
Şekil 6.13. $Re = 5000$ için pürüzsüz a) R_0 ve pinli b) R_1 , c) R_2 , d) R_3 hedef yüzeylerde yanal ortalamalı Nu sayısı dağılımlarının karşılaştırılması.



Şekil 6.13. (Devamı) $Re = 5000$ için pürüzsüz a) R_0 ve pinli b) R_1 , c) R_2 , d) R_3 hedef yüzeylerde yanıl ortalamalı Nu sayısı dağılımlarının karşılaştırılması.



Şekil 6.14. $Re = 25000$ için pürüzsüz a) R_0 ve pinli b) R_1 , c) R_2 , d) R_3 hedef yüzeylerde yanal ortalamalı Nu sayısı dağılımlarının karşılaştırılması.



Şekil 6.14. (Devamı) $Re = 25000$ için pürüzsüz a) R_0 ve pinli b) R_1 , c) R_2 , d) R_3 hedef yüzeylerde yanıl ortalamalıl Nu sayıslı dağılımlarının karşılaştırlması.

$Re = 5000$ ve 25000 'de G/d 'ye bağılı olarak pürüzsüz (R_0) ve pinli (R_1, R_2, R_3) hedef yüzey tasarımları için yerel Nu sayısı dağılımları sırasıyla Şekil 6.13 ve Şekil 6.14'te gösterilmektedir. Pinlerin ölçüm bölgesindeki ısı transferinin homojenliğine katkısını karşılaştırmak amacıyla ilgili şekillerde pürüzsüz yüzey (R_0) sonuçlarına da yer verilmiştir. Pürüzsüz yüzey sonuçları dikkatli bir şekilde incelendiğinde CIJAC modelinde ($G/d = 8,0$ ve pinsiz yüzey) özellikle $27 < x/d < 37$ aralığında çapraz akışın olumsuz etkisiyle yerel Nu sayısının önemli ölçüde azaldığı sonucuna varılacaktır. Ancak yüzeyin pürüzlendirilmesi ve uzatılmış jetlerin bir arada kullanılmasıyla kanal içerisinde gelişen çapraz akışın olumsuz etkisi azaltılarak bu bölgelerde önemli bir iyileşme sağlanmıştır [24,39]. Sonuçlar pinli yüzeylerdeki yerel Nu sayısının artan G/d oranı ile azaldığını ortaya çıkardı. Aynı zamanda en yüksek yerel Nu sayısı dağılımları $G/d = 0,5$ 'te elde edilirken, en düşük yerel Nu sayısı dağılımları genel olarak $G/d = 8,0$ 'da gözlemlenmiştir. Ayrıca, sonuçlar R_2 pin düzenlemesi için özellikle durgunluk ve son jet bölgelerinde yerel Nu sayısının dikkate değer bir şekilde arttığını göstermiştir. Bununla birlikte, R_1 pin düzenlemesi yerel Nu sayısı dağılımlarını önemli ölçüde iyileştirmemiştir. Sonuç olarak, pinler jet bölgeleri arasındaki asimetric yayılımı azaltarak akış yönünde daha düzgün dağılımlı bir yerel ısı transferi oluştururken, uzatılmış jetler daha ziyade durgunluk bölgesindeki ısı transferini arttırmaktadır.

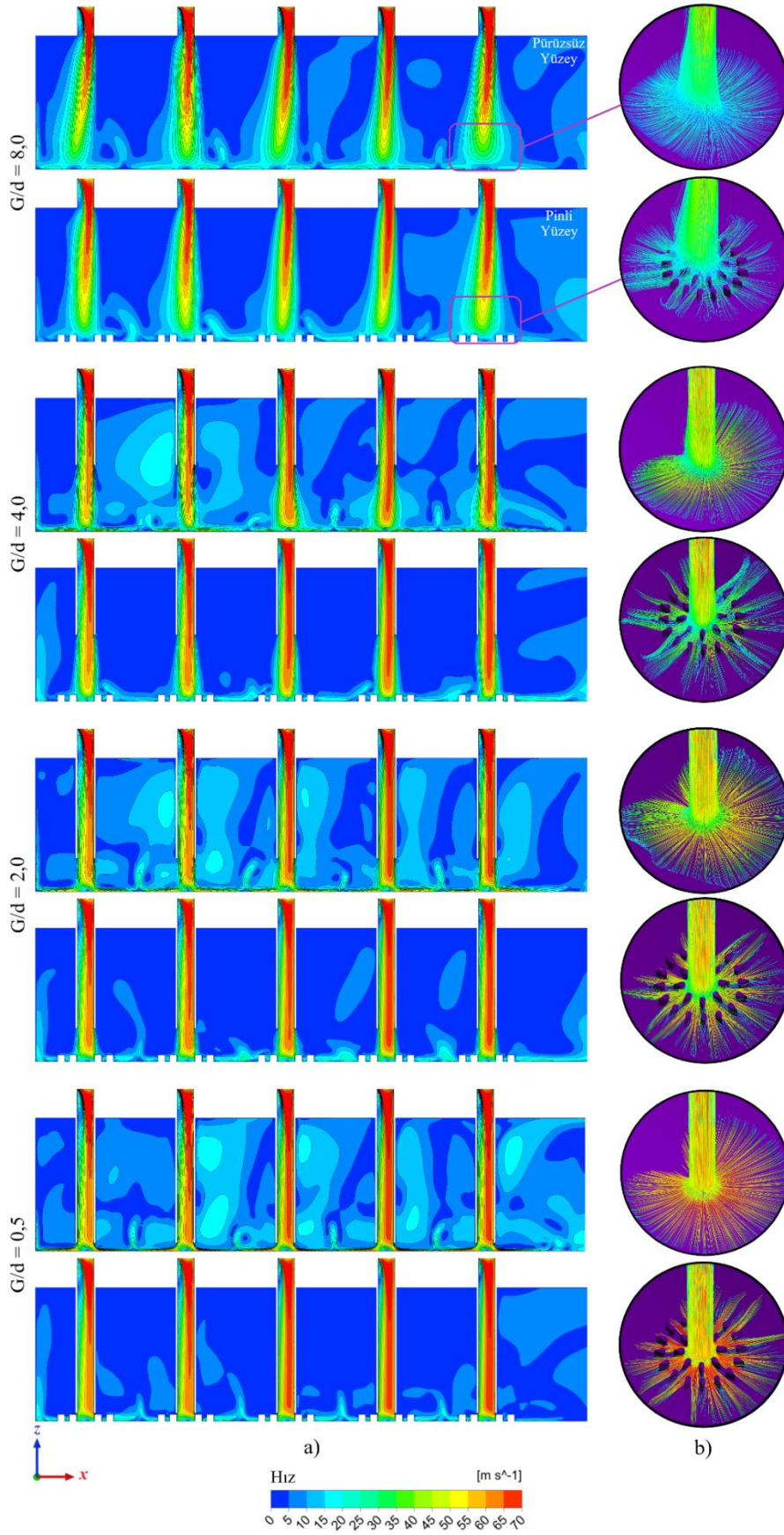
6.2.1.3. Akış karakteristikleri

Jet çarpmasında akışkan hızının arttırılarak taşınım ile ısı transferinin iyileştirilmesi amaçlanmaktadır. Bu ise hedef plaka üzerindeki sınır tabakası kalınlığının azaltılmasıyla elde edilir. Akışkanın hareketi arttıkça sınır tabakası incelik ve akışkan ile hedef yüzey arasındaki ısı transferinin artmasına neden olur. Akışkan enjeksiyon deliğinden çıktıktan sonra, geleneksel jet çarpma akışında birkaç farklı bölge gözlemlenebilir. Bu bölgelerden ilki, başlangıçta çapı jet deliği çıkış çapıyla aynı olan potansiyel çekirdek bölgesidir. Z yönünde akışkan kayma gerilimine maruz kaldıkça potansiyeli çekirdek çapı zamanla azalır. Ayrıca akışkan hızı potansiyel çekirdek bölgesinde sabit kalırken diğer bölgelerde yavaş yavaş azalır [123]. Sonuç olarak, uzatılmış jetler bu olumsuzluğu azaltmaya yardımcı olmaktadır.

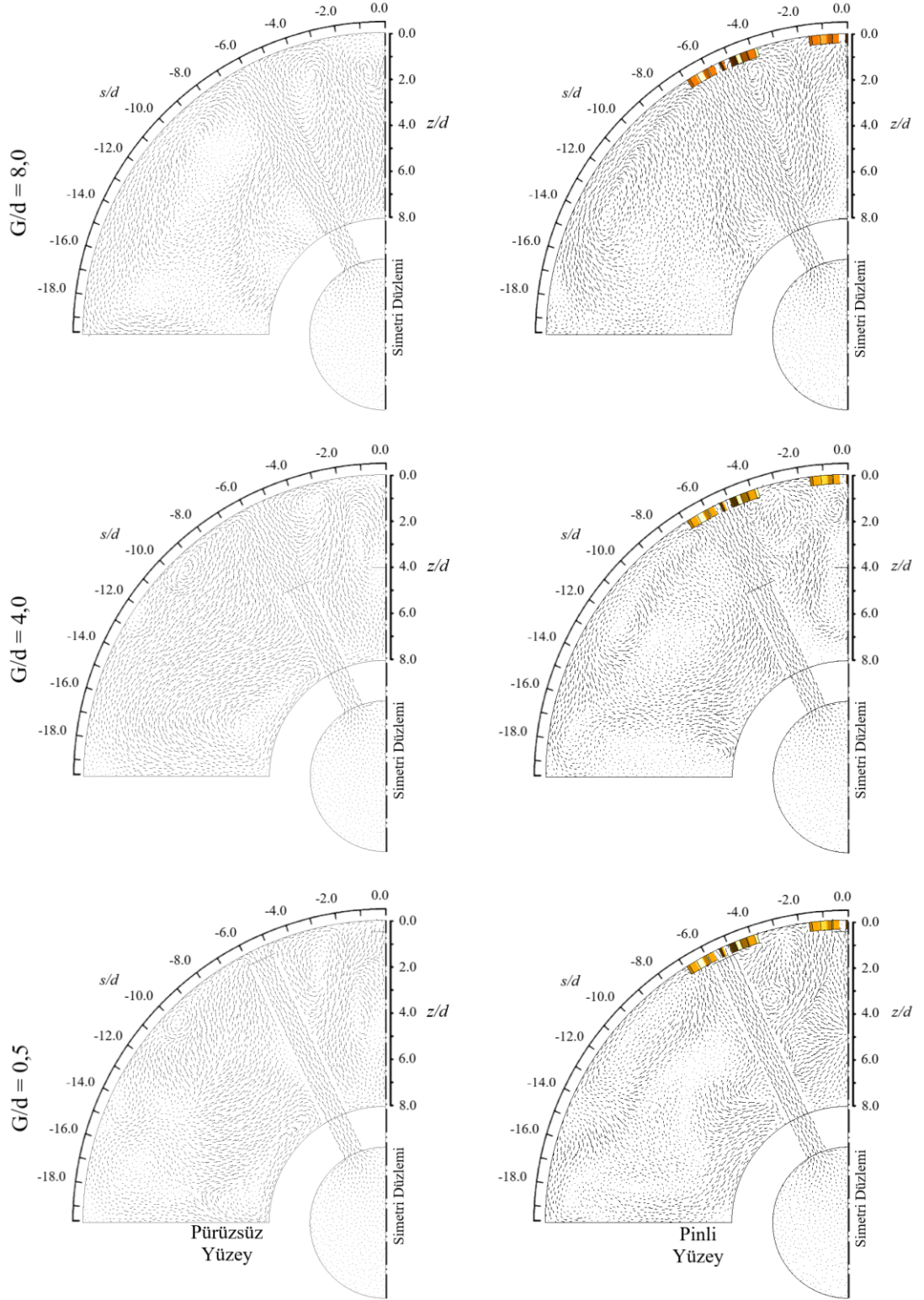
$s/d = 0$ 'da uzunlamasına merkezi düzlemde pürüzsüz ve pinli (R_2) yüzeylerde $Re = 15000$ için hız konturları Şekil 6.15'te gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi, nozulun içindeki akışkan sağ tarafa yapışır; bu, uzatılmış jet deliği düzenlemesindeki Coanda

etkisine atfedilebilecek bir olgudur. Keskin girişten kaynaklanan yerel kayıplar ve enjeksiyon plakasından nozula girerken akışkan yönünün ani değişimi bu akış karakteristiğine yol açmıştır. Bulgular, aksenal hızdaki dalgalanmaların literatürdeki mevcut sonuçlarla uyumlu olduğunu göstermektedir [18,57]. Çapraz akış nedeniyle, potansiyel çekirdek bölgesinin dışında hedef yüzeye çarpan akış hızının azalmış bir etkisi vardır. Önerilen geometri ile çapraz akış dolayısıyla çarpma bölgesinin akış yönü boyunca yer değiştirmesi literatürde [34,38,39,124] olduğu gibi en aza indirilmiştir [24,110,125]. Örneğin pürüzsüz ve pinli modellerin hız kontürleri karşılaştırıldığında Şekil 6.15'te gösterildiği gibi bu etki özellikle $G/d = 4,0$ ve $8,0$ konfigürasyonlarında görülmektedir. Diğer G/d oranlarında çapraz akış üzerine uzatılmış jetlerin etkisi pinlere göre daha baskındır. Ayrıca, pinlerin ön kenarları, pin ve uzatılmış jet delikleri arasındaki ilişki nedeniyle yüksek hız gradyanlarına maruz kalabilir. Bu bölgelerde ısı transferinin daha yüksek olması beklenmektedir [75]. Sonuç olarak, uzatılmış jet delikleri ve pin geometrisi, akış ayrılması nedeniyle yüzeyde karmaşık akış desenlerine yol açmıştır. Ayrıca pinlerin ön kenarlarında oluşan at nalı girdapları, bu bölgelerde arka kenar ve üst bölgelere göre daha fazla ısı transferi sağlamıştır. Ek olarak, zayıf geri akış bölgelerinin ortaya çıkması ve pinlerin yakınındaki güçlü hız dalgalanmaları, ısı transferinin artmasına katkıda bulunmuştur.

Şekil, ayrıca G/d 'nin etkisini $Re = 15000$ 'de detaylı olarak incelemek için pürüzsüz ve pinli (R_2) yüzeyler üzerindeki son jet ($x/d > 27$) bölgelerine ait akım çizgilerini de içermektedir. Şekilde gösterildiği gibi pinlerin montajı akış özelliklerini etkileyerek akım çizgilerinde değişikliklere yol açmıştır. Akım çizgileri pinler olmadan daha düzgün ve daha akıcı olma eğilimindedir. Pinlerin neden olduğu düzensizlikler, yüzey üzerinde türbülansın etkisini artırarak ayrılma bölgelerine ve vortekslere neden olmuştur. Akışkan pinlere çarptığında, akışkanın yönünü değiştirmesi ve hızını artırması sebebiyle akım çizgileri pürüzsüz yüzeye göre daha karmaşık hale gelir. Pinli yüzey, akım çizgilerinin değişmesine yol açan girdaplar ve türbülans üretir ve aynı zamanda sınır tabaka etkileşimini iyileştirir, komşu jetlerin olumsuz etkilerini azaltır ve akışkan-yüzey temasını güçlendirir.



Şekil 6.15. $Re = 15000$ 'de pürüzsüz (R_0) ve pinli (R_2) yüzeyler için a) $s/d = 0$ 'da hız konturları ve b) $x/d = 27$ 'de akım çizgilerinin karşılaştırılması.



Şekil 6.16. $Re = 25000$ 'de pürüzsüz ve pinli (R_2) hedef yüzey tasarımlarında uzatılmış nozul konfigürasyonları için hız vektör grafikleri.

Farklı nozul konfigürasyonları için $x/d = 12$ 'de hem pürüzsüz hem de pinli (R_2 tasarımıyla) modeller üzerindeki hız vektör grafikleri Şekil 6.16'da gösterilmiştir. Bitişik jet akışı ile duvar arasındaki çarpışma nedeniyle, tüm konfigürasyonlar için s/d

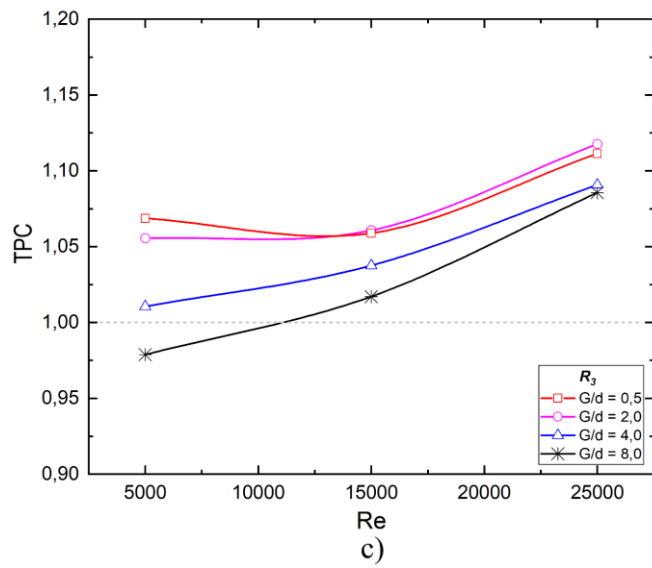
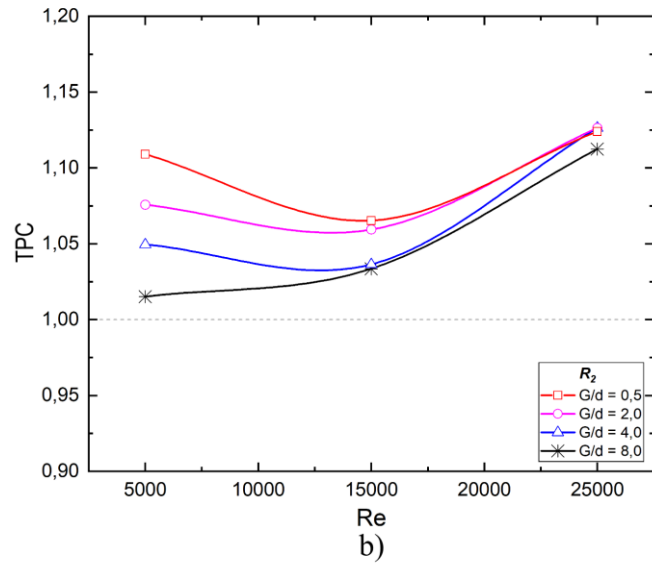
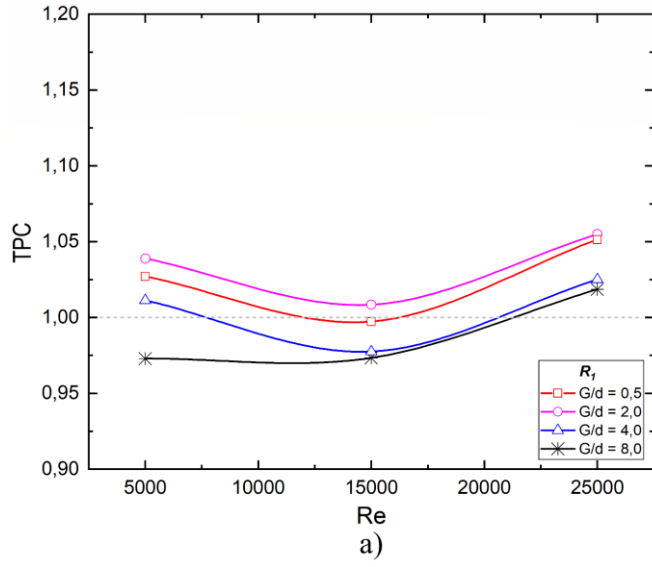
$\cong -3,5$ bölgesine yakın saat yönünde girdaplar oluşmuştur. Uzatılmış nozul deliklerinin kullanılması, tüm konfigürasyonlar için soğutma kanalındaki hava akışkanının sirkülasyonunu iyileştirmiştir. Saat yönünün tersine girdap oluşumu, pürüzsüz yüzeylerde $s/d \cong -10,0$ civarında gözlemlenirken yüzey pinlerle pürüzlendirildiğinde bu bölge $s/d \cong -16,0$ 'a kaymıştır. Akışkanın yüzeye olan bağlantısı pinlerle güçlendirilerek ölü akış bölgeleri azaltılmış ve yüzeydeki kaymazlık durumu artırılmıştır. Sonuç olarak, ısı transfer alanı genişlemiş ve bu da içbükey yüzey üzerinde daha homojen bir ısı transfer dağılımına yol açmıştır.

6.2.1.4. Termal performans faktörü

Jet çarpmalı soğutma sistemi tasarımlarının termal ve hidrolik verimliliğini artırmak için çeşitli yöntemler kullanılır. Bunlardan bazıları nozul deliklerinin boyutlarının değiştirilmesi, nozulların konumlarının ayarlanması veya hedef yüzeyin pürüzlendirilmesidir. Bununla birlikte, ısı transfer artışının söz konusu olduğu bu tasarımlar gerekli pompalama gücünü de eş zamanlı olarak artırabileceğinden, termal performans faktörünü (TPC) değerlendirmek için kompresör işini, basınç düşümünü veya sürtünme faktörünü araştırmak da önemlidir. TPC, ısı transferi ile sistemin hidrolik performansı arasındaki etkileşimi açıklayan bir korelasyondur [126,127]. TPC, sürtünme faktörünün (f) ve alan ortalamalı Nu sayısının bir fonksiyonu olarak denklem 6.3 ile ifade edilebilir:

$$TPC = \left(\frac{\overline{Nu}_p}{\overline{Nu}_s} \right) / \left(\frac{f_p}{f_s} \right)^{-1/3} \quad (6.3)$$

Buradaki değişkenler jet çarpmasının iki farklı konfigürasyonu ile ilişkilidir: pürüzsüz içbükey yüzeye sahip geleneksel kademeli jet dizisi f_s ve \overline{Nu}_s ile temsil edilirken pinlerle pürüzlendirilmiş konkav yüzeye sahip kademeli uzatılmış jet dizisi f_p ve \overline{Nu}_p sembolize edilmektedir.



Şekil 6.17. Re sayısı ve G/d 'nin bir fonksiyonu olarak pinli yüzeyin a) R_1 , b) R_2 ve c) R_3 düzenlemeleri için TPC'nin karşılaştırılması.

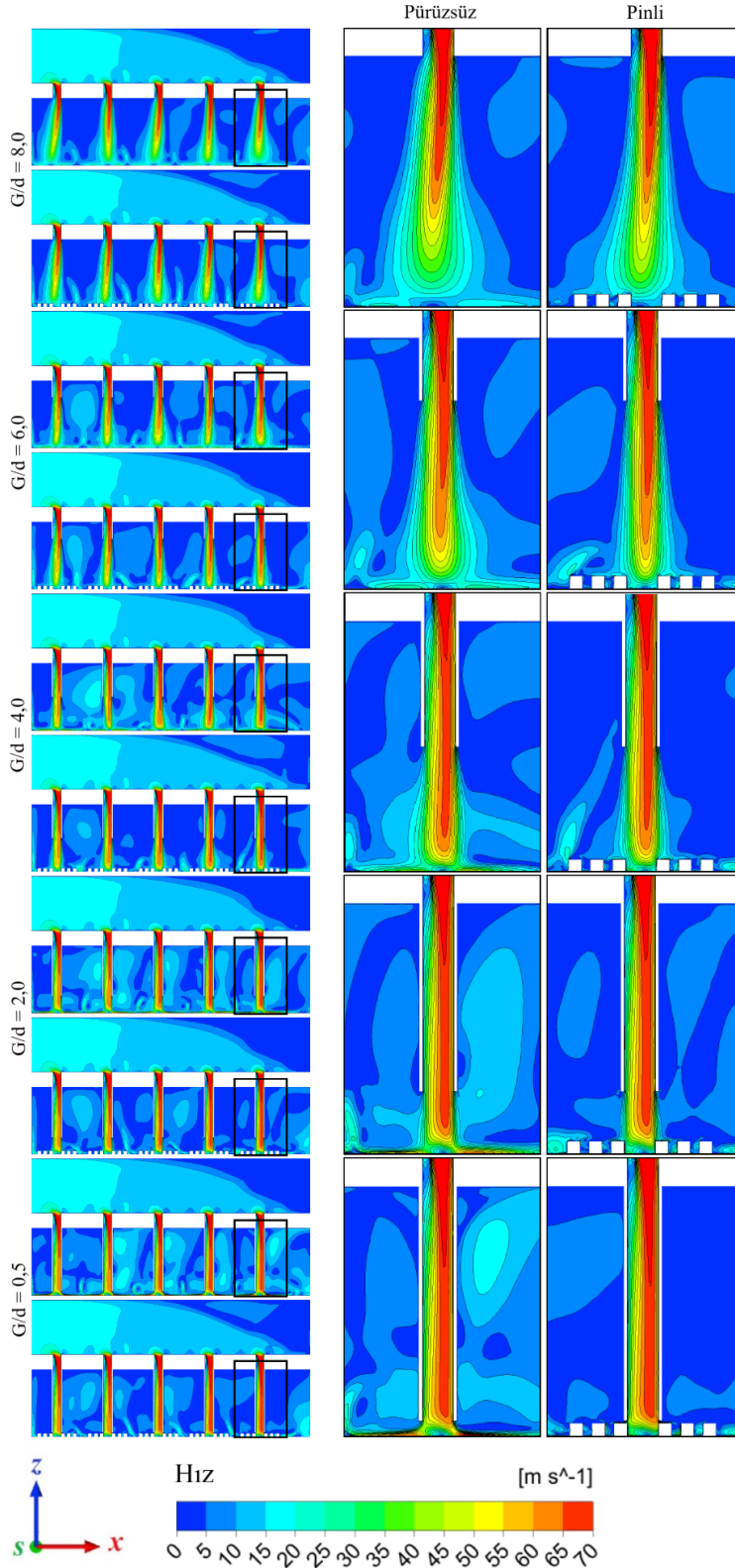
Pürüzsüz konkav bir yüzeye sahip geleneksel kademeli jet çarpmasının ısı transfer verimliliğini arttırmak için nozul delikleri hedef plakaya doğru uzatılmış ve tek sıra, iki sıra ve üç sıra pin düzenlemelerinin hedef yüzeydeki ısı transferine etkisi araştırılmıştır. Sonuçlar, artan nozul uzunluğunun ve yüzeyin pin elemanlarıyla pürüzlendirilmesinin, tüm tasarımlarda ortalama Nu sayılarını ve ayrıca basınç düşüşlerini arttırdığını göstermiştir. Bu nedenle, jet çarpma sistemi için uzatılmış nozulların ve pinlerin entegresinin fizibilitesini değerlendirmek amacıyla TPC araştırılmıştır. TPC birden yüksek olduğunda ısı transferindeki artış pompalama gücündeki artıştan daha etkindir. Şekil 6.17’de gösterildiği gibi, TPC değerlerine göre özellikle G/d 2,0’den küçük veya eşit olduğunda, tüm Re sayıları için R_1 hariç test edilen tüm pin düzenlemelerinin pratikte kullanımı uygundur. Pin düzenlemeleri için en yüksek termal performans faktörü R_2 tasarımında elde edilmiştir. Ancak R_2 pin düzeninden R_3 pin düzenine geçiş sonrasında pinlerin temas yüzey alanının artması ve buna bağlı olarak sürtünme faktörünün de artışı nedeniyle TPC değerlerinin düştüğü görülmektedir. Ayrıca, yetersiz ısı transferi iyileştirmesi ve azalan TPC değerleri nedeniyle pürüzlü içbükey bir yüzey üzerinde R_1 pin düzeninin kullanımı makul değildir. Sonuç olarak, R_2 pin düzeni için G/d 2,0 civarında tutulduğu zaman uzatılmış jet ve pin kombinasyonu, ısı transferi artışı ve pompalama gücü artışını dengelemede fayda sağlamaktadır.

6.2.2. Eliptik pinlerle pürüzlendirilmiş iç bükey hedef yüzeyde G/d ve H/d ’nin ısı ve akış karakteristiği üzerindeki etkisi

Jet çarpmalı soğutma şemasında akışkan hareketi artırılarak taşınım ile ısı transferinin artırılması hedeflenmektedir. Hedef plaka üzerindeki akışkan hareketinin artması sebebiyle sınır tabaka kalınlığının azalması ilgili yüzey ile akışkan arasındaki ısı transferini artırır.

Potansiyel çekirdek, gelişen ve tamamen gelişmiş bölgeler, tipik bir jet çarpmalı akışta oluşan bölgelerdir. Potansiyel çekirdek çapı, başlangıçta jet deliği çıkış çapına eşitken, bu bölge zaman içinde z-yönündeki akışkanın kayma gerilimine maruz kalır ve bu bölgenin çapı zamanla azalır. Öte yandan potansiyel çekirdek bölgede akış hızı sabit kalırken diğer akış bölgelerinde giderek azalmaktadır [123]. Bu nedenle yüksek H/d oranı, akış hızının azalmasına ve buna bağlı olarak jet çarpmalı soğutma etkinliğinin azalmasına neden olur. Şekil 6.18, $Re=15000$ ’de $H/d = 8,0$ için hem pürüzsüz hem de eliptik pin-pürüzlü yüzeylerde G/d değişiminden dolayı uzunlamasına merkezi

düzlemdeki ($s/d = 0$) aksel hız profilini göstermektedir. Jet içerisindeki akışkanın sağ duvara yapışarak hareket etmesi, sisteme giren akışkanın yönünden (x akseni) ve nozul ile jet plakasının kesişimindeki keskin girişin lokal kayıplarından kaynaklanmaktadır. Z akseni boyunca, nozuldan geçen akış, akış ayrılmasının da etkisiyle jet çıkışında x akselinin tersine yön değiştirir. Ayrıca son jet bölgesi için G/d 'nin pürüzsüz ve pürüzlü yüzeyler üzerindeki etkisinin analizi ayrıntılı olarak verilmiştir. Sonuçlar, içbükey ve düz yüzeylerdeki aksel hız değişiminin benzer olduğunu göstermiştir [34,61,128]. Beklendiği gibi, yüzeyin pürüzlendirilmesi yüzeyin ısı transferi potansiyelini artırır. Ayrıca, çarpma bölgesindeki eliptik pinlerin ön kenarının daha yüksek yerel Nu sayılarına sahip olduğu sonucuna varılabilir. Akış ayrımı nedeniyle pinlerin ön kenarındaki Nu sayısının üst ve arka kenardan daha yüksek olduğu görülmektedir. Pinlerin ön kenarlarında at nalı girdaplarının gelişimi, yerel ısı transferini önemli ölçüde artırır [75]. Pinlerin ön kenarı, uzatılmış jet çarpmalı soğutma ile pinler arasındaki karşılıklı etkileşim nedeniyle yüksek hız gradyanlarına sahip olabilir. Güçlü hız dalgalanmalarının ve pinlere yakın zayıf geri akış bölgelerinin gelişmesi de yüksek ısı transferinin oluşumuna yol açmıştır.



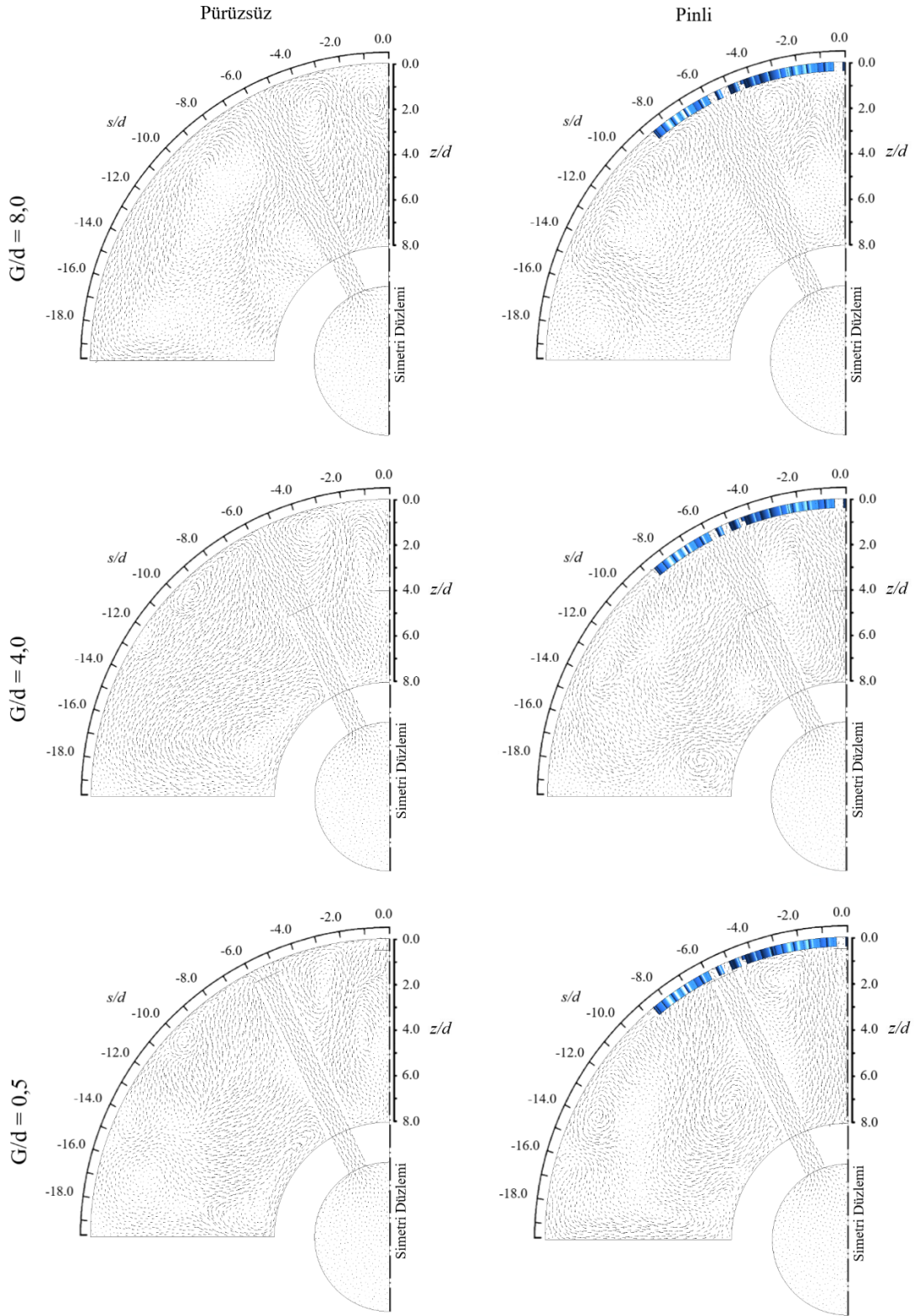
Şekil 6.18. $Re = 15000$ 'de $H/d=8,0$ için $s/d = 0$ 'daki eksenel hız dağılımları.

Yeterince yüksek G/d oranına ($H/d = 4,0$ 'da $G/d = 4,0$ ve $H/d = 8,0$ 'da $G/d = 8,0$) sahip olan geleneksel jet çarpma modelindeki çapraz akış, akış doğrultusu boyunca zamanla artar. Sonuç olarak çarpma bölgesi akış yönü doğrultusunda yer değiştirir

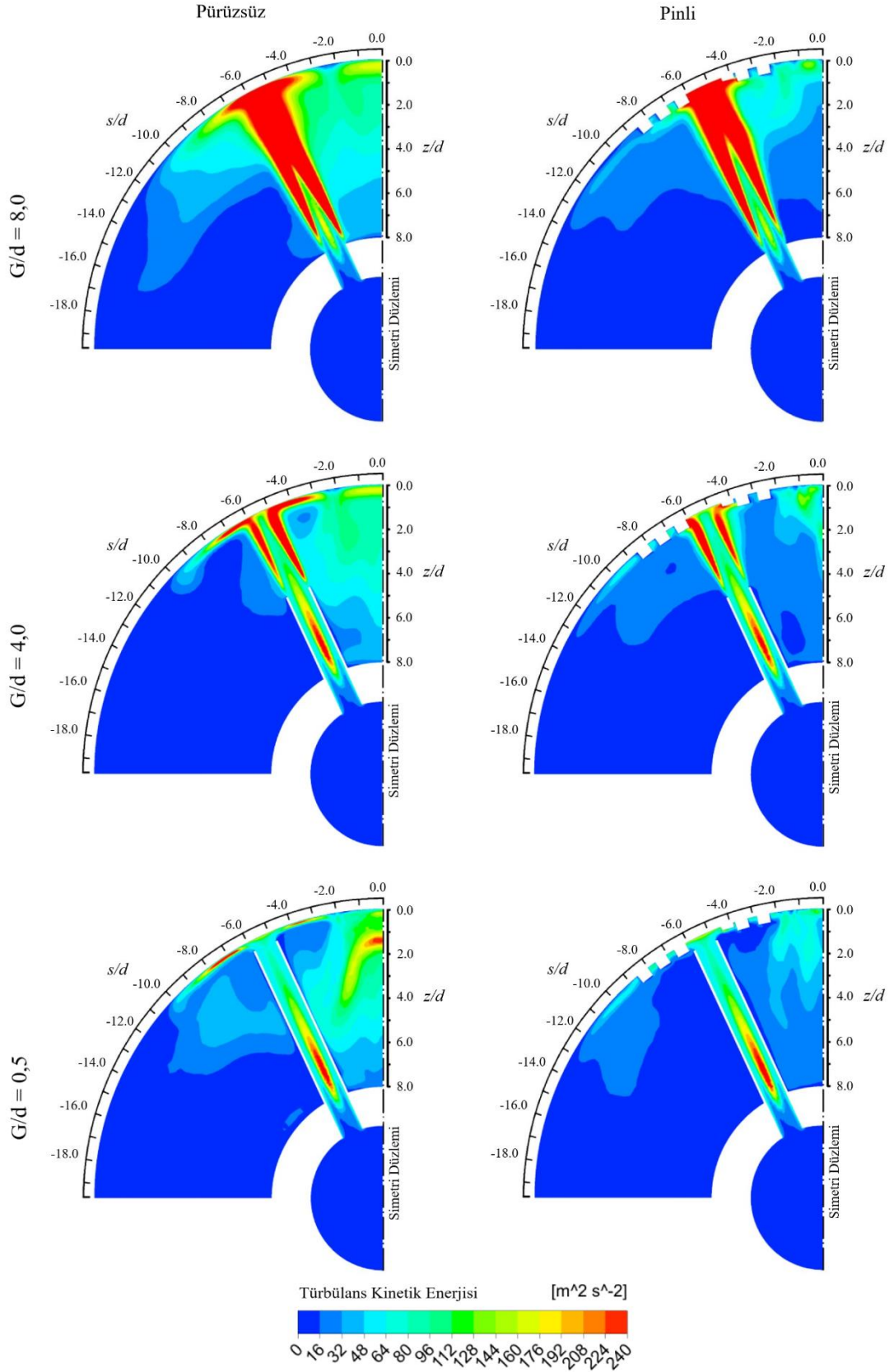
[24,110,125]. Bu durumlarda yüzeye çarpan akışkan hızı, potansiyel çekirdek bölgesinin dışında olması nedeniyle daha düşüktür. Öte yandan G/d oranının azaltılması ve yüzeyin pinlerle pürüzlendirilmesi, literatüre uygun olarak Şekil 6.18'de gösterildiği gibi çarpma bölgesinin sapmasını ortadan kaldırmıştır [34,38,39].

Şekil 6.19, $x/d = 12$ 'de $H/d = 8,0$ için geleneksel ($G/d = 8,0$) ve uzatılmış jet çarpma konfigürasyonlarındaki ($G/d = 4,0$ ve $G/d = 0,5$) hız vektör alanlarını göstermektedir. Pürüzsüz ve pinli içbükey hedef yüzeyler üzerindeki tüm jet çarpma konfigürasyonlarında, bitişik jet akımının duvar ile çarpışması sonucunda $s/d \cong -3,5$ yakınında saat yönünde bir girdap (CV) oluşmuştur. Bu, test bölümündeki ısı transferinin $s/d \cong 0$ civarında azalmasına neden olan yukarı yönlü bir akış meydana getirmiştir. Uzatılmış nozul delikleri, tüm modeller için proses akışkanının soğutma kanalındaki dolaşımını arttırmıştır. Pürüzsüz yüzeylerde saat yönünün tersine girdap (CCV) oluşumu $s/d \cong -10,0$ civarında gözlenirken, yüzeyin pinlerle pürüzlendirilmesi durumunda bu nokta $s/d \cong -14,0$ 'a kaymıştır. Böylece pinlerin katkısıyla ilgili yüzeyde kaymazlık durumu artırılarak akışkan yüzeye daha fazla tutunmuş ve ölü akış bölgeleri azaltılmıştır. Bu, ısı transfer alanının genişlemesine ve içbükey yüzey üzerindeki ısı transfer dağılımının homojenliğine önemli bir katkıda bulunmuştur.

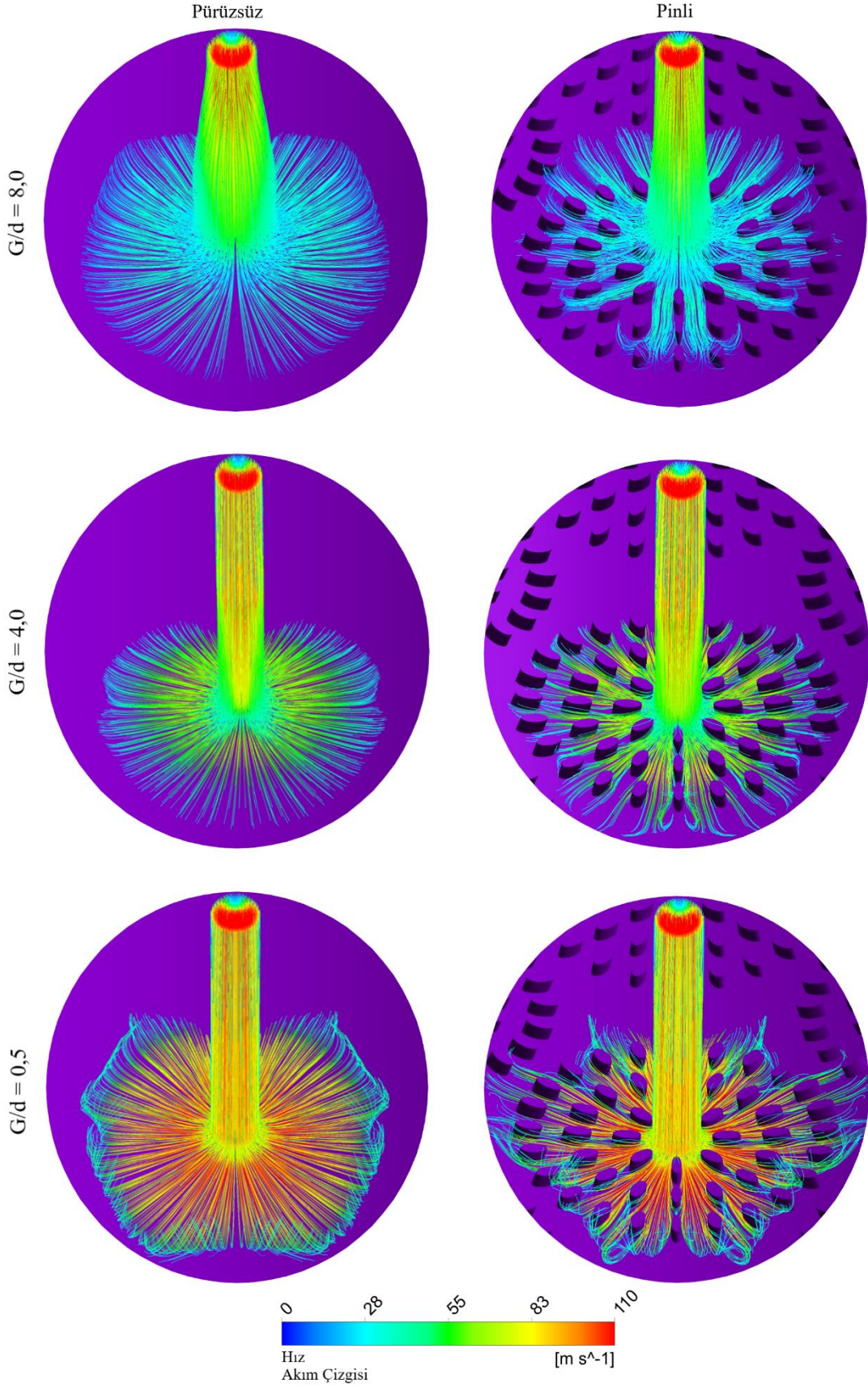
Şekil 6.20, hedef yüzey-nozul boşluğu ve yüzey tiplerine (pürüzsüz ve pinli) bağlı olarak $H/d = 8,0$ 'da geleneksel ($G/d = 8,0$) ve uzatılmış ($G/d = 4,0$ ve $G/d = 0,5$) jet çarpma konfigürasyonlarında $x/d = 12$ düzlemi için türbülans kinetik enerjilerinin değişimini göstermektedir. Akışkan kayma gerilimi nedeniyle, akışkanın potansiyel çekirdek bölgesinden diğer bölgelere geçişi sırasında türbülans kinetik enerjisi genellikle artar. Şekilde gösterildiği gibi, geleneksel bir kademeli dizili jet düzenlemesinde, orifis plakasından gelen jet akışı, ortamdaki akışkanla doğrudan etkileşime girmiştir. Nispeten daha büyük G/d tasarımları için potansiyel çekirdek bölgesine yakın bölümlerde türbülans kinetik enerjisi önemli ölçüde artmıştır. Benzer şekilde pürüzlü yüzeylerdeki türbülans kinetik enerjisi de pürüzsüz yüzeylere göre daha düşüktür. Çünkü nozulların ve pinlerin bir arada bulunması, jet ve ortam akışı arasındaki karşılıklı etkileşimi engellemiştir.



Şekil 6.19. Uzatılmış jet deliklerinin ve pinlerle pürüzlendirmenin $Re = 25000$ ve $x/d = 12$ 'deki hız vektör alanları üzerindeki etkisi.



Şekil 6.20. Uzatılmış jet deliklerinin ve pinlerle pürüzlendirmenin $Re = 25000$ ve $x/d = 12$ 'deki türbülans kinetik enerji konturları üzerindeki etkisi.



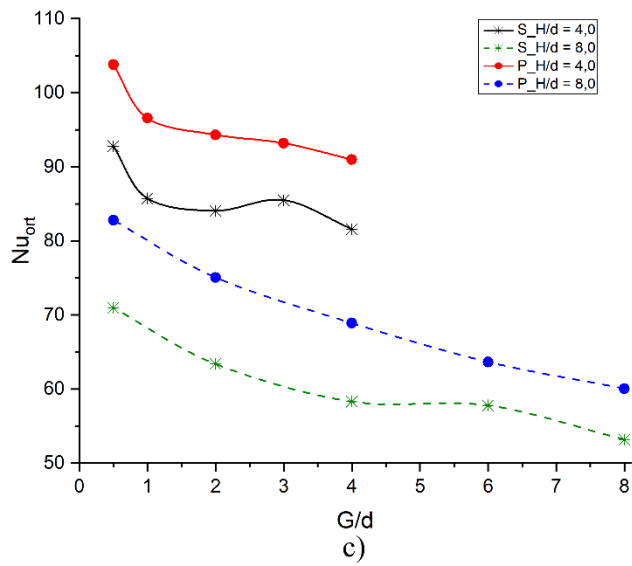
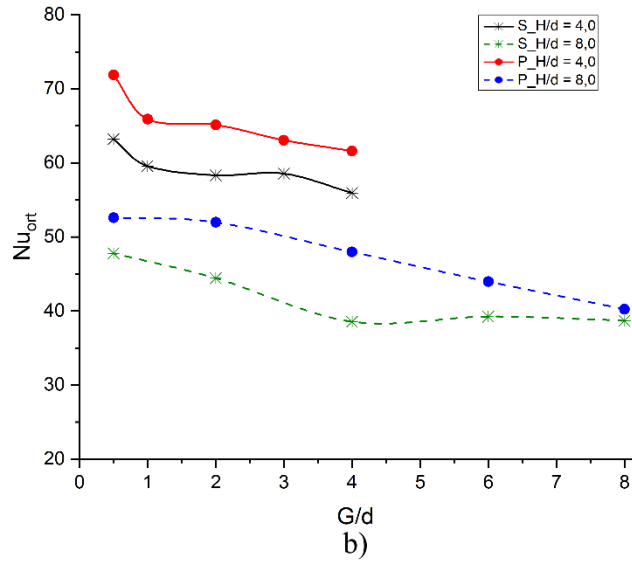
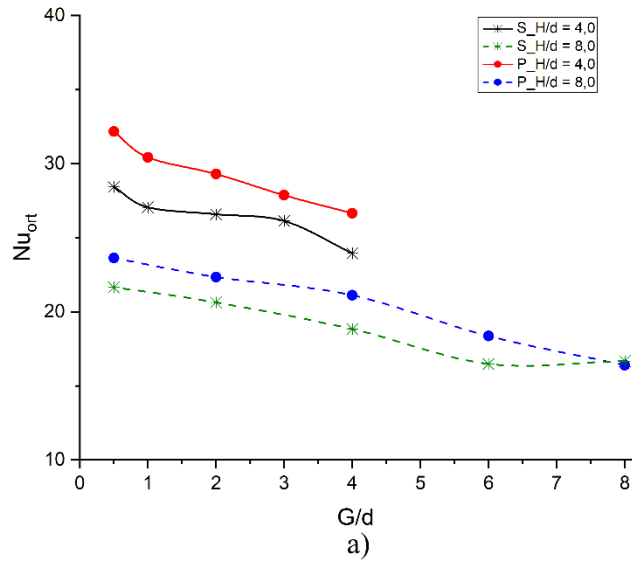
Şekil 6.21. $x/d = 15$ 'te $Re = 25000$ ve $H/d = 8,0$ için pürüzsüz ve pinlerle pürüzlendirilmiş hedef yüzeydeki akım çizgilerinin karşılaştırılması.

Şekil 6.21, $x/d = 15$ 'te $Re = 25000$ ve $H/d = 8,0$ için pürüzsüz ve pinlerle pürüzlendirilmiş hedef yüzeydeki akım çizgilerini karşılaştırmaktadır. Pinlerin yüzeye montajı akış davranışını etkileyerek şekilde gösterildiği gibi akım çizgilerinde değişikliklere yol açmaktadır. Pürüzsüz bir yüzeyde akım çizgileri daha düzgün olma eğilimindedir. Pinlerin neden olduğu düzensizlikler ilgili yüzey üzerindeki akışta türbülansa neden olarak girdaplara ve ayrılma bölgelerine yol açar. Akışkan pinlerle karşılaştığında yön değiştirir, bu da akış yönü ve hızının değişmesine neden olur. Akım çizgileri, pürüzsüz yüzeydekilere göre daha karmaşık ve türbülanslı hale gelir. Pinlerle pürüzlendirilmiş yüzey yalnızca türbülans ve girdaplar oluşturarak akış çizgilerini değiştirmekle kalmaz, aynı zamanda akışkanın yüzeye daha fazla yapışmasını ve yüzeye daha iyi bir etkileşim sağlamasını sağlar, akışkan-yüzey teması süresini uzatır ve komşu jetlerin olumsuz etkilerini azaltır.

6.2.2.1. Ortalama Nu sayıları

Bu çalışmanın amacı, içbükey yüzey ısı transfer performansını arttırmak için eliptik pinler ve uzatılmış jet çarpmalı soğutma konfigürasyonunun kombinasyonunun etkisini ortaya çıkarmaktır. Boyutsuz kanal yüksekliklerine ve boyutsuz jet plakası-hedef yüzey mesafelerine bağlı olarak, pürüzsüz ve pin-pürüzlü yüzeylerdeki alan ortalamalı Nu sayısının üç farklı Re sayısı için değişimi Şekil 6.22'de incelenmektedir.

Sonuçlar, H/d ve G/d 'nin azalması ve Re sayısının artması durumunda ısı transferinin iyileştiğini göstermiştir. G/d 'deki azalma ve pinlerin hedef yüzeye yerleştirilmesi, sabit bir orifis plakası-hedef yüzey mesafesinde genel ısı transferinin iyileştirilmesine yol açmıştır. Pürüzsüz içbükey yüzeyde alan ortalamalı Nu sayısı $Re = 25000$, $G/d = 2,0$ ve $H/d = 4,0$ 'da 85,74 iken pin-pürüzlü yüzeyde 96,56'dır. Burada, pürüzsüz yüzeye göre %12,62 artış olduğu görülecektir. Öte yandan, aynı akış koşulları göz önüne alındığında, geleneksel ($H/d = 4,0$ için $G/d = 4,0$ ve pürüzsüz yüzey) jet çarpma modeli için alan ortalamalı Nu sayısı 81,60'tır. Ortalama Nu sayısı, $G/d = 0,5$ için pin-pürüzlü modelde %27,20 artış göstererek 103,79'a yükselmiştir.



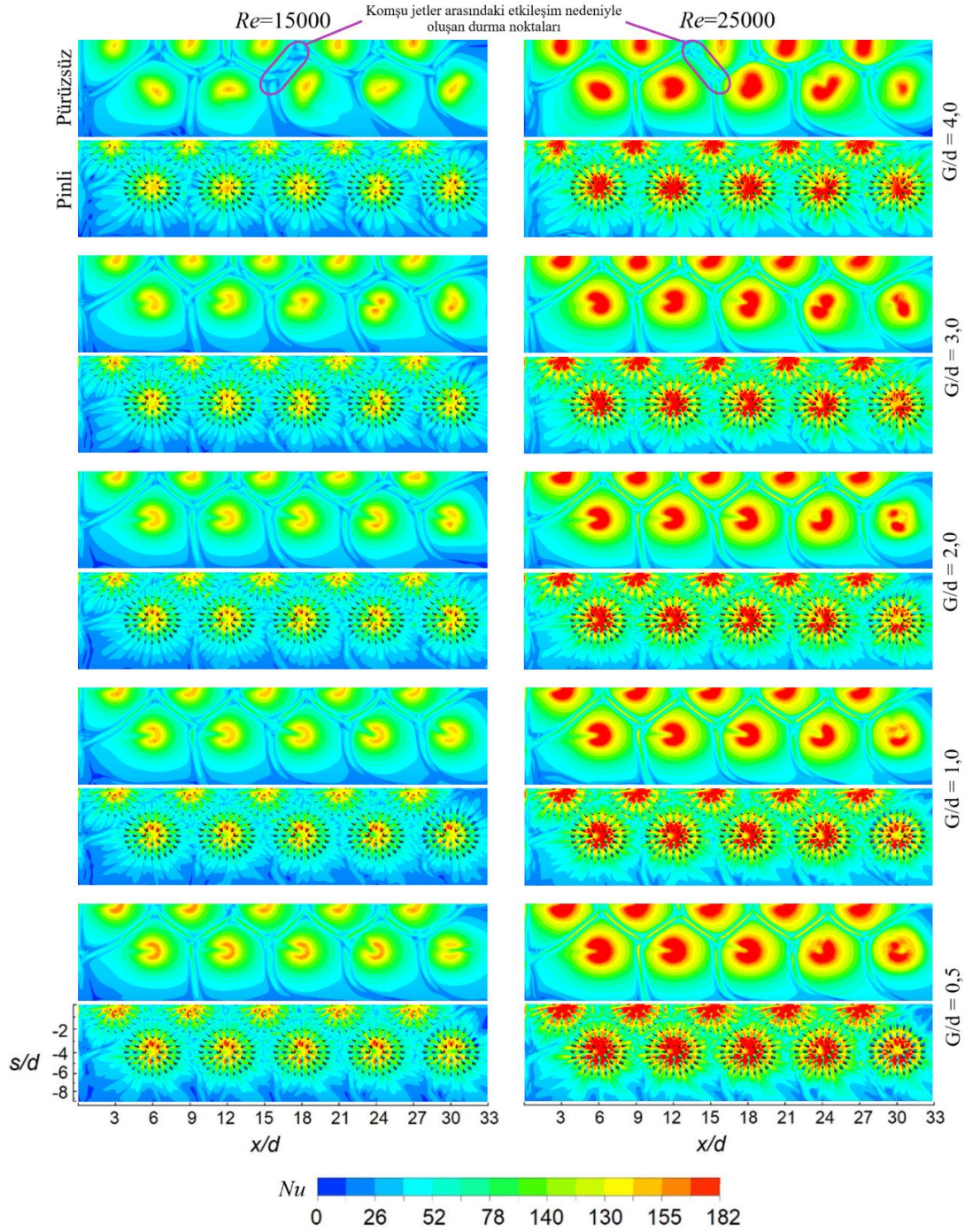
Şekil 6.22. a) $Re = 5000$, b) $Re = 15000$, c) $Re = 25000$ 'de H/d , G/d ve pürüzlülük elemanına bağlı olarak alan ortalamalı Nu sayısının değişimi.

Ayrıca, $H/d = 8,0$ ve $Re = 25000$ 'de $G/d = 2,0$ için pürüzsüz test plakası üzerindeki ortalama Nu 63,38 iken, aynı geometri ve akış koşullarında pinle pürüzlendirilmiş yüzeyde ortalama Nu %18,43 artarak 75,06'ya çıkmaktadır. Geleneksel jet çarpma modelinde ($H/d = 8,0$ için $G/d = 8,0$ ve pürüzsüz yüzey) alan ortalamalı Nu sayısı 53,17'dir. Uzatılmış jet çarpma modelinde ($G/d = 0,5$) pinle pürüzlendirilmiş yüzeyde %55,68 bir artış oranı ile 82,77'ye yükselmiştir. Çünkü pinlerin montajı içbükey hedef plakası üzerindeki termal sınır tabakayı bozar ve ölçüm bölgesindeki ısı transferini iyileştirir.

H/d oranı da ölçüm bölgesindeki alan ortalamalı Nu sayısını önemli ölçüde etkiler. Genel olarak boyutsuz kanal yüksekliği $H/d = 4,0$ 'dan $H/d = 8,0$ 'a çıktığında ortalama Nu sayılarında bir azalma gözlenmektedir. Benzer akış koşulları altında, yüzey pürüzlendirmenin ortalama Nu sayısını artırmadaki etkisi $H/d = 8,0$ 'da nispeten daha yüksektir. Özellikle $H/d = 8,0$ için, $G/d \leq 2,0$ 'da uzatılmış jetler ve pinlerin kullanılmasının, tüm Re sayıları için geleneksel jet çarpma modeline kıyasla alan ortalamalı Nu sayısını %40'tan fazla arttırdığı belirlenmiştir. Ancak $H/d = 4,0$ için bu oran ortalama %20 civarındadır. Şekil 6.22'de gösterildiği gibi G/d oranının azaltılması, literatürle [24,39] uyumlu olarak hem incelenen H/d değeri hem de Re sayıları için pürüzsüz ve pin-pürüzlü içbükey yüzeylerde taşınım ile ısı transferini arttırmakta ve çapraz akışın olumsuz etkisini azaltmaktadır.

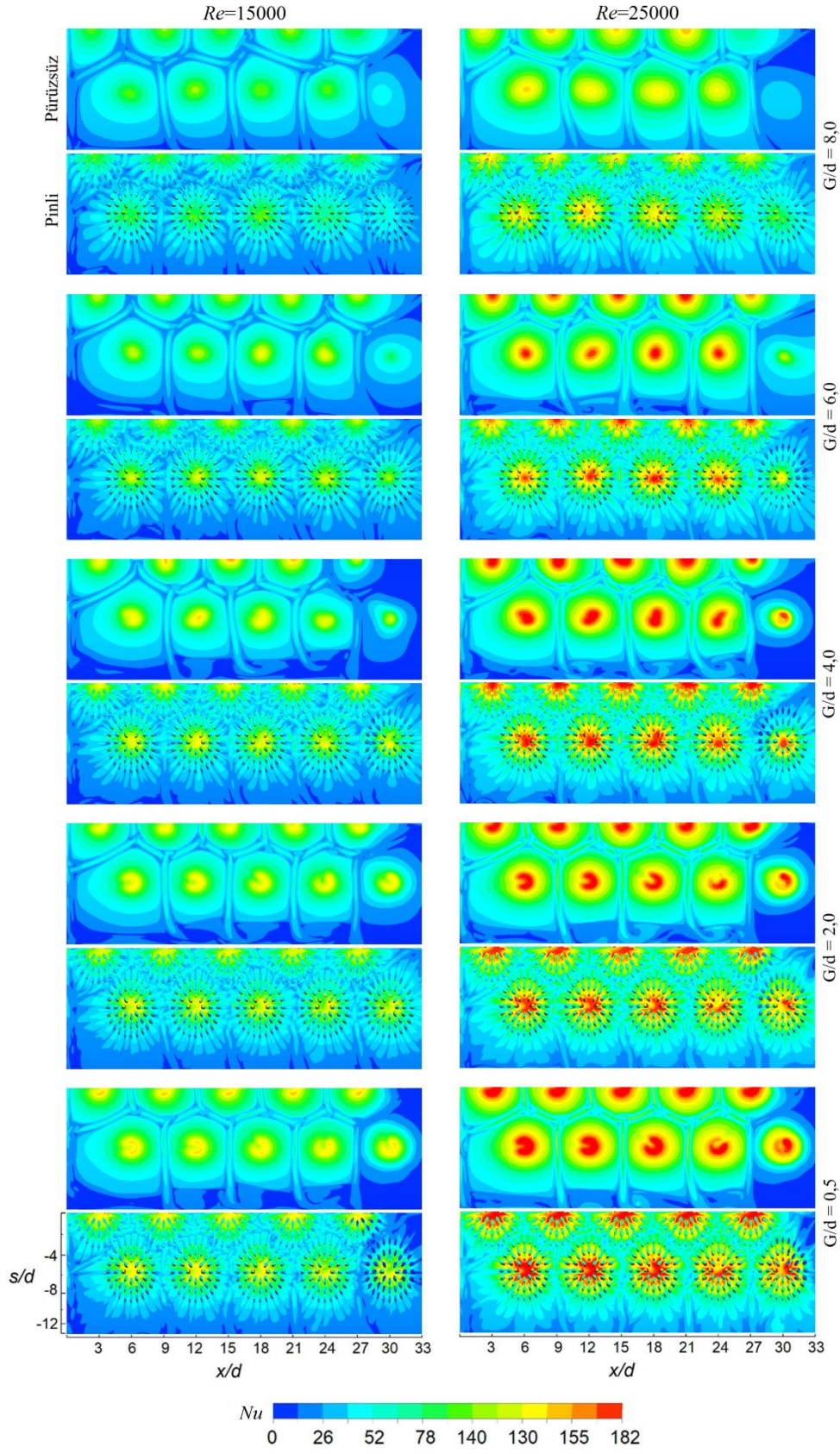
6.2.2.2. Lokal ısı transferi

Bir jet çarpma sisteminde, yüksek hızlı jet akışı, çarpma plakasındaki bir yarık veya delikten hedef plakaya yönlendirilir. Daha sonra alt kanaldan akış yönünde tahliye edilir. Sonuç olarak, orifis plakası ile hedef yüzey arasında çapraz akış meydana gelir. Bitişik jet akışlarının eklenmesiyle çıkış yönüne doğru çapraz akış hızı kademeli olarak artış gösterir. Bu nedenle, akış yönündeki nozullar başlangıçtaki nozullara göre daha fazla çapraz akışa maruz kalır. Özellikle yüksek H/d ve G/d oranlarında jet profili akış yönüne doğru eğilmekte ve jet akışında bozulmalar gözlenmektedir. Bu fikirden hareketle jet deliklerinin çarpma bölgesine doğru uzatılması ve yüzeyin pinlerle pürüzlendirilmesi, çapraz akışın ısı transferi ve akış özellikleri üzerindeki olumsuz etkisini azaltmıştır. Şekil 6.23, sırasıyla $H/d = 4,0$ ve $H/d = 8,0$ 'da farklı Re sayıları altında pürüzsüz ve pinli içbükey yüzeylerdeki yerel Nu dağılımlarının konturlarını göstermektedir. İncelenen akış bölgesinin simetrik bir geometriye sahip olması nedeniyle şekillerde ilgili kontürlerin yarısı verilmiştir.



a)

Şekil 6.23. a) $H/d = 4,0$, b) $H/d = 8,0$ 'da pürüzsüz ve pinli yüzeylerde yerel Nu konturları.



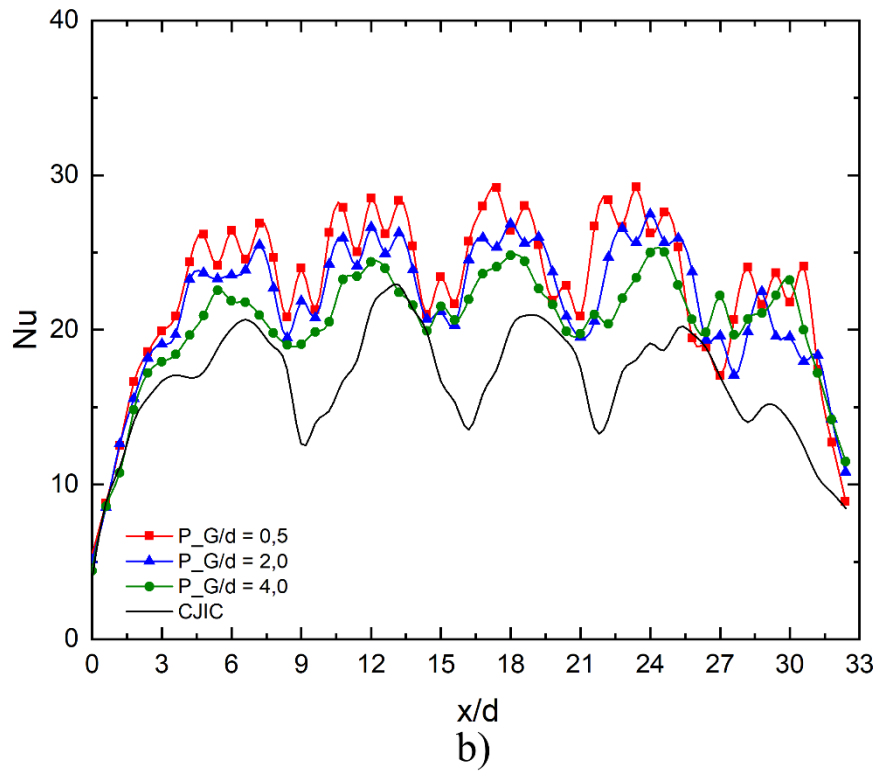
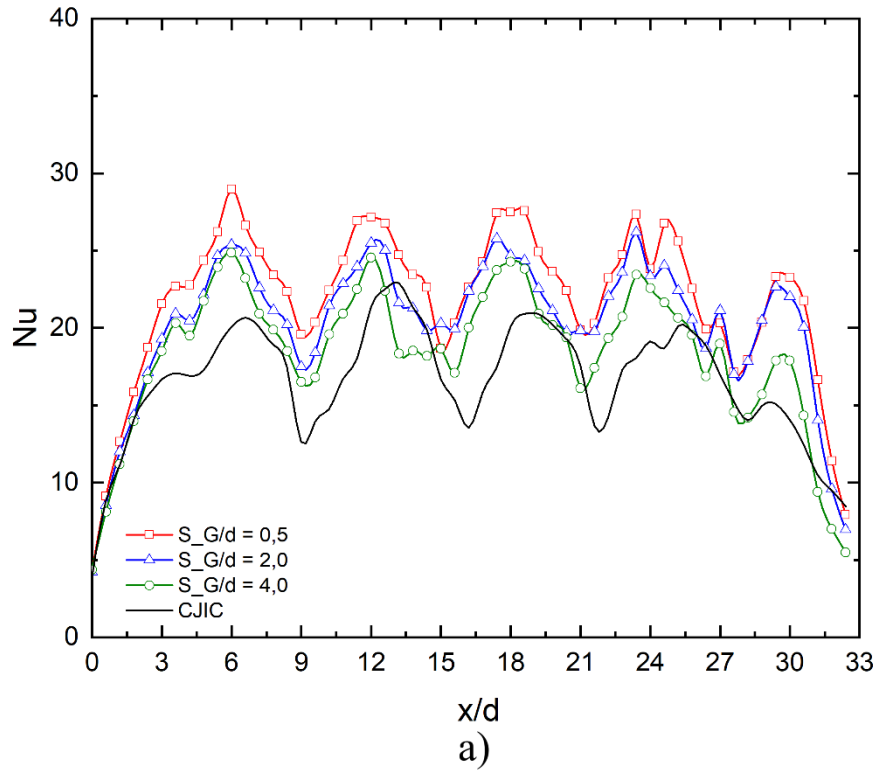
b)

Şekil 6.23. (Devamı) a) $H/d = 4,0$, b) $H/d = 8,0$ 'da pürüzsüz ve pinli yüzeylerde yerel Nu konturları.

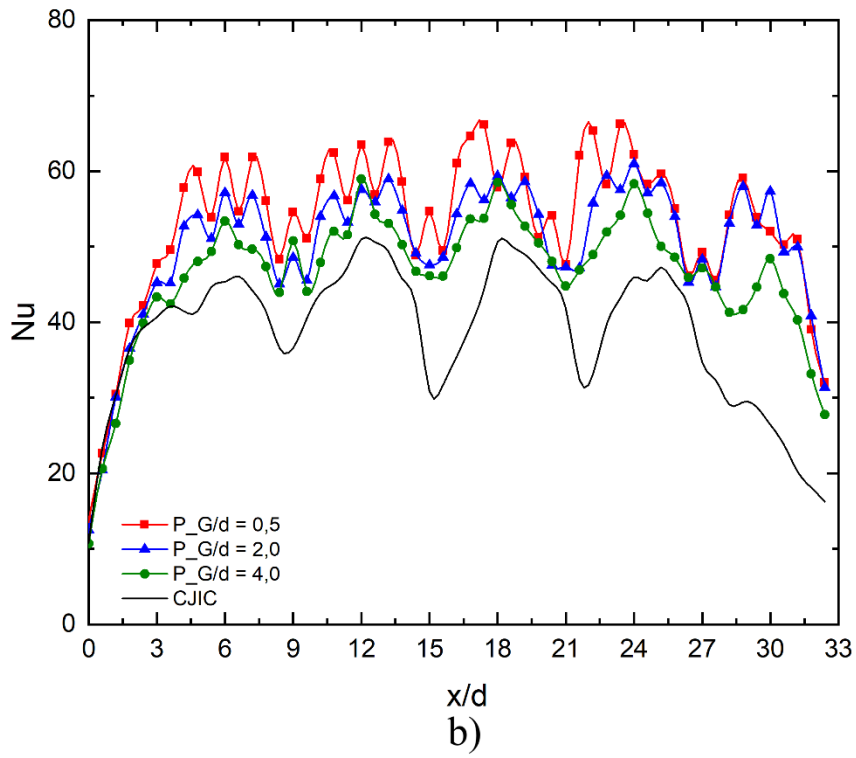
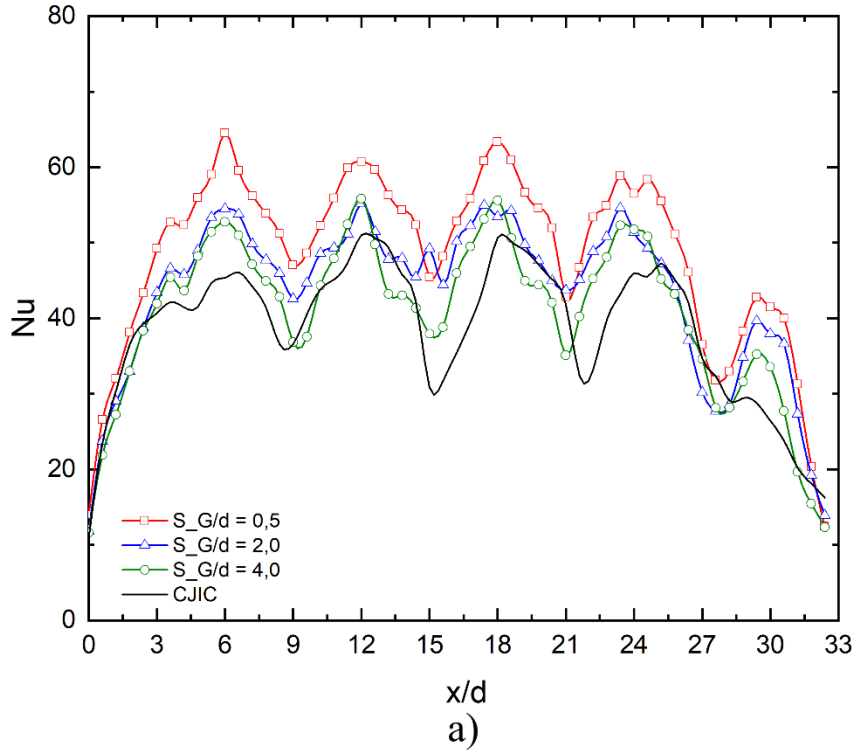
Şekil 6.23'te gösterildiği gibi nispeten daha yüksek ($H/d = 8,0$) boyutsuz orifis plakası-ölçüm bölgesi mesafesindeki yerel Nu değişiminin düz plakadakine [38] benzer özelliklere sahip olduğu görülmüştür. Ayrıca plaka aralığı (H) yeterince yüksek olduğunda, jet akışı çapraz akış nedeniyle bozulmakta ve buna bağlı olarak özellikle son jet bölgesinde ısı transferi azalmaktadır [34]. Pürüzsüz ve pinli hedef yüzeylerde G/d'nin azalmasıyla çarpma bölgelerinde $H/d = 4,0$ 'da yerel ısı transferinde kayda değer bir artış olmamasına rağmen, $H/d = 8,0$ 'da önemli bir artış söz konusudur.

Termal stres, bir malzeme üzerindeki sıcaklık farklarının neden olduğu gerilme ve deformasyonlara işaret eder. Düzgün olmayan ısı transferi, özellikle yüksek sıcaklık farklarına sahip jetlerin kullanıldığı jet çarpmalı soğutma uygulamalarında sorunlara yol açabilir. Malzeme üzerindeki termal gerilmeler, çatlamalara, çatlaklara veya malzeme erozyonuna neden olabilir. Bu nedenle, jet çarpmalı soğutma sisteminin tasarımında, malzeme yaşam döngüsünü uzatmak ve malzeme bozulmasını azaltmak için homojen ısı transferini sağlamak önemlidir. Şekil 6.23'te görüldüğü gibi yüzeydeki bitişik jet akımları duvar jet bölgesinde karşılaşmaktadır. Bu karşılıklı etkileşim yüzeyde ilave durma bölgeleri oluşturmuş ve bu bölgelerdeki ısı transferini azaltmıştır. Şekil dikkatli incelendiğinde eliptik pinlerin durma bölgesini dağıtarak yüzeyde nispeten daha homojen bir ısı transferi sağladığı görülmektedir.

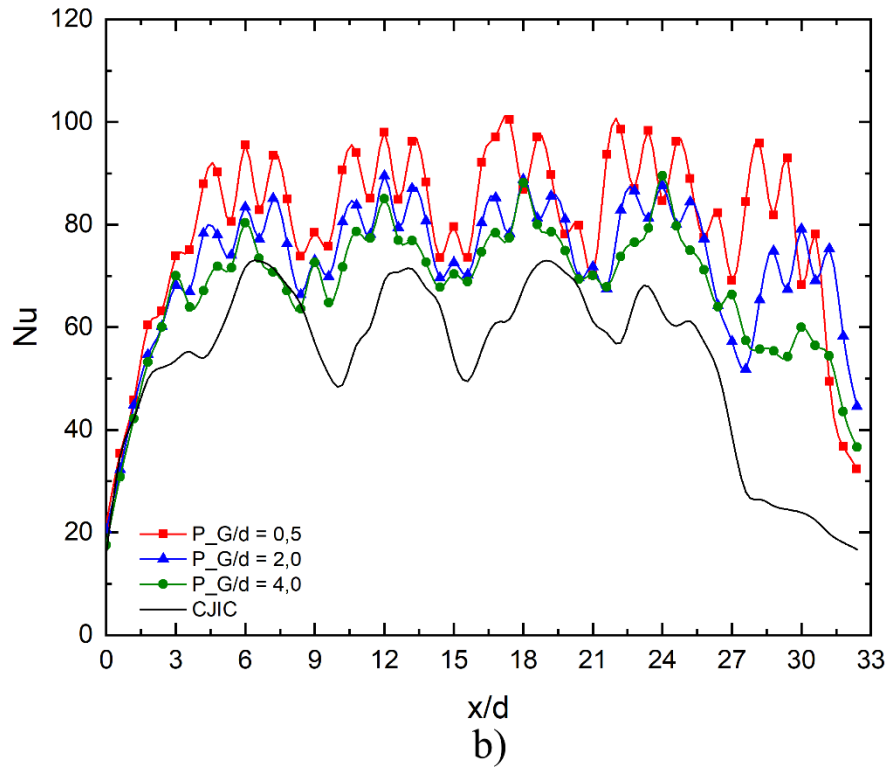
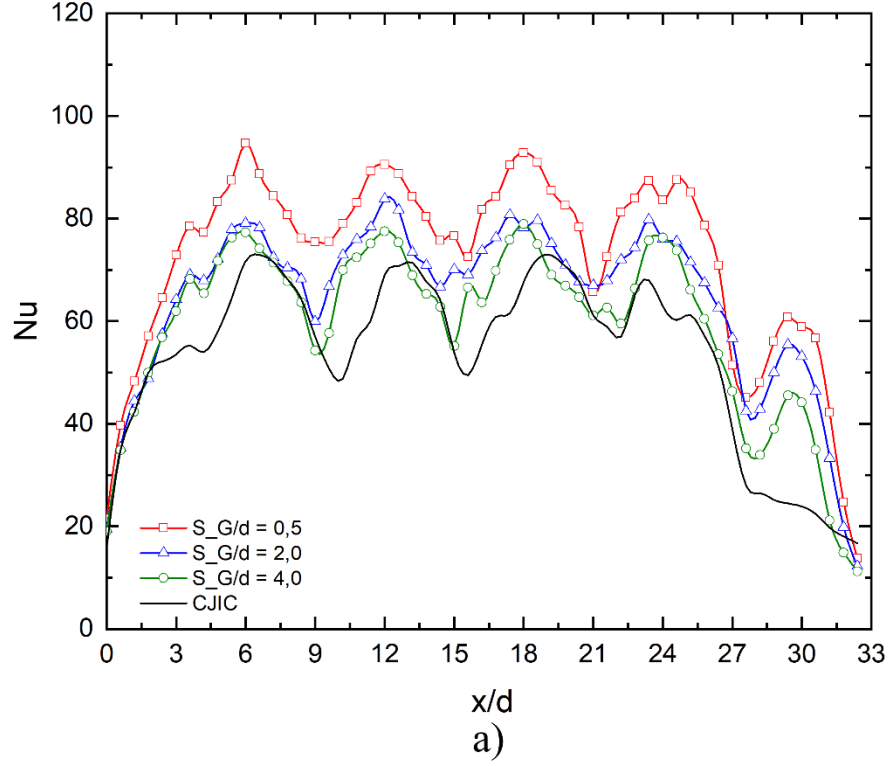
$Re = 5000, 15000$ ve 25000 'de $H/d = 8,0$ için pürüzsüz ve pinli yüzeylerde yanal ortalamalı Nu dağılımları sırasıyla Şekil 6.24, Şekil 6.25 ve Şekil 6.26'da sunulmaktadır. Ayrıca, önerilen modellerin etkinliğini karşılaştırmak için geleneksel jet çarpmalı soğutma şemasının (CJIC) sonuçları da şekle dahil edilmiştir. Geleneksel JIC şemasının son jet bölgesindeki ($x/d \geq 27$) ısı transferi, jet ve çapraz akış arasındaki etkileşim nedeniyle azalmıştır. Şekilde görüldüğü gibi, optimum G/d ve H/d oranları, pinle pürüzlendirilmiş içbükey yüzeylerde konvektif ısı transferini arttırmıştır ve CJIC (uzatılmamış jet ve pürüzsüz yüzey) ile karşılaştırıldığında literatürle [24,39] uyumlu olarak çapraz akışın karşılıklı etkisini en aza indirmiştir.



Şekil 6.24. $Re = 5000$ 'de $H/d = 8,0$ için a) pürüzsüz ve b) pinli yüzeylerde yanıl ortalamalı Nu dağılımları.



Şekil 6.25. $Re = 15000$ 'de $H/d = 8,0$ için a) pürüzsüz ve b) pinli yüzeylerde yanal ortalamalı Nu dağılımları.



Şekil 6.26. $Re = 25000$ 'de $H/d = 8,0$ için a) pürüzsüz ve b) pinli yüzeylerde yanıl ortalamalı Nu dağılımları.

Tüm Re sayılarında pürüzsüz ve pinli yüzeyler için uzatılmış jetlerin ısı transferi üzerindeki etkisi açıkça görülmektedir. Uzatılmış jetlerin pürüzsüz yüzeylerde

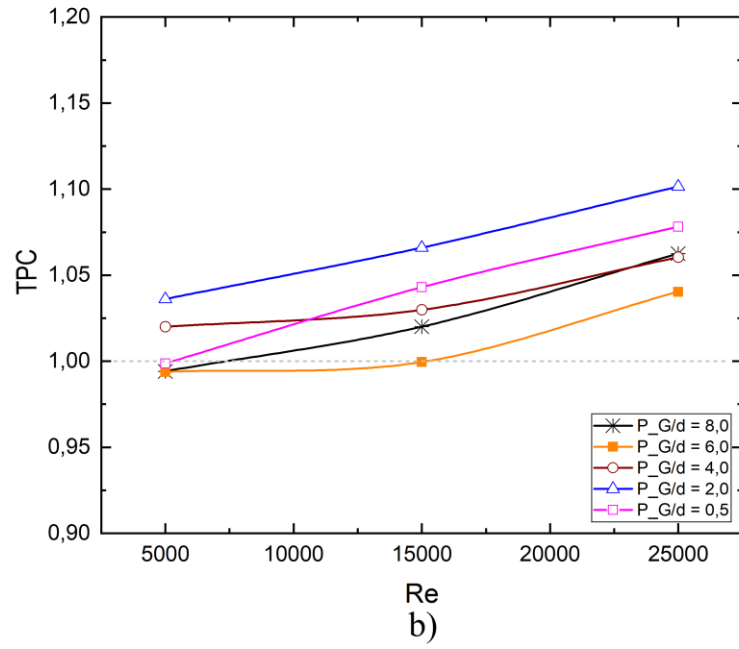
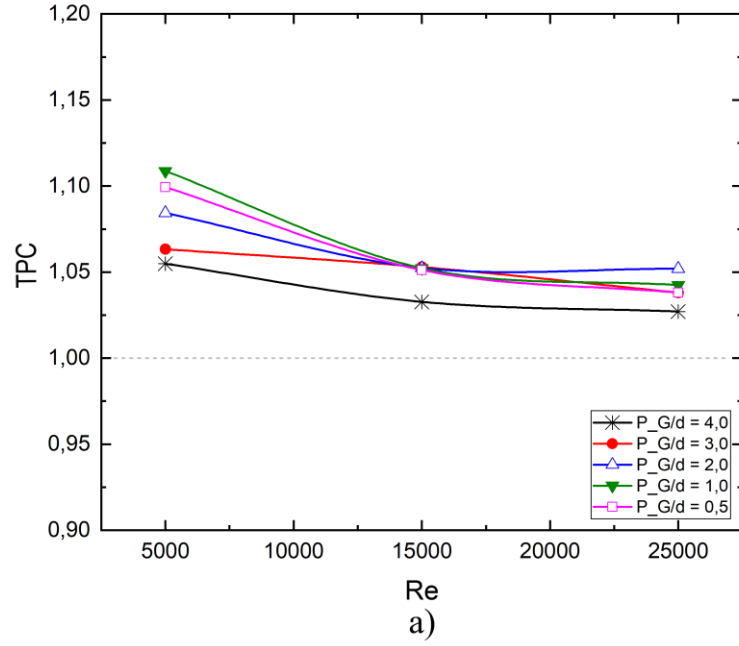
kullanılması, özellikle çarpma bölgesinin ısı geçişinde artış sağlarken, ilgili yüzeye pinlerin ilavesi, tüm jet bölgelerinde ısı transfer artışının yanı sıra ısı transfer dağılımının homojenliğini de sağlamıştır. Ayrıca, pinlerin hedef yüzeye yerleştirilmesi, akış yönünde ve akışa dik doğrultudaki asimetric yerel ısı transfer dağılımını azaltmış ve özellikle son jet bölgeleri için ısı transferini iyileştirmiştir. Başka bir deyişle, uzatılmış jet delikleri (özellikle azalan G/d oranlarında) ve pinlerin eş zamanlı kullanımı, ölü akış bölgelerinin varlığını azaltarak içbükey yüzey üzerinde nispeten daha düzgün bir ısı transfer dağılımı sağlar ve aynı zamanda son jetlerin verimliliğini de artırır.

6.2.2.3. Termal performans faktörü

Orifis plakası-hedef yüzey mesafesindeki değişiklikler, ilgili yüzeyin pürüzlendirilmesi, jet deliklerinde bazı boyutsal değişiklikler veya nozulların konumlarında değişiklikler yapılması vb. yöntemler jet çarpmalı soğutma şemalarının termal ve hidrolik verimliliğini artırmak için yaygın olarak kullanılmaktadır. Ancak bu değişiklikler pompalama gücünü artırarak soğutma işlemlerinin maliyetini artırmaktadır. Bu nedenle ısı transferi iyileştirme uygulamalarının tasarım aşamasında TPC'nin incelenmesi gerekmektedir.

Bu çalışmada, $H/d = 4,0$ ve $8,0$ için yarım daire şeklindeki pürüzsüz ve pinle pürüzlendirilmiş içbükey yüzey üzerindeki geleneksel kademeli jet çarpmasının verimliliğini artırmak için nozullar hedef plakaya doğru uzatılmıştır. Sonuçlar, azalan nozul-hedef yüzey aralığının ve ölçüm bölgesindeki yerleşik pinlerin, alan ortalamalı Nu sayılarını ve basınç düşüşlerini eş zamanlı olarak artırdığını göstermiştir. Sonuç olarak, uzatılmış nozul ve pin kombinasyonunun içbükey bir yüzey üzerinde jet çarpmalı soğutma için uygulanabilir olup olmadığını incelemek üzere TPC değerlendirilmiştir. Isı transferindeki artış pompalama gücündeki artıştan büyükse TPC değeri birden büyüktür. İki farklı jet plaka-hedef plaka mesafesi için TPC sonuçları Şekil 6.27'de gösterilmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi tüm Re sayıları için özellikle $G/d \leq 2,0$ 'de tüm tasarımların TPC açısından uygulanabilir olduğu görülmektedir.

Bununla birlikte, $H/d = 8,0$ için $G/d = 6,0$ ve $G/d = 8,0$, pinlerle pürüzlendirilmiş içbükey yüzey için makul tasarımlar değildir. Ayrıca, TPC değerleri hem $H/d = 4,0$ hem de $H/d = 8,0$ için $G/d = 2,0$ 'da en yüksektir.

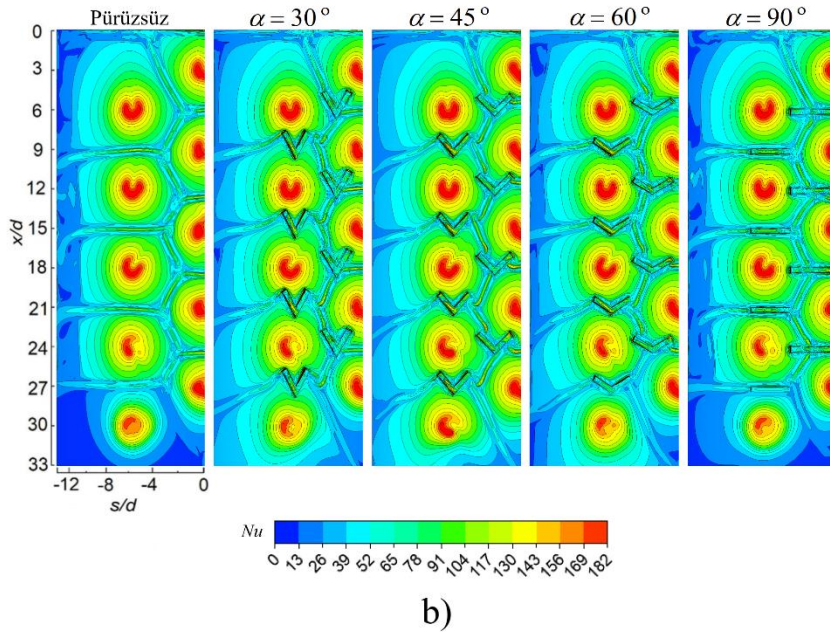
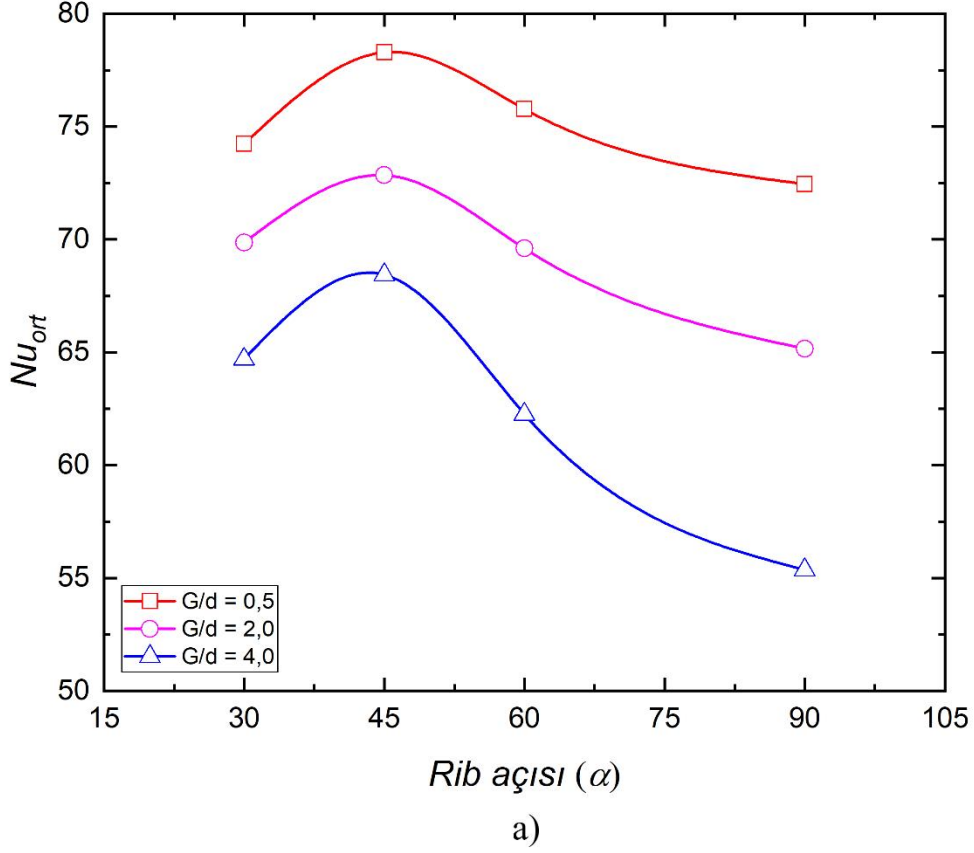


Şekil 6.27. Pinli içbükey yüzeyde a) $H/d = 4,0$, b) $H/d = 8,0$ için TPC'nin Re sayısı ve G/d ile değişimi.

6.2.3. Ribli içbükey hedef yüzeyde uzatılmış jet deliklerinin ısı ve akış karakteristiği üzerindeki etkisi

İçbükey pürüzsüz yüzeylerde gözlemlenen düşük ısı transfer bölgelerini başka bir deyişle ölü akış bölgelerini azaltmak amacıyla bu çalışmada hedef yüzeye V-şekilli nervürler (VSR) uygulanmıştır. Bununla birlikte, ısı transfer performansı, rib açısına (α) göre önemli ölçüde farklılık göstermektedir. Bu nedenle, en iyi ısı transfer

performansını elde etmek için öncelikle nozul deliklerinin ve VSR'lerin bir arada nasıl konumlandırılacağını belirlemek daha makul olacaktır.

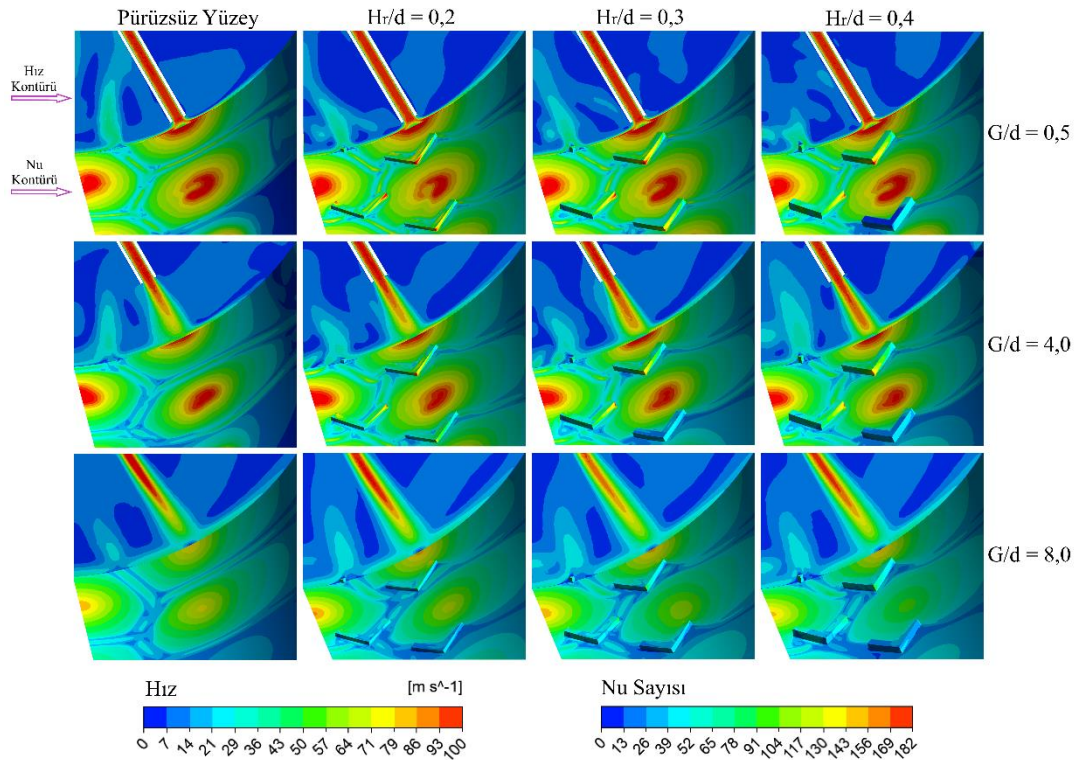


Şekil 6.28. $Re = 25000$ 'de rib açısının a) ortalama Nu sayısının değişimi ve b) yerel Nu kontürü üzerindeki etkileri.

Şekil 6.28, $Re = 25000$ 'de $H_r/d = 0,2$ ve $H/d = 8,0$ için hedef yüzeyde 45° 'lik VSR'lerin kullanılması sonucu ortalama Nu sayısının literatürdeki [73] pürüzsüz yüzey ile karşılaştırıldığında daha fazla arttığını göstermektedir. Ayrıca 45° VSR'ler Şekil 6.28'de gösterildiği gibi, akışın yüzey boyunca daha homojen ve etkili bir şekilde dağıtılmasına yardımcı olarak düşük ısı transfer bölgelerinin oluşumunu önlemiştir. Bu nedenle hedef yüzeyde 45° 'lik VSR'ler detaylı olarak incelenmiştir.

6.2.3.1. Akış özellikleri

Akışkan hızı, yüzeydeki ısı geçişini önemli ölçüde etkiler. Hedef plaka üzerindeki akışkan hareketinin artırılması, akışkan ile yüzey arasındaki ısı transferinin artmasına yol açar. Ayrıca akışkan hızının artması sınır tabakası kalınlığının azalmasına neden olur. Yüzey pürüzlendirmede türbülansı artırarak ve ilgili yüzeydeki sınır tabakasını bozarak ısı transferini iyileştirmek için yaygın olarak kullanılan bir tekniktir. Sonuç olarak, jet çarpmalı soğutma şemasında uzatılmış jet delikleri ve ribli yüzeyler gibi farklı konfigürasyonlar kullanılarak ısı geçişindeki artış sağlanabilmektedir. Bu çalışmada, VSR yüksekliğinin çeşitli nozul uzunlukları için akış ve ısı transferi özellikleri üzerindeki etkisini araştırmak amacıyla $\alpha = 45^\circ$ 'de boyutsuz rib yükseklikleri ($H_r/d = 0, 0,2, 0,3$ ve $0,4$) incelenmiştir.

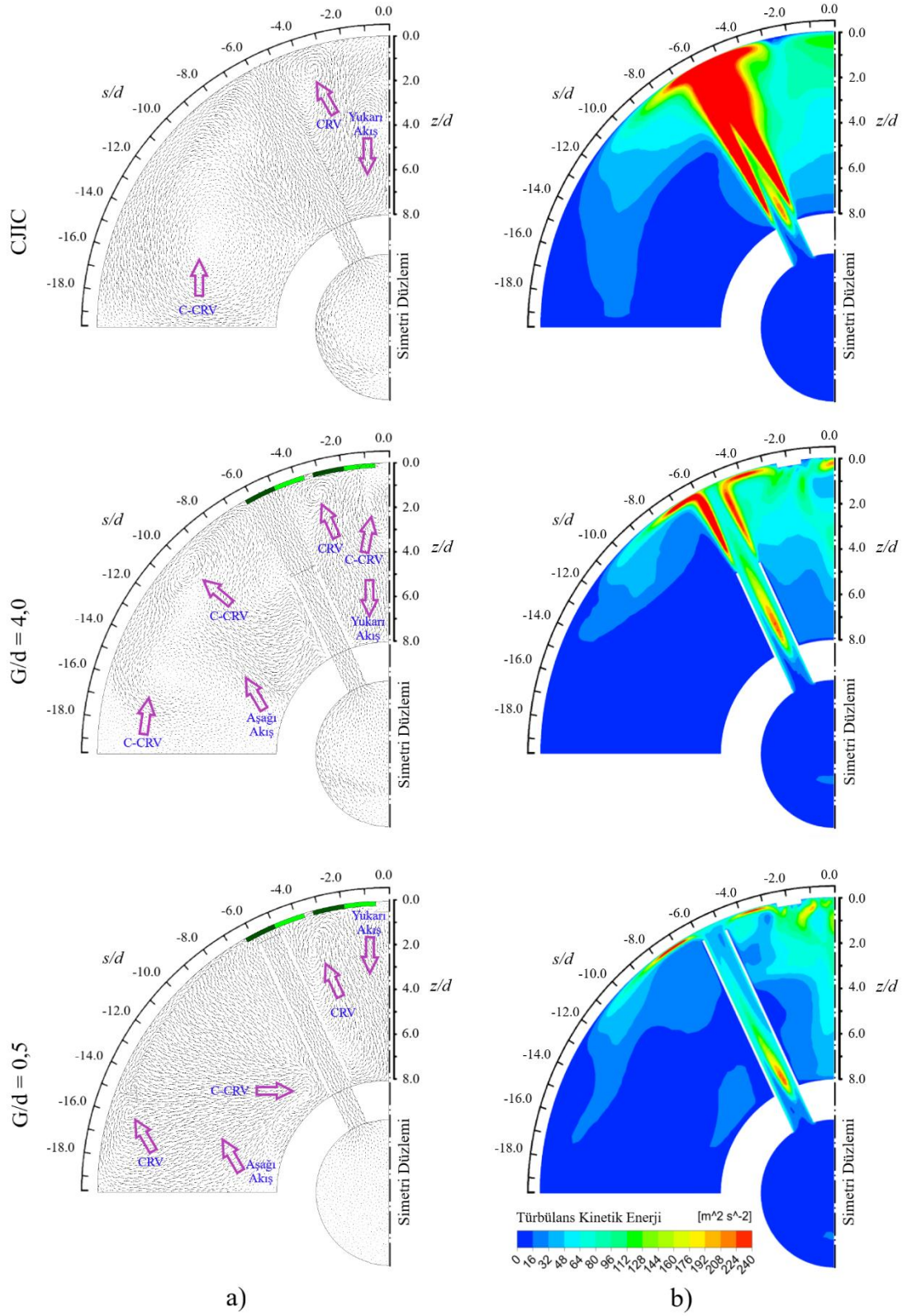


Şekil 6.29. $x/d = 18,5$ ve $Re = 25000$ 'de VSR yakınındaki hız alanının ve Nu dağılımının ayrıntılı görüntüsü.

Şekil 6.29, $x/d = 18,5$ ve $Re = 25000$ 'de VSR yakınındaki Nu dağılımının ve hız alanının ayrıntılı görüntüsünü göstermektedir. Sonuçlar, rib yüksekliğinin arttırılmasının ($H_r/d > 0,3$) içbükey yüzey-VSR kesişim bölgesinde akış hızının azalmasına ve dolayısıyla bu bölgede ısı transferinin azalmasına neden olmuştur. Ayrıca, nozulun ölçüm bölgesine uzatılması, hedef yüzeydeki ve rib yakınındaki ısı transferini ve akış hızını arttırmıştır. Bunun yanında şekilde gösterildiği gibi, nispeten düşük bir VSR yüksekliğinin ($H_r/d = 0,2$) konvektif ısı transferini arttırdığını, uygun olmayan bir şekilde tasarlanmış VSR yüksekliğinin ($H_r/d = 0,4$), akışkanın VSR köşesinde sıkışması nedeniyle ısı transferini azalttığını ortaya çıkarmıştır.

Bir çarpmalı jet akışında tipik olarak üç bölge vardır. Potansiyel çekirdek bölgesi, akışkanın hala ivmelendiği ve hızın en yüksek olduğu ve çarpma plakasına en yakın bölgedir. Gelişmekte olan bölgede akışkan çevre koşullarına uyum sağlamak ve akışkan hızı giderek azalmaktadır. Tam gelişmiş bölge ise akışın kararlı duruma ulaştığı ve hız profilinin nispeten sabit olduğu nozuldan en uzaktaki bölgedir [123]. Bununla birlikte, geleneksel soğutma şemasında ($G/d = 8,0$) olduğu gibi nozul ile hedef yüzey arasındaki mesafe yeterince yüksekse, daha güçlü çapraz akış (ana akış yönüne dik) gelişir. Çapraz akış, nozulun çarpma bölgesinin akış yönü boyunca yer değiştirmesine neden olur [24,110,111]. Bu durumda potansiyel çekirdek bölgesinin dışındaki akış içbükey yüzeye daha düşük bir hızla çarpmaktadır. Bu nedenle, orifis plakası ile hedef yüzey arasındaki mesafenin arttırılması veya çarpmalı jet şemasında G/d oranının önemli ölçüde arttırılması, akış hızının azalmasına ve sistemin soğutma verimliliğinin düşmesine neden olacaktır. Ayrıca, literatürle tutarlı olarak [34,38,39], enjeksiyon deliklerinin ölçüm bölgesine doğru uzatılması ve VSR'lerin ilgili yüzeye yerleştirilmesi, Şekil 6.29'da gösterildiği gibi çapraz akışın neden olduğu sapmayı en aza indirmiştir.

Ayrıca, soğutma kanalındaki VSR'lerin ön kenarlarının, üst ve arka kenarlara göre daha yüksek yerel Nu sayısına sahip olduğu ilgili şekilden anlaşılmaktadır. Bunun nedeni ise uzatılmış jet deliği ve VSR arasındaki etkileşim sonucunda riblerin ön kenarında yüksek hızlı gradyanların oluşmasıdır. Bu yüksek hız gradyanlarının bir sonucu olarak, VSR'lerin yakınında zayıf geri akış bölgeleri ve güçlü hız dalgalanmaları oluşabilmektedir. Bu bölgeler türbülansı artırarak sınır tabaka kalınlığının azalmasına ve toplam ısı transferinin artmasına yol açar [75].



Şekil 6.30. $Re = 25000$, $H_r/d = 0,2$ ve $x/d = 24$ 'te geleneksel (CJIC) ve uzatılmış jet çarpmalı soğutma tasarımları için akış özelliklerinin karşılaştırılması; (a) hız vektörleri, (b) türbülans kinetik enerji kontürleri.

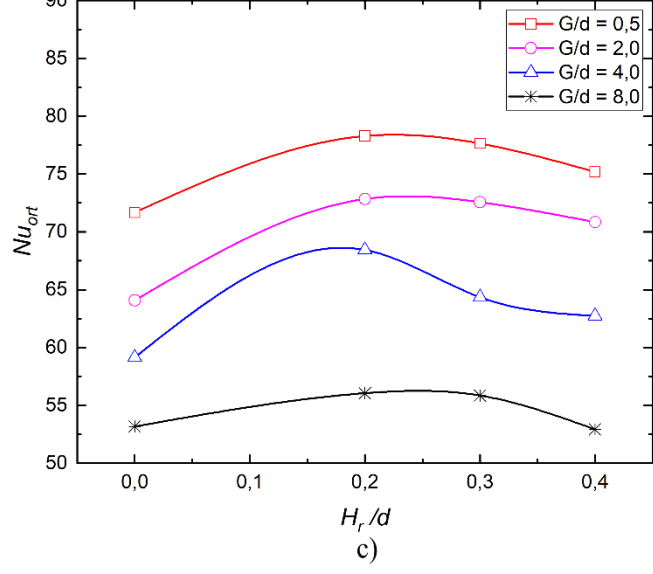
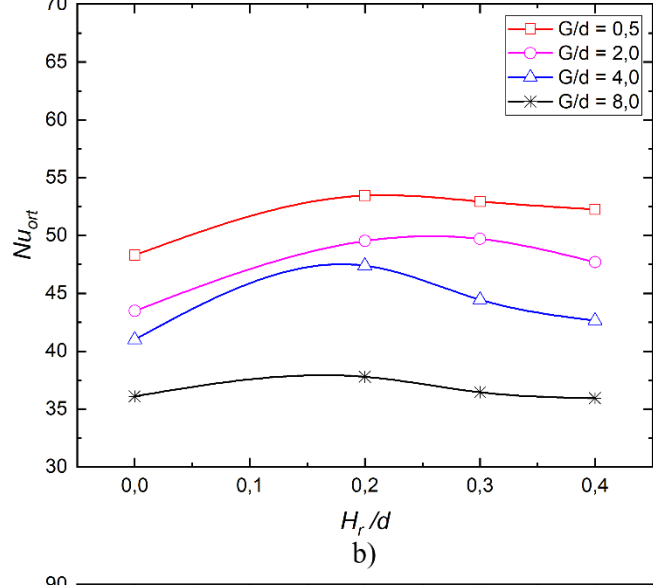
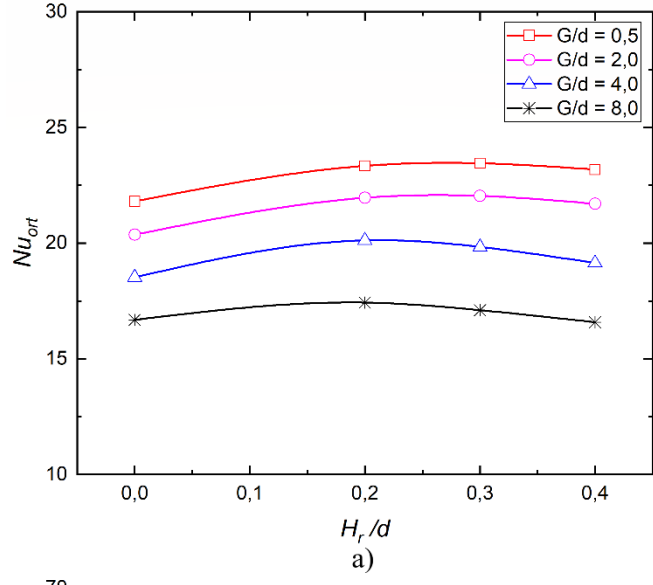
$Re = 25000$, $H_r/d = 0,2$ ve $x/d = 24$ 'te geleneksel (CJIC) ve uzatılmış jet çarpmalı soğutma tasarımlarına yönelik akış özellikleri, hız vektörleri ve türbülans kinetik enerji kontürleri açısından Şekil 6.30'da karşılaştırılmaktadır. Şekilde gösterildiği gibi, bitişik jet akışı ile duvar arasındaki çarpışma, tüm konfigürasyonlarda $s/d \cong -3,5$ 'e yakın saat yönünde bir girdap (CRV) oluşturmuştur. Ayrıca, uzatılmış nozul delikleri ve ribler test bölgesinin yakınında saat yönünde (CRV) ve saat yönünün tersine (C-CRV) girdaplar oluşturarak, proses akışkanının yüzeye daha güçlü bir şekilde bağlanmasını sağlamış ve soğutma kanalında türbülansın artmasına katkıda bulunmuştur. Ayrıca önerilen modellerde ($H_r/d = 0,2$ için $G/d = 0,5$ ve $4,0$) gözlemlenen aşağı yönlü hız vektörleri CJIC'de mevcut değildi.

Şekil 6.30'de gösterildiği gibi, uzatılmış nozullar, CJIC'ye kıyasla türbülans kinetik enerjiyi doğrudan ilgili yüzeye aktararak ısıyı soğutulan yüzeyden etkili bir şekilde transfer edebilen daha güçlü bir akış oluşturmuştur. VSR'ler aynı zamanda pürüzsüz yüzey durumuna kıyasla ısı taşınım katsayısının düşük olduğu bölgelere daha fazla proses akışkanı sağlayarak ısı transferinin homojenliğini artırmaya da yardımcı olmuştur. Bu aynı zamanda alan ortalamalı Nu sayısının da artmasına yol açmıştır.

6.2.3.2. Ortalama Nu sayıları

Bu bölümde içbükey yüzeyin ısı transfer verimliliğini artırmak için uzatılmış nozul ve rib kombinasyonunun toplam ısı transferini nasıl etkilediğini açıklamak amaçlanmaktadır. Re sayısı, boyutsuz rib yüksekliği ve boyutsuz nozul-hedef yüzey mesafesi dahil olmak üzere çeşitli parametreler için VSR ile pürüzlendirilmiş yüzeylerde Nu sayısının değişimi Şekil 6.31'de gösterilmektedir. Sayısal sonuçlar, boyutsuz rib yüksekliğinin $H_r/d = 0,2$ 'ye yükseltilmesi ve enjeksiyon deliklerinin hedef yüzeye uzatılmasıyla ısı transferinin arttığını göstermiştir. Ancak şekilde gösterildiği gibi tüm Re sayıları için boyutsuz rib yüksekliğinin $0,2$ 'nin üzerinde olması ortalama Nu sayısı üzerinde olumsuz bir etkiye sahiptir.

Sonuç olarak, komşu jetler arasındaki etkileşim nedeniyle oluşan durgunluk bölgelerine V şeklindeki riblerin yerleştirilmesi genel ısı transferini iyileştirmiştir. Örneğin $Re = 25000$ ve $G/d = 4,0$ 'da pürüzsüz içbükey hedef yüzeyde ortalama Nu sayısı $59,15$ 'ti. Bununla birlikte, rib-pürüzlü hedef yüzeyde $H_r/d = 0,2$ için bu değer %15,70 artarak $68,44$ 'e yükselmiştir.



Şekil 6.31. $\alpha = 45^\circ$ için G/d ve H_r/d 'nin a) $Re = 5000$, b) $Re = 15000$, c) $Re = 25000$ 'de ortalama Nu değişimi üzerindeki etkisi.

Ayrıca $Re = 25000$ 'de pürüzsüz yüzeye sahip geleneksel çarpmalı jet modelinde ortalama Nu sayısı 53,16 idi. Aynı akış koşullarında rib-pürüzlü yüzeyde $G/d = 0,5$ ve $H_r/d = 0,2$ için ortalama Nu sayısı %47,23 artarak 78,28'e çıkmıştır.

İncelenen diğer Re sayıları ve nozul uzunlukları için de benzer sonuçlar gözlenmiştir. Örneğin, $Re = 15000$ ve $G/d = 2,0$ 'da pürüzsüz konkav yüzeyde ortalama Nu sayısı 43,47'dir. Öte yandan VSR ile pürüzlendirilmiş yüzeyde $H_r/d = 0,2$ için %13,90 artarak 49,52'ye yükselmiştir. Ayrıca, $Re = 15000$ 'de pürüzsüz bir yüzeye sahip CJIC şemasında ortalama Nu sayısı 38,69 olarak belirlenmiştir. Alan ortalamalı Nu sayısı, aynı akış koşullarında $G/d = 0,5$ ve $H_r/d = 0,2$ için %38,14 artarak 53,44'e yükselmiştir. Çünkü riblerin içbükey bir yüzeye monte edilmesi türbülansa neden olur ve termal sınır tabakasını bozar, bu da ölçüm bölgesindeki ısı transferini artırır.

Ancak CJIC modelinde $Re = 25000$ için ortalama Nu sayısı 53,16 iken VSR ile pürüzlendirilmiş yüzeyde bu değer 56,15'tir. Bu durumda %5,6 oranında bir artış hesaplanmıştır. Bunun nedeni, uzatılmış jet deliklerinin yokluğunda jet plakası ile ölçüm bölgesi arasındaki mesafenin nispeten yüksek ($H/d = 8,0$) olmasıdır. Genel olarak çalışma, uzun jet deliği ve rib kombinasyonunun konkav bir yüzey üzerinde ısı transfer performansını önemli ölçüde artırabildiğini göstermiştir. Bu bulguların belirli bir çalışmaya özgü olduğunu ve sonuçların jet çarpmalı soğutma sisteminin özel koşullarına ve geometrilerine bağlı olarak değişebileceğini belirtmekte fayda vardır. Ancak, rib yüksekliği ve nozul uzunluğu gibi önerilen boyutsuz parametre değerleri göz önünde bulundurularak sistem tasarımını optimize etmek ve içbükey hedef yüzeyli jet çarpmalı soğutma sistemlerinin ısı transfer performansını iyileştirmek için kullanılabilir.

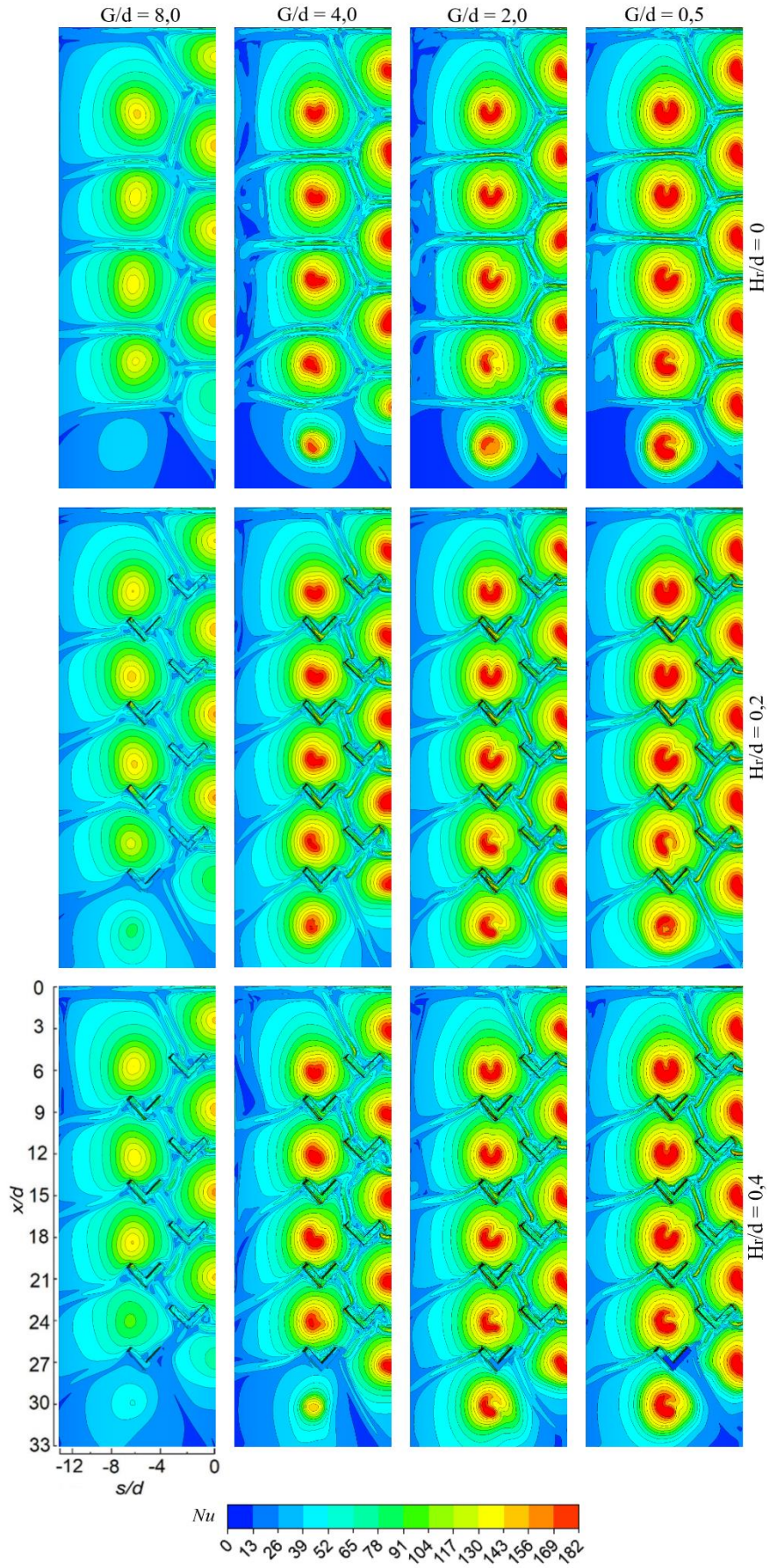
6.2.3.3. Yerel ısı transferi

Tipik bir jet çarpmalı soğutmada, yüksek hızdaki akış, orifis plakasındaki bir delik veya boşluktan alt kanala yönlendirilir. Hedef yüzeye çarptıktan sonra yön değiştirerek akış yönü boyunca tahliye edilir. Bu durumun yarattığı çapraz akış sistemin ısı ve akış özelliklerini etkileyebilir. Sonraki jet akışları eklendikçe çapraz akış hızı, çıkış yönüne doğru kademeli olarak artar. Bu etki, nozul ile hedef yüzey arasında geniş aralık bulunan tasarımlarda, akışkanın yüzeye ulaşmadan önce daha uzun süre yol alması nedeniyle daha belirgindir. Daha uzun hareket mesafesi, akışkanın çapraz akıştan etkilenme ve momentum kaybetme olasılığının daha yüksek olduğu anlamına gelir; bu da jet akışının eğilmesiyle daha zayıf bir çarpma kuvvetine dönüşür ve ısı transfer

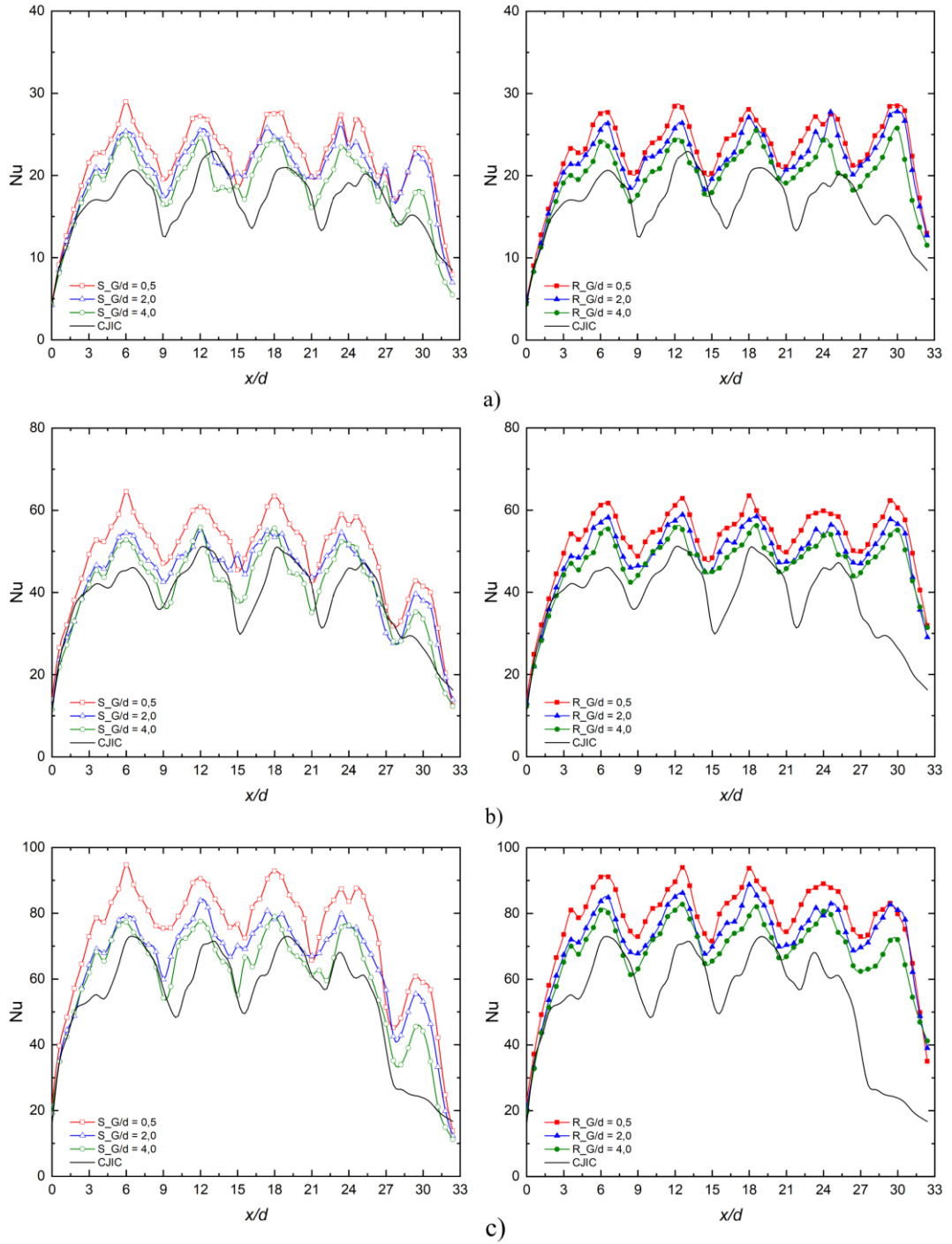
verimliliğinin düşmesine yol açar. Bu nedenle, uzatılmış jet delikleri ve rib kombinasyonu çarpaz akışın olumsuz etkilerini azaltabilir.

Ayrıca, ilgili yüzeydeki düzgün olmayan ısı transfer dağılımı, malzemenin üniform olmayan termal genleşme ve büzülme davranışı göstermesine neden olabilir, bu da malzemenin zamanla deforme olmasına ve hatta bozulmasına neden olabilecek iç gerilmelere yol açabilir. Bununla birlikte, proses akışkanının ilgili yüzeyden ısıyı etkili bir şekilde uzaklaştıramadığı, ölü akış bölgelerine de yol açabilir. Bu durum, söz konusu alanlarda aşırı ısınmaya ve malzemenin bozulmasının hızlanmasına neden olabilir. Bu bakımdan hedef yüzeyde mümkün olduğunca düzgün dağılımlı ısı transferinin sağlanması esastır.

$Re = 25000$ 'de $\alpha = 45^\circ$ için farklı G/d ve H_r/d oranları için Nu dağılımlarının kontür grafikleri Şekil 6.32'de gösterilmektedir. G/d 'nin azaltılmasının özellikle çarpma bölgelerindeki ısı geçişine önemli ölçüde katkıda bulunduğu görülebilir. Ayrıca uzatılmış jetlerin varlığının yanal ve son jet ($x/d \geq 27$) bölgelerinde yerel Nu dağılımı üzerindeki katkısı nispeten düşüktür. Orifis plakası-hedef yüzey mesafesinin ($H/d = 8,0$) çok yüksek olması nedeniyle çarpaz akış etkisi baskın hale gelmiş ve özellikle son jet bölgesinde sistemin genel verimi düşmüştür [34]. Bunun aksine ölçüm bölgesine V-şekilli riblerin yerleştirilmesiyle özellikle son bölgede olmak üzere duvar jet bölgelerindeki lokal ısı transferinde önemli bir artış gözlenmiştir. Rib-pürüzlü yüzeylerde pürüzsüz yüzeye göre kıyasla yüksek ısı transfer bölgesi duvar jet bölgesine ve akış yönüne doğru daha fazla yayılmaktadır. Ancak şekilde nispeten yüksek boyutsuz VSR yüksekliğinin ($H_r/d = 0,4$) yerel ısı transfer dağılımını olumsuz yönde etkilediği görülmektedir. Genel olarak sonuçlar, uzatılmış jetlerin ve VSR'lerin birlikte kullanılmasının, içbükey bir yüzey üzerinde ısı transfer homojenliğini etkili bir şekilde artırabileceğini göstermektedir.



Şekil 6.32. $Re = 25000$ 'de farklı G/d ve H_r/d oranları için Nu dağılım kontürleri.



Şekil 6.33. a) $Re = 5000$, b) $Re = 15000$, c) $Re = 25000$ için $H_f/d = 0,2$ 'de pürüzsüz ve ribli yüzeylerde yanal ortalama Nu dağılımları.

$H_f/d = 0,2$ 'de hedef yüzey üzerindeki yanal ortalama Nu dağılımları Şekil 6.33'te Re sayılarına bağlı olarak verilmektedir; burada S ve R harfleri sırasıyla pürüzsüz ve pürüzlü yüzeyleri belirtmektedir. Ayrıca şekil, önerilen modellerle karşılaştırma yapmayı kolaylaştırmak için geleneksel jet çarpmalı soğutma şemasının (CJIC) sonuçlarını da içermektedir. Şekilde görüldüğü gibi jet etkileşimi ve çapraz akış nedeniyle, CJIC şemasının son jet bölgesindeki ($x/d \geq 27$) ısı transferi azalmıştır.

Uzatılmış jetlerin ısı transferi üzerindeki etkisi, tüm Re sayılarında pürüzsüz ve ribli yüzeyler için belirgindir. Ayrıca, yüzey üzerine monte edilen ribler, soğutma kanalında hem akış hem de yanal yönler boyunca düzgün olmayan yerel ısı transferi dağılımında bir iyileşmeye yol açmıştır. Sonuç olarak, V-şekilli nervürlerin konkav yüzeyin ölü akış bölgelerine yerleştirilmesinin, özellikle son jet bölgesi için ısı transferini arttırdığı bulunmuştur. CJIC ile karşılaştırıldığında, şekilde verildiği gibi optimum H_r/d ve G/d oranları literatürle [24,39] tutarlı olarak VSR ile pürüzlendirilmiş içbükey yüzeyde konvektif ısı transferini arttırırken çarpaz akışın olumsuz etkisini en aza indirmiştir. Başka bir deyişle, uzatılmış jet delikleri (özellikle azalan G/d oranlarında) ve riblerin eş zamanlı kullanımı, ölü akış bölgelerinin oluşumunu azaltarak konkav yüzey üzerinde nispeten daha düzgün bir dağılım sağlar ve aynı zamanda son jetlerin verimliliğini de arttırır.

6.2.3.4. Termal performans kriteri

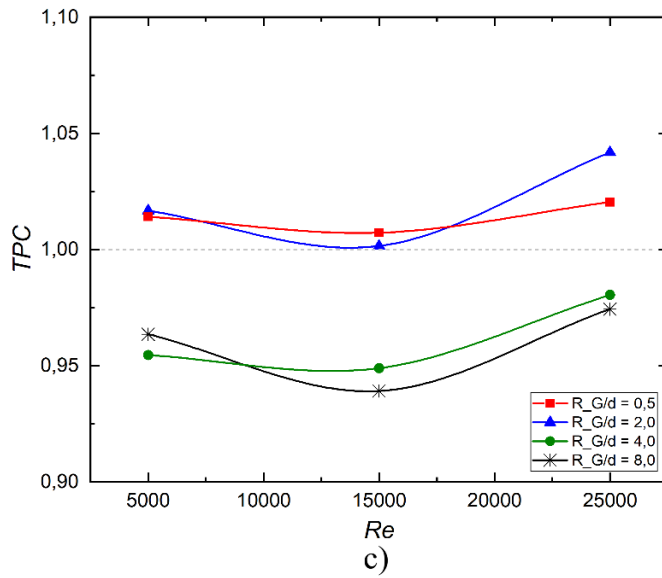
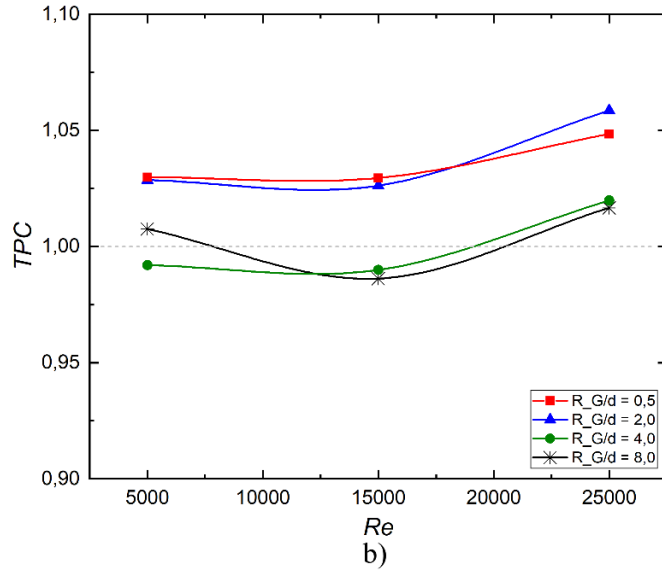
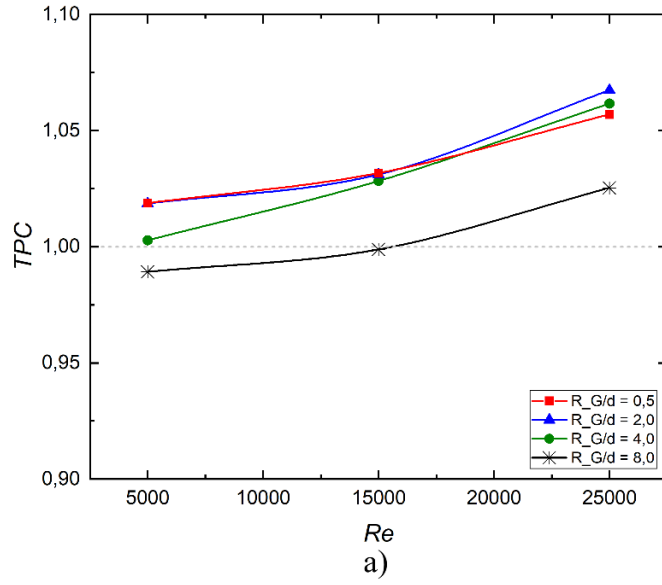
TPC analizi, değişen pürüzlülük veya topolojiye sahip yüzeylerde çarpmalı soğutmanın etkinliğini araştırmak için ısı transferinde yaygın olarak kullanılan bir yöntemdir. Bununla birlikte, optimum soğutma kanalı tasarımı için bu değişikliklerin basınç düşüşünü artırarak pompalama gücünü olumsuz yönde etkileyebileceğini de dikkate almak önemlidir. Bu çalışmada TPC analizi, uzatılmış jet deliklerinin rib-pürüzlü konkav yüzeyi soğutmak için uygun olup olmadığını belirlemede kullanılmıştır. Bu analiz sonucunda TPC değerinin 1'den büyük olması, ısı transferindeki artış etkisinin basınç düşüşü nedeniyle kompresör işindeki artıştan daha baskın olacağına işaret etmektedir. Aynı zamanda denklem 6.4'te gösterildiği gibi sürtünme faktörünün (f) ve alan ortalamalı Nu sayısının bir fonksiyonu olarak da ifade edilebilir [126,127].

$$TPC = \left(\frac{\overline{Nu}_r}{\overline{Nu}_s} \right) / \left(\frac{f_r}{f_s} \right)^{-1/3} \quad (6.4)$$

Buradaki değişkenler jet çarpmasının iki farklı konfigürasyonu ile ilişkilidir: pürüzsüz içbükey yüzeye sahip geleneksel kademeli jet dizisi f_s ve \overline{Nu}_s ile temsil edilirken riblerle pürüzlendirilmiş konkav yüzeye sahip kademeli uzatılmış jet dizisi f_r ve \overline{Nu}_r ile sembolize edilmektedir.

Çarpmalı jet soğutma şeması tasarlarken, ısı transfer verimliliği ile basınç düşüşü arasındaki dengeyi dikkate almak çok önemlidir. TPC değerini $0,2 \leq H_r/d \leq 0,4$ ($\alpha =$

45°) ve $0,5 \leq G/d \leq 8,0$ boyutsuz parametreleri için inceleyerek, uzatılmış nozul ve VSR'lerin birleşik etkisinin konkav yüzey için etkili bir yöntem olup olmadığı Şekil 6.34'teki gibi belirlenmiştir. Sayısal sonuçlar, önerilen modifikasyonların sistemin ısı transfer verimliliğinin yanı sıra basınç düşüşlerini de ihmal edilebilir düzeyde artırdığını göstermektedir. İlgili şekil, önerilen modeller için Re sayısının artmasıyla birlikte TPC değerlerinin de arttığını göstermektedir. TPC'ye göre $Re = 5000$ 'de $G/d = 8,0$ haricindeki fiziksel modeller VSR ile pürüzlendirilmiş yüzey üzerinde ($H_r/d = 0,2$) konvektif ısı transferini arttırmak için uygundur. Bununla birlikte, $H_r/d = 0,4$ neredeyse tüm durumlar için ısı transferini arttırmada uygun bir tasarım değildir. Ayrıca incelenen jet plakası-ölçüm bölgesi mesafesi için TPC değerleri $G/d = 2,0$ 'da maksimumdur.



Şekil 6.34. a) $H_r/d = 0,2$, b) $H_r/d = 0,3$, c) $H_r/d = 0,4$ için farklı nozul uzunlukları için rib-pürüzlü içbükey yüzeylerde TPC'nin değerlendirilmesi.

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Jet çarpmalı soğutma kanallarında, hedef yüzeyin içbükey geometrisi ve bitişik jetler arasındaki durma noktalarına yol açan etkileşim, doğal olarak üniform soğutma ve verimli bir ısı transferinin sağlanmasında birtakım dezavantajlara neden olabilmektedir. Bu dezavantajları ortadan kaldırmak amacıyla, geleneksel jet çarpmalı (uzatılmamış jet ve pürüzsüz hedef yüzey) soğutma geometrisinde meydana gelen ısı transferini artırmak ve ısı transfer dağılımını daha homojen hale getirebilmek için bir dizi yeni tasarımlar önerilmiştir. Böylece gaz türbin bileşenlerinde meydana gelebilecek termal hasarını önlemek ve malzeme ömrünün artırılması amaçlanmıştır.

Optimum pin yüksekliği ve pin formunu belirleyebilmek için çalışmalar öncelikli olarak düz hedef yüzey geometrisi üzerinde gerçekleştirilmiştir. Uzatılmış jet deliği konfigürasyonuna sahip JIC için slot ve eliptik pinlerle pürüzlendirilmiş yüzeyin ısı transfer performansına etkisi incelenmiştir. Ayrıca çeşitli boyutsuz pin yüksekliklerinin (H_p/d), boyutsuz nozul-hedef yüzey mesafesinin (G/d) ve pin düzenlemelerinin (R_1, R_2, R_3) konvektif ısı transferi üzerindeki etkisini araştırmak için sayısal hesaplamalar yapılmıştır. Ortalama ve yerel Nu dağılımları, hız kontürleri, basınç kaybı gibi ısı ve akış özellikleri detaylı olarak incelenmiştir. Sonuç olarak minimum basınç kaybıyla yüksek ısı transfer performansı sağlayan fiziksel modeller önerilmiştir.

Ayrıca, gaz türbin kanat tasarımları, özellikle de jet motorlarındaki rotor kanatları, genellikle konveks (dışbükey) veya konkav (içbükey) formda olabilir. Bu tasarımlar, aerodinamik performansı artırmaya ve akışkanın kanat yüzeyinde daha iyi tutunmasını sağlamaya yardımcı olabilir. Bu sebeple yukarıda bahsedilen parametreler içbükey bir yüzeyde de incelenmiştir. Bu hedef doğrultusunda, uzatılmış jet delikleri altında eliptik ve aerofoil kesitli pinlerle ve V şekilli riblerle pürüzlendirilmiş bir yüzeyin yarım daire biçimli içbükey hedef yüzeydeki ısı ve akış karakteristiklerine olan birleşik etkisi şaşırtmalı jet düzenine sahip çarpmalı jet modelinde sayısal olarak incelenmiştir. Bu kapsamda, çeşitli boyutsuz nozul boşluğu-jet çapları (G/d) oranları, boyutsuz çarpma plakası (H/d) oranları, boyutsuz pin yükseklikleri (H_p/d), bir sıra, iki sıra, üç

sıra pin düzenlemeleri (R_1, R_2, R_3), boyutsuz rib yükseklikleri (H_r/d), rib açıları (α) ve çeşitli Re sayılarının pürüzsüz ve pin/rib pürüzlü yüzeyler üzerindeki etkileri dikkate alınmıştır. Türbülans denklemlerini çözmek için düşük Re düzeltme modeline sahip SST k- ω türbülans modeli tercih edilmiştir. Sayısal çözüm prosedürü literatürdeki deneysel verilerle doğrulanmıştır. Sayısal sonuçlara göre SST k- ω modeli, karmaşık akış bölgesini makul bir doğrulukla modelleyebilir ve kademeli dizi jet-çapraz akış etkileşimini doğru bir şekilde yakalayabilmiştir. Sonuç olarak, çözüm prosedürüyle tahmin edilen hem yerel hem de ortalama ısı transferi verilerinin, literatürdeki deneysel ve sayısal sonuçlarla kabul edilebilir bir uyum içinde olduğu görülmüştür. Ayrıca bu çalışmada, akış doğrultusunda ve yanal doğrultuda yerel Nu sayısı dağılımları, alan ortalamalı Nu sayılarının akış yönündeki değişimi, hız konturları, hız vektörleri, türbülans kinetik enerji değişimleri ve termal performans kriteri gibi çeşitli parametreler Re sayılarına bağlı olarak detaylı bir şekilde incelenmiştir. Sonuç olarak TPC değerleri dikkate alınarak yarım daire şeklindeki içbükey yüzeyde nispeten düşük basınç kaybıyla daha yüksek soğutma performansı sergileyen fiziksel model geometrileri önerilmiştir. Ayrıca deneysel olarak pin-çarpan jet etkileşimi de incelenmiştir. Boyutsuz nozul yüksekliklerinin G/d (1, 2, 3 ve 6), boyutsuz konik pin yüksekliklerinin H_c/d (0,67, 1,00 ve 1,33) ısı transferi ve akış karakteristikleri üzerindeki etkileri deneysel olarak belirlenmiştir. Bu araştırmaların önemli sonuçları arasında aşağıdaki hususlar yer almaktadır.

Slot şekilli pin geometrisinin düz hedef yüzeye entegre edilmesi sonucu aşağıdaki sonuçlara varılmıştır:

- SSP'lerin hedef yüzey üzerine monte edilmesi düz pürüzsüz hedef yüzeye kıyasla ortalama Nu sayısını artırmıştır. Çünkü SSP'ler yüzey üzerindeki termal sınır katmanını bozmaktadır. Maksimum ısı transfer artışı $R_{1_G/d} = 1,0$, $H_p/d = 0,167$ 'de %33,2 olarak belirlenmiştir. Ayrıca tüm tasarımlar içerisinde taşınım ısı transferinin minimum olduğu geometri orifis plakalı JIC modeli ($H/d = 6,0$ için $G/d = 6,0$) olarak belirlenmiştir.
- G/d 'nin azalmasıyla yerel Nu sayısı artış göstermiştir. Ancak artan çapraz akış nedeniyle yerel Nu sayısının artışı, akış yönüne doğru azalmaktadır. Ayrıca SSP ile pürüzlendirilmiş yüzeydeki ısı transfer dağılımı düz yüzeye göre daha uniform hale gelmiştir. Ayrıca SSP ile pürüzlendirilmiş yüzeylerde jet bölgeleri de kendi aralarında nispeten daha eşit bir ısı transfer dağılımına

sahiptir. Tek sıralı SSP pin dizisi daha yüksek TPC değerine sahipken pin sıra sayısının artırılması ile hedef yüzeyde daha düzgün bir ısı transfer dağılımı sağlanır.

- Nozuldan geçen jet akımının ilk olarak SSP'lerin ön yüzlerine doğrudan çarpması nedeniyle ısı transferi bu bölgelerde önemli ölçüde artmaktadır. Bununla birlikte, pin bölgesindeki devridaim ve akış ayrımı nedeniyle özellikle yüksek H_p/d için SSP'lerin arka ve üst yüzelerindeki ısı transferi önemli ölçüde azalmaktadır. Sonuç olarak, yanlış tasarlanmış boyutsuz pin yüksekliği ($H_p/d > 0,467$), tüm Re sayıları için düz pürüzsüz yüzeye kıyasla ısı transferini azaltmaktadır.
- Uzatılmış jetleri ve SSP'leri bir arada kullanmanın düz hedef yüzeye sahip JIC sistemleri için uygun olup olmadığını belirlemek için TPC incelenmiştir. Sonuçlara göre, özellikle $R_1_G/d = 1,0$ değerinde tüm tasarımlar pratik uygulama için uygundur.

Eliptik şekilli pin geometrisinin düz hedef yüzeye monte edilmesi ile elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibidir.

- Düz yüzeyde eliptik pinlerin varlığı, türbülansı artırarak durma bölgesindeki ısı transfer performansını yükseltmiştir. Ancak eliptik pin sıra sayısı (R) arttıkça pinler duvar jet bölgesi ile çakışmıştır. Duvar jet bölgesinde pinlerin varlığı ve boyutsuz pin yüksekliğinin $0,467$ 'den fazla arttırılması bu bölgedeki akış özelliklerini olumsuz yönde etkilemiştir. Sayısal sonuçlara göre bu durum ısı transfer performansı üzerinde de olumsuz bir etkiye yol açmıştır. Alan ortalamalı Nu sayısında en yüksek artış, nispeten düşük pin yüksekliği ($H_p/d = 0,167$) ve çift sıralı pin düzeni (R_2) konfigürasyonu kullanılarak %35,82 olarak ölçülmüştür. Sonuç olarak, çift sıralı eliptik pin düzeninin konvektif ısı transferini artırmak için en uygun tasarım olduğu belirlenmiştir.
- Pinler durma noktasında ısı transferini arttırır fakat duvar-jet bölgesinde ısı transferini azaltır. Bu nedenle, düz yüzeyde pin sıra sayısının arttırılmasıyla ilgili bölgede pürüzsüz yüzeye göre nispeten daha düzgün bir ısı transfer dağılımı elde edilebilir. Böylece termal gerilmelerin yüzey üzerindeki zararlı etkisinin azaltılabileceği ve buna bağlı olarak gaz türbin bileşenlerinin kullanım ömrünün arttırılabileceği düşünülmektedir.

- Yerel Nu sayısı ESP'lerin ön kenarında artış gösterirken, akış ayrımı nedeniyle üst ve arka kenarlarda önemli ölçüde azalmıştır. Bu sonuç, özellikle daha yüksek ($H_p/d = 0,467$) boyutsuz pin yüksekliklerinde daha belirgindir.
- Eliptik pinlerin sağladığı geometrik avantajlar nedeniyle tüm durumlar için TPC sonuçları birden büyüktür ve dolayısıyla basınç düşümü artışının kabul edilebilir düzeyde olduğu görülmüştür. Ayrıca, düz yüzeydeki sayısal sonuçlar, eliptik şekilli pinlerin hedef yüzeydeki ısı transfer performansını artırma konusunda önemli bir potansiyele sahip olduğunu göstermiştir.

Eliptik pinli içbükey hedef yüzey modelinde ise aşağıdaki sonuçlara varılmıştır:

- İçbükey yüzeye eliptik pinler monte edilerek genel ısı transferi artırılmıştır. Çünkü yüzeyde pinlerin bulunması sıcak hedef yüzey ile soğutucu akışkan arasındaki etkileşimi arttırmıştır. Örneğin, $Re = 25000$ ve $H/d = 8,0$ için kademeli dizili geleneksel jet çarpmalı soğutmada (uzatılmış jet delikleri olmadan), yüzey üzerine yalnızca pinlerin monte edilmesiyle ısı transferi pürüzsüz bir yüzeye kıyasla %12,95 oranında artmıştır. Öte yandan, uzatılmış jet ve pin kombinasyonu kullanılarak maksimum ısı transferi artışı $H/d = 8,0$ 'da $Re = 25000$ için G/d 'nin 8,0'dan 0,5'e düşürülmesiyle %55,68 olarak elde edilmiştir.
- Önerilen fiziksel modeller, özellikle $G/d \leq 2,0$ olduğu durumlarda, pinlerle pürüzlendirilmiş bir yüzey üzerinde konvektif ısı transferini artırmaktadır. Tüm akış koşulları için uzatılmış jet tasarımı TPC değerlerine göre uygundur, çünkü ısı transferindeki artış, basınç düşümündeki artışa kıyasla daha baskındır.

Aerofoil pinli içbükey hedef yüzey modelinde şu sonuçlar elde edilmiştir:

- Aerofoil pinlerin ilgili yüzeye monte edilmesi konvektif ısı transferini arttırmıştır. Örneğin, $G/d = 2,0$ ve R_2 konfigürasyonu göz önüne alındığında, hedef yüzeye yalnızca pinler eklenerek pürüzsüz yüzeye kıyasla ısı transferinde yaklaşık %18,38'lik bir artış gözlenmiştir. Geleneksel jet çarpma modeline göre toplam ısı transferindeki en iyi artış, G/d 'yi 0,5'e düşürerek R_2 tasarımına sahip pinli modelde %52,81 olarak elde edilmiştir.

- Hem uzatılmış nozul delikleri hem de pinler, hedef yüzeydeki ısı transferini artırmıştır. Pinler, jet bölgeleri arasındaki asimetrik dağılımı önleyerek akış yönü boyunca daha homojen bir yerel ısı transferi sağlamıştır. Öte yandan, uzatılmış jetler, ısı transferinin tekdüzeliğinden daha ziyade çarpma bölgesindeki ısı transferini arttırmıştır.
- İki sıralı pin düzeni (R_2), tek sıralı (R_1) ve üç sıralı (R_3) pin düzenlerine kıyasla hem ortalama Nu sayılarını hem de TPC değerlerini iyileştirmesi açısından nispeten daha iyi sonuçlar vermiştir. R_1 haricinde test edilen tüm pin düzenlemelerinde $G/d \leq 2,0$ koşulu sağlandığında, ısı transferi iyileştirmesi ve pompalama gücü artışı dengelenmek amacıyla uzatılmış nozul ve pin kombinasyonunun TPC değerlerine göre uygulanabilir olduğu belirlenmiştir.

V-ribli içbükey hedef yüzey modelinde aşağıdaki sonuçlara varılmıştır:

- Sayısal sonuçlar, yüzeye çarpan jet akımının duvar jet bölgesinde bitişik jet akımlarıyla karşılaşması sonucu durma bölgelerinin oluştuğunu ve buna bağlı olarak bu bölgelerdeki ısı transferini olumsuz etkilediğini göstermektedir. Ancak bu bölgelere riblerin ve pinlerin ilavesiyle ölü akış bölgeleri azaltılmıştır. Bunun sonucunda ısı transferinde nispeten bir artış ve daha düzgün bir ısı transfer dağılımı sağlanmıştır.
- Riblerin ilgili yüzeye monte edilmesi, geleneksel (uzatılmış jet delikleri ve ribler olmadan) jet çarpmalı soğutma şeması ile karşılaştırıldığında, özellikle $\alpha = 45^\circ$ rib açısı için ısı transfer performansında önemli bir artışa yol açmıştır. Bu iyileşme, artan akış etkileşimine ve yüzeye yakın bölgelerde artan türbülans yoğunluğuna bağlıdır. Buna ilave olarak, riblerin kullanımı sonucu yüzeye yakın bölgelerde ısı transferini artırabilen ikincil girdapların oluşması nedeniyle akış alanı daha türbülanslı hale gelmiştir. Örneğin, $G/d = 8,0$ ve $Re = 25000$ 'de ilgili yüzeye sadece riblerin yerleştirilmesiyle pürüzsüz bir yüzeye kıyasla ısı transferi %15,70 artırılmıştır. Ayrıca $Re = 25000$ 'de uzatılmış jet ve V-rib kombinasyonu kullanılarak $H_f/d = 0,2$ için G/d 'nin 0,5'e düşürülmesi ile en yüksek ısı transfer artışı %47,23 olarak belirlenmiştir.
- TPC değerleri dikkate alındığında, içbükey hedef yüzeye sahip bir dizi çarpmalı jette uzatılmış nozulların ve riblerin bir arada bulunması sonucu

özellikle $G/d \leq 2,0$ modellerinde, ısı transferinde meydana gelen artışın basınç kaybında meydana gelen artıştan daha baskın olduğu görülmüştür.

- Bu çalışma, rib-pürüzlü içbükey yüzey üzerinde kademeli dizili jet çarpma konfigürasyonunda uzatılmış nozul deliklerinin ısı transferi ve akış özellikleri üzerindeki etkisine ilişkin değerli bilgiler sağlamasına rağmen, bu bulgular aynı zamanda çeşitli mühendislik uygulamaları için soğutma sistemlerinin tasarımına ve optimizasyonuna da yardımcı olabilir.

DeneySEL çalışmadan elde edilen genel sonuçlar ise aşağıdaki gibidir.

- DeneySEL sonuçlara göre G/d oranının azalması ile birlikte özellikle ilk jetlerin yerel ısı taşınım katsayılarında artma eğilimi görülmektedir. Tüm modellerde en düşük ısı taşınım katsayıları $G/d = 6$ 'da elde edilmiştir. G/d 'nin 6'dan 1'e düşmesi ortalama ısı taşınım katsayılarını incelenen tüm modellerde artırmıştır. Genel olarak, tüm G/d oranları için $H_c/d = 0,67$ hariç konik pinli yüzeylerde hedef yüzeyin ortalama ısı taşınım katsayılarının pürüzsüz yüzeylerdekine kıyasla minimum %5'ten fazla olduğu tespit edilmiştir.
- Deney sonuçlarına göre nozul-hedef yüzey mesafesinin azaltılması ve konik pin ilavesi jet akışı üzerinde olumsuz etkiye neden olan çapraz akışın etkilerini azaltarak özellikle çarpma bölgelerinde belirgin bir ısı transfer artışına yol açmıştır. Test modellerinde özellikle ilk jet bölgelerinde önemli bir ısı transfer artışı meydana gelmiştir. DeneySEL sonuçlar göz önünde bulundurulduğunda G/d oranının 2'nin altına düşmesi ısı transferini olumsuz etkilemektedir. Aynı şekilde, H_c/d oranının 0,67 civarında olması ısı transferinde önemli bir artışa yol açmamaktadır.
- Nozulun hedef yüzeye uzatılması ve konik pin yüksekliğinin artması özellikle $G/d = 1$ ve $H_c/d = 1,33$ parametrelerinde basınç kaybını önemli ölçüde artırarak termal performans değerinin düşmesine neden olmuştur. Buna karşılık $G/d = 6$ olan modellerde en düşük basınç kayıpları ölçülmüştür. Konik pin kullanımı uzatılmış jet modellerinde $G/d = 1$ haricinde basınç kaybında bariz bir artışa neden olmamaktadır. TPC değerlerine göre $G/d = 1$ modelinde konik pin kullanımı basınç kaybını çok fazla artırdığı için uygulanabilir değildir. En yüksek TPC değerleri geleneksel jet çarpmalı modelde ($G/d = 6$) meydana gelmektedir. Minimum TPC değerleri ise $G/d = 1$ olan modelde elde edilmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] Wilde, G.L. 1995. A New Approach To The Design Of The Large Turbofan Power Plant. *Proc Inst Mech Eng Part G J Aerosp Eng*, 209, 85–104. https://doi.org/10.1243/pime_proc_1995_209_277_02.
- [2] Yang, L., Ren, J., Jiang, H., Ligrani, P. 2014. Experimental And Numerical Investigation Of Unsteady Impingement Cooling Within A Blade Leading Edge Passage. *Int J Heat Mass Transf*, 71, 57–68. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.12.006>.
- [3] Sadegh, M.F., Vajdi, M., Motallebzadeh, A., Sha, J., Shokouhimehr, M., Shahedi, A.M. 2019. Numerical Analyses Of Heat Transfer And Thermal Stress In A Zrb2 Gas Turbine Stator Blade. *Ceram Int*, 45, 17742–50. <https://doi.org/10.1016/j.ceramint.2019.05.344>.
- [4] Rao, Y., Liu, Y., Wan, C. 2018. Multiple-Jet Impingement Heat Transfer In Double-Wall Cooling Structures With Pin Fins And Effusion Holes. *Int J Therm Sci*, 133, 106–19. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.07.021>.
- [5] Kakaras, E., Doukelis, A., Karellas, S. 2004. Compressor Intake-Air Cooling In Gas Turbine Plants. *Energy*, 29, 2347–58. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2004.03.043>.
- [6] Zhang, G., Zhu, R., Xie, G., Li, S., Sundén, B. 2022. Optimization Of Cooling Structures In Gas Turbines: A Review. *Chinese J Aeronaut*, 35, 18–46. <https://doi.org/10.1016/j.cja.2021.08.029>.
- [7] Budugur, L. 1995. Turbine Cooling and Heat Transfer. Fluid Dyn. Heat Transf. Turbomach., John Wiley & Sons, Ltd, p. 597–721. <https://doi.org/https://doi.org/10.1002/9780470172629.ch7>.
- [8] Sahoo, D., Sharif, M. 2004. Numerical Modeling Of Slot-Jet Impingement Cooling Of A Constant Heat Flux Surface Confined By A Parallel Wall. *Int J Therm Sci*, 43, 877–87. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2004.01.004>.
- [9] Cremins, M.W., Lachance, A.T., Snow, C.P., Benson, M.J., Van, B.P., VerHulst, C.M., 2016. Experimental And Computational Flow Analyses Of A Confined Jet Impinging On A Flat Plate. *52nd AIAA/SAE/ASEE Jt Propuls Conf 2016*, 1–10. <https://doi.org/10.2514/6.2016-4856>.
- [10] Fechter, S., Terzis, A., Ott, P., Weigand, B., Von, J., Cochet, M. 2013. Experimental And Numerical Investigation Of Narrow Impingement Cooling Channels. *Int J Heat Mass Transf*, 67, 1208–19. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.09.003>.
- [11] Caliskan, S. 2013. Flow And Heat Transfer Characteristics Of Transverse Perforated Ribs Under Impingement Jets. *Int J Heat Mass Transf*, 66, 244–60. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.07.027>.

- [12] Tan, L., Zhang, J.Z., Xu, H.S. 2014. Jet Impingement On A Rib-Roughened Wall Inside Semi-Confined Channel. *Int J Therm Sci*, 86, 210–8. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2014.06.037>.
- [13] Kannan, B.T., Sundararaj, S. 2015. Steady State Jet Impingement Heat Transfer From Axisymmetric Plates With And Without Grooves. *Procedia Eng*, 127, 25–32. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.11.320>.
- [14] Yang, Y.T, Peng, H.S. 2015. Numerical Study Of Pin-Fin Heat Sink With Un-Uniform Fin Height Design. *Int J Heat Mass Transf*, 51, 4788–96. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.02.017>.
- [15] Xie, Y., Shi, D., Shen, Z. 2017. Experimental And Numerical Investigation Of Heat Transfer And Friction Performance For Turbine Blade Tip Cap With Combined Pin-Fin-Dimple/Protrusion Structure. *Int J Heat Mass Transf*, 104, 1120–34. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.09.032>.
- [16] Zhang, D., Jing, Q., Xie, Y., Shen, Z. 2016. Numerical Prediction On Turbine Blade Internal Tip Cooling With Pin-Fin And Dimple/Protrusion Structures. *Numer Heat Transf Part A Appl*, 70, 1021–40. <https://doi.org/10.1080/10407782.2016.1214515>.
- [17] Allauddin, U., Uddin, N., Weigand, B. 2013. Heat Transfer Enhancement By Jet Impingement On A Flat Surface With Detached-Ribs Under Cross-Flow Conditions. *Numer Heat Transf Part A Appl*, 63, 921–40. <https://doi.org/10.1080/10407782.2013.757155>.
- [18] Behnia, M., Parneix, S., Durbin, P.A. 1998. Prediction Of Heat Transfer In An Axisymmetric Turbulent Jet Impinging On A Flat Plate. *Int J Heat Mass Transf*, 41, 1845–55. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(97\)00254-8](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(97)00254-8).
- [19] Sang-Joon, L., Jung-Ho, L., Dae-Hee, L. 1994. Local Heat Transfer Measurements From An Elliptic Jet Impinging On A Flat Plate Using Liquid Crystal. *Int J Heat Mass Transf*, 37, 967–76. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(94\)90221-6](https://doi.org/10.1016/0017-9310(94)90221-6).
- [20] Kercher, D.M., Tabakoff, W. 1970. Heat Transfer By A Square Array Of Round Air Jets Impinging Perpendicular To A Flat Surface Including The Effect Of Spent Air. *J Eng Power*, 92, 73–82. <https://doi.org/10.1115/1.3445306>.
- [21] Hout, R., Rinsky, V., Sasson, N., Hershovich, C., Tshuva, M., Grobman, Y.J. 2018. Axisymmetric Jet Impingement On A Dimpled Surface Effect Of Impingement Location On Flow Field Characteristics. *Int J Heat Fluid Flow*, 74, 53–64. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2018.09.010>.
- [22] Sriromreun, P., Sriromreun, P. 2018. Experimental And Numerical Studies Of Heat Transfer Characteristics For Impinging Jet On Dimple Surfaces. *Chem Eng Trans*, 70, 1273–8. <https://doi.org/10.3303/CET1870213>.
- [23] Hong, S.K., Lee, D.H., Cho, H.H. 2008. Heat/Mass Transfer Measurement On Concave Surface In Rotating Jet Impingement. *J Mech Sci Technol*, 22, 1952–8. <https://doi.org/10.1007/s12206-008-0738-5>.
- [24] Rhee, D.H., Choi, J.H., Cho, H.H. 2003. Flow And Heat (Mass) Transfer Characteristics In An Impingement/Effusion Cooling System With Crossflow. *J Turbomach*, 125, 74–82. <https://doi.org/10.1115/1.1519835>.

- [25] Bailey, J.C., Bunker, R.S. 2002. Local Heat Transfer And Flow Distributions For Impinging Jet Arrays Of Dense And Sparse Extent. *Turbo Expo Parts A B*, 3, 855–64. <https://doi.org/10.1115/GT2002-30473>.
- [26] Wang, T., Lin, M., Bunker, R.S. 2005. Flow And Heat Transfer Of Confined Impingement Jets Cooling Using A 3-D Transient Liquid Crystal Scheme. *Int J Heat Mass Transf*, 48, 4887–903. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.04.020>.
- [27] Herrero, M.R., Buchlin, J.M. 2011. Jet Impingement Heat Transfer From Lobed Nozzles. *Int J Therm Sci*, 50, 1199–206. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2011.02.017>.
- [28] Hwang, S.D., Lee, C.H., Cho, H.H. 2001. Heat Transfer And Flow Structures In Axisymmetric Impinging Jet Controlled By Vortex Pairing. *Int J Heat Fluid Flow*, 22, 293–300. [https://doi.org/10.1016/S0142-727X\(01\)00091-1](https://doi.org/10.1016/S0142-727X(01)00091-1).
- [29] Yong, S., Zhang, J.Z., Xie, G.N. 2015. Convective Heat Transfer For Multiple Rows Of Impinging Air Jets With Small Jet-To-Jet Spacing In A Semi-Confined Channel. *Int J Heat Mass Transf*, 86, 832–42. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.03.073>.
- [30] Fenot, M., Vullierme, J.J., Dorignac, E. 2005. Local Heat Transfer Due To Several Configurations Of Circular Air Jets Impinging On A Flat Plate With And Without Semi-Confinement. *Int J Therm Sci*, 44, 665–75. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2004.12.002>.
- [31] Huber, A.M., Viskanta, R. 1994. Effect Of Jet-Jet Spacing On Convective Heat Transfer To Confined, Impinging Arrays Of Axisymmetric Air Jets. *Int J Heat Mass Transf*, 37, 2859–69. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(94\)90340-9](https://doi.org/10.1016/0017-9310(94)90340-9).
- [32] Yan, W.M., Mei, S.C., Liu, H.C., Soong, C.Y., Yang, W.J. 2004. Measurement Of Detailed Heat Transfer On A Surface Under Arrays Of Impinging Elliptic Jets By A Transient Liquid Crystal Technique. *Int J Heat Mass Transf*, 47, 5235–45. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.06.031>.
- [33] Yalçinkaya, O., Durmaz, U., Tepe, A.Ü., Uysal, Ü., Özel, M.B. 2023. Thermal Performance Of Elliptical Pins On A Semicircular Concave Surface In The Staggered Array Jet Impingement Cooling. *Appl Therm Eng*, 231. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120998>.
- [34] Tepe, A.Ü., Arslan, K., Yetisken, Y., Uysal, Ü. 2019. Effects Of Extended Jet Holes To Heat Transfer And Flow Characteristics Of The Jet Impingement Cooling. *J Heat Transfer*, 141, 1–14. <https://doi.org/10.1115/1.4043893>.
- [35] Ekkad, S.V., Esposito, E.I., Kim, Y.W. 2008. Zero-Cross-Flow Impingement Via An Array of Differing Length, Extended Ports, Patent Application Publication (10) Pub. No.: US20080271458A1.
- [36] Jung, E.Y., Park, C.U., Lee, D.H., Kim, K.M., Woo, T.K., Cho, H.H. 2012. Heat Transfer Characteristics Of An Angled Array Impinging Jet On A Concave Duct. *Proc ASME Turbo Expo*, 4, 601–7. <https://doi.org/10.1115/GT2012-69566>.

- [37] Jung, E.Y., Park, C.U., Lee, D.H., Kim, K.M., Cho, H.H. 2018. Effect Of The Injection Angle On Local Heat Transfer In A Showerhead Cooling With Array Impingement Jets. *Int J Therm Sci*, 124, 344–55. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2017.10.033>.
- [38] Tepe, A.Ü., Yetişken, Y., Uysal, Ü., Arslan, K. 2020. Experimental And Numerical Investigation Of Jet Impingement Cooling Using Extended Jet Holes. *Int J Heat Mass Transf*, 158. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119945>.
- [39] Tepe, A.Ü., Uysal, Ü., Yetişken, Y., Arslan, K. 2020. Jet Impingement Cooling On A Rib-Roughened Surface Using Extended Jet Holes. *Appl Therm Eng*, 178. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115601>.
- [40] Pazarlıoğlu H.K., Tepe, A.Ü., Tekir, M., Arslan, K. 2022. Effect Of New Design Of Elongated Jet Hole On Thermal Efficiency Of Solar Air Heater. *Therm Sci Eng Prog*, <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2022.101483>.
- [41] Heo, M.W., Lee, K.D., Kim, K.Y. 2012. Parametric Study And Optimization Of Staggered Inclined Impinging Jets On A Concave Surface For Heat Transfer Augmentation. *Numer Heat Transf Part A Appl*, 61, 442–62. <https://doi.org/10.1080/10407782.2012.654453>.
- [42] Guan, T., Zhang, J.Z., Shan, Y. 2016. Convective Heat Transfer By A Row Of Tab-Excited Impinging Jets On A Wedge-Shaped Concave Surface. *Int J Therm Sci*, 100, 37–53. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2015.09.015>.
- [43] Rao, Y., Liu, Y., Wan, C. 2018. Multiple-Jet Impingement Heat Transfer In Double-Wall Cooling Structures With Pin Fins And Effusion Holes. *Int J Therm Sci*, 133, 106–19. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.07.021>.
- [44] Brakmann, R., Chen, L., Weigand, B., Crawford, M. 2016. Experimental And Numerical Heat Transfer Investigation Of An Impinging Jet Array On A Target Plate Roughened By Cubic Micro Pin Fins. *J Turbomach*, 138, 1–11. <https://doi.org/10.1115/1.4033670>.
- [45] Ndao, S., Lee, H.J., Peles, Y., Jensen, M.K. 2012. Heat Transfer Enhancement From Micro Pin Fins Subjected To An Impinging Jet. *Int J Heat Mass Transf*, 55, 413–21. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.09.037>.
- [46] Ndao, S., Peles, Y., Jensen, M.K. 2014. Effects Of Pin Fin Shape And Configuration On The Single-Phase Heat Transfer Characteristics Of Jet Impingement On Micro Pin Fins. *Int J Heat Mass Transf*, 70, 856–63. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.11.062>.
- [47] Pandit, J., Thompson, M., Ekkad, S.V., Huxtable, S.T. 2014. Effect Of Pin Fin To Channel Height Ratio And Pin Fin Geometry On Heat Transfer Performance For Flow In Rectangular Channels. *Int J Heat Mass Transf*, 77, 359–68. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.05.030>.
- [48] Hua, J., Li, G., Zhao, X., Li, Q. 2017. Experimental Study On Thermal Performance Of Micro Pin Fin Heat Sinks With Various Shapes. *Heat Mass Transf Und Stoffuebertragung*, 53, 1093–104. <https://doi.org/10.1007/s00231-016-1880-8>.

- [49] Wan, W., Deng, D., Huang, Q., Zeng, T., Huang, Y. 2017. Experimental Study And Optimization Of Pin Fin Shapes In Flow Boiling Of Micro Pin Fin Heat Sinks. *Appl Therm Eng*, 114, 436–49. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.11.182>.
- [50] Ambreen, T., Kim, M.H. 2018. Effect Of Fin Shape On The Thermal Performance Of Nanofluid-Cooled Micro Pin-Fin Heat Sinks. *Int J Heat Mass Transf*, 126, 245–56. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.05.164>.
- [51] Singh, P., Zhang, M., Ahmed, S., Ramakrishnan, K.R., Ekkad, S. 2019. Effect Of Micro-Roughness Shapes On Jet Impingement Heat Transfer And Fin-Effectiveness. *Int J Heat Mass Transf*, 132, 80–95. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.11.135>.
- [52] Wan, C., Rao, Y., Zhang, X. 2013. Numerical Investigation Of Impingement Heat Transfer On A Flat And Square Pin-Fin Roughened Plates. *Heat Transf, ASME*, 3A. <https://doi.org/10.1115/GT2013-94473>.
- [53] Ndao, S., Peles, Y., Jensen, M.K. 2012. Experimental Investigation Of Flow Boiling Heat Transfer Of Jet Impingement On Smooth And Micro Structured Surfaces. *Int J Heat Mass Transf*, 55, 5093–101. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.05.009>.
- [54] Azad, G.S., Huang, Y., Han, J.C. 2002. Jet Impingement Heat Transfer On Pinned Surfaces Using A Transient Liquid Crystal Technique. *Int J Rotating Mach*, 8, 161–73. <https://doi.org/10.1080/1023-620291910798>.
- [55] Yang, Y.T., Lin, S.C., Wang, Y.H., Hsu, J.C. 2013. Numerical Simulation And Optimization Of Impingement Cooling For Rotating And Stationary Pin-Fin Heat Sinks. *Int J Heat Fluid Flow*, 44, 383–93. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2013.07.008>.
- [56] Chen, L., Brakmann, R.A., Weigand, B., Poser, R., Yang, Q. 2020. Detailed Investigation Of Staggered Jet Impingement Array Cooling Performance With Cubic Micro Pin Fin Roughened Target Plate. *Appl Therm Eng*, 171, 115095. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115095>.
- [57] Hadipour, A., Rajabi, Z.M., Dehghan, M. 2020. Effect Of Micro-Pin Characteristics On Flow And Heat Transfer By A Circular Jet Impinging To The Flat Surface. *J Therm Anal Calorim*, 140, 943–51. <https://doi.org/10.1007/s10973-019-09232-2>.
- [58] Dobbertean, M.M., Rahman, M.M. 2016. Numerical Analysis Of Steady State Heat Transfer For Jet Impingement On Patterned Surfaces. *Appl Therm Eng*, 103, 481–90. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.04.070>.
- [59] Wen, M.Y., Ho, C.Y. 2019. Study of Heat Transfer Characteristics of Perforated Circular Pin-Fin Heat Sinks Cooled By An Inclined Impinging Jet. *J Enhanc Heat Transf*, 26. <https://doi.org/10.1615/JEnhHeatTransf.2019031525>.
- [60] Rakhsha, S., Rajabi, Z.M., Saedodin, S. 2021. Experimental And Numerical Study Of Flow And Heat Transfer From A Pulsed Jet Impinging On A Pinned Surface. *Exp Heat Transf*, 34, 376–91. <https://doi.org/10.1080/08916152.2020.1755388>.

- [61] Wan, C., Rao, Y., Chen, P. 2015. Numerical Predictions Of Jet Impingement Heat Transfer On Square Pin-Fin Roughened Plates. *Appl Therm Eng*, 80, 301–9. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.01.053>.
- [62] Ravanji, A., Zargarabadi, M.R. 2021. Effects Of Pin-Fin Shape On Cooling Performance Of A Circular Jet Impinging On A Flat Surface. *Int J Therm Sci*, 161, 106684. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106684>.
- [63] Bhaumik, M., Dhanawade, K., Sur, A. 2023. A Numerical Model Analysis On Perforated Aerofoil Shaped Pin Fin Arrays In Heat Dissipation Enhancement, Pressure Drop And Optimization. *Mater Today Proc*, <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2023.05.491>.
- [64] Froissart, M., Ziólkowski, P., Dudda, W., Badur, J. 2021. Heat Exchange Enhancement Of Jet Impingement Cooling With The Novel Humped-Cone Heat Sink. *Case Stud Therm Eng*, 28. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.101445>.
- [65] Borjian, E., Yousefi, T., Ashjaee, M. 2015. Optical Interferometry To Investigate The Heat Transfer From A Vertical Cone Under Air Jet Impingement. *Opt Lasers Eng*, 67, 205–11. <https://doi.org/10.1016/j.optlaseng.2014.12.002>.
- [66] Tang, Z., Liu, Q., Li, H., Min, X. 2017. Numerical Simulation Of Heat Transfer Characteristics Of Jet Impingement With A Novel Single Cone Heat Sink. *Appl Therm Eng*, 127, 906–14. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.08.099>.
- [67] Smith, A.H., Bhavnani, S.H., Knight, R.W. 2023. Promoting Fountain Behaviors With Cone Surface Structures Under Impinging Jets. *Appl Therm Eng*, 232, 120888. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120888>.
- [68] Mhetras, S., Han, J.C., Huth, M. 2013. Impingement Heat Transfer From Jet Arrays On Turbulated Target Walls At Large Reynolds Numbers. *J Therm Sci Eng Appl*, 6, 1–10. <https://doi.org/10.1115/1.4025665>.
- [69] Alam, M.W., Bhattacharyya, S., Souayah, B., Dey, K., Hammami, F., Rahimi-Gorji, M. 2020. CPU Heat Sink Cooling By Triangular Shape Micro-Pin-Fin: Numerical Study. *Int Commun Heat Mass Transf*, 112, 104455. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2019.104455>.
- [70] Rao, Y. 2018. Jet Impingement Heat Transfer In Narrow Channels with Different Pin Fin Configurations On Target Surfaces. *J Heat Transfer*, 140. <https://doi.org/10.1115/1.4039015>.
- [71] Sundaram, R.D., Madhavan, S., Singh, P., Ekkad, S.V. 2021. Enhanced Fin-Effectiveness Of Micro-Scale Concentric-Shape Roughened Target Surface Subjected To Array Jet Impingement. *Int J Heat Mass Transf*, 173, 121148. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121148>.
- [72] Lu, X., Li, W., Li, X., Ren, J., Jiang, H., Ligrani, P. 2019. Flow And Heat Transfer Characteristics Of Micro Pin-Fins Under Jet Impingement Arrays. *Int J Heat Mass Transf*, 143, 118416. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.07.066>.

- [73] Yan, W.M., Liu, H.C., Soong, C.Y., Yang, W.J. 2005. Experimental Study Of Impinging Heat Transfer Along Rib-Roughened Walls By Using Transient Liquid Crystal Technique. *Int J Heat Mass Transf*, 48, 2420–8. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.12.048>.
- [74] Katti, V., Prabhu, S.V. 2008. Heat Transfer Enhancement On A Flat Surface With Axisymmetric Detached Ribs By Normal Impingement Of Circular Air Jet. *Int J Heat Fluid Flow*, 29, 1279–94. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2008.05.003>.
- [75] Caliskan, S., Baskaya, S. 2012. Velocity Field And Turbulence Effects On Heat Transfer Characteristics From Surfaces With V-Shaped Ribs. *Int J Heat Mass Transf*, 55, 6260–77. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.06.056>.
- [76] Caliskan, S., Baskaya, S. 2012. Experimental Investigation Of Impinging Jet Array Heat Transfer From A Surface With V-Shaped And Convergent-Divergent Ribs. *Int J Therm Sci*, 59, 234–46. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2012.04.013>.
- [77] Tong, F., Gou, W., Zhao, Z., Gao, W., Li, H., Li, L. 2020. Numerical Investigation Of Impingement Heat Transfer On Smooth And Roughened Surfaces In A High-Pressure Turbine Inner Casing. *Int J Therm Sci*, 149, 106186. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2019.106186>.
- [78] Nourin, F.N., Amano, R.S. 2023. Heat Transfer Augmentation With Multiple Jet Impingement Cooling On Dimpled Surface For Gas Turbine Blades. *ASME J Energy Resour Technol*, 145. <https://doi.org/https://doi.org/10.1115/1.4054465>.
- [79] Xu, L., Ren, D., Xi, L., Yang, T., Gao, J., Li, Y. 2023. Cooling Characteristics Of Array Jet Impinging On Grooved Target Surface Imitating Blue Whale Skin. *Appl Therm Eng*, 225, 120220. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120220>.
- [80] Qiu, D., Luo, L., Zhao, Z., Wang, S., Wang, Z., Sundén, B. 2021. On Heat Transfer And Flow Characteristics Of Jets Impingement On A Concave Surface With Varying Pin-Fin Arrangements. *Int J Therm Sci*, 170, <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2021.107163>.
- [81] Poitras, G.J., Babineau, A., Roy, G., Brizzi, L.E. 2017. Aerodynamic And Heat Transfer Analysis Of A Impinging Jet On A Concave Surface. *Int J Therm Sci*, 114, 184–95. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2016.12.019>.
- [82] Yang, G., Choi, M., Lee, J.S. 1999. An Experimental Study Of Slot Jet Impingement Cooling On Concave Surface: Effects Of Nozzle Configuration And Curvature. *Int J Heat Mass Transf*, 42, 2199–209. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(98\)00337-8](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(98)00337-8).
- [83] Gau, C., Chung, C.M. 1991. Surface Curvature Effect On Slot- Air-Jet Impingement Cooling Flow And Heat Transfer Process. *J Heat Transfer*, 113, 858–64. <https://doi.org/10.1115/1.2911214>.
- [84] Yang, B., Chang, S., Wu, H., Zhao, Y., Leng, M. 2017. Experimental And Numerical Investigation Of Heat Transfer In An Array Of Impingement Jets On A Concave Surface. *Appl Therm Eng*, 127, 473–83. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.07.190>.

- [85] Öztekin, E., Aydin, O., Avci, M. 2013. Heat Transfer In A Turbulent Slot Jet Flow Impinging On Concave Surfaces. *Int Commun Heat Mass Transf*, 44, 77–82. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2013.03.006>.
- [86] Fenot, M., Dorignac, E., Vullierme, J.J. 2008. An Experimental Study On Hot Round Jets Impinging A Concave Surface. *Int J Heat Fluid Flow*, 29, 945–56. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2008.03.015>.
- [87] Lyu, Y., Zhang, J., Liu, X., Shan, Y. 2019. Experimental Study Of Single-Row Chevron-Jet Impingement Heat Transfer On Concave Surfaces With Different Curvatures. *Chinese J Aeronaut*, 32, 2275–85. <https://doi.org/10.1016/j.cja.2019.07.002>.
- [88] Tepe, A.Ü. 2021. Numerical Investigation Of A Novel Jet Hole Design For Staggered Array Jet Impingement Cooling On A Semicircular Concave Surface. *Int J Therm Sci*, 162, 106792. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106792>.
- [89] Ravanji, A., Zargarabadi, M.R. 2020. Effects Of Elliptical Pin-Fins On Heat Transfer Characteristics Of A Single Impinging Jet On A Concave Surface. *Int J Heat Mass Transf*, 152, 119532. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119532>.
- [90] Singh, A., Prasad, B.V. 2019. Influence Of Novel Equilaterally Staggered Jet Impingement Over A Concave Surface At Fixed Pumping Power. *Appl Therm Eng*, 148, 609–19. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.11.034>.
- [91] Bu, X., Peng, L., Lin, G., Bai, L., Wen, D. 2015. Experimental Study Of Jet Impingement Heat Transfer On A Variable-Curvature Concave Surface In A Wing Leading Edge. *Int J Heat Mass Transf*, 90, 92–101. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.06.028>.
- [92] Jin, W., Wu, J., Jia, N., Lei, J., Ji, W., Xie, G. 2021. Effect Of Shape And Distribution Of Pin-Fins On The Flow And Heat Transfer Characteristics In The Rectangular Cooling Channel. *Int J Therm Sci*, 161, 106758. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106758>.
- [93] Metzger, D.E., Larson, D.E. 1986. Use Of Melting Point Surface Coatings For Local Convection Heat Transfer Measurements In Rectangular Channel Flows With 90-Deg Turns. *J Heat Transfer*, 108, 48–54. <https://doi.org/10.1115/1.3246903>.
- [94] Baughn, J.W., Ireland, P.T., Jones, T.V., Saniei, N.A. 1988. Comparison Of The Transient And Heated-Coating Methods For The Measurement Of Local Heat Transfer Coefficients On A Pin Fin. *Proc ASME Turbo Expo*, <https://doi.org/10.1115/88-GT-180>.
- [95] Chyu, M.K., Ding, H., Downs, J.P., Soechting, F.O. 1998. Determination Of Local Heat Transfer Coefficient Based On Bulk Mean Temperature Using A Transient Liquid Crystals Technique. *Exp Therm Fluid Sci*, 18, 142–9. [https://doi.org/10.1016/S0894-1777\(98\)10016-X](https://doi.org/10.1016/S0894-1777(98)10016-X).
- [96] Ozisik, M.N. 1993. *Heat Conduction*, John Willey & Sons. Inc, New York.
- [97] Valencia, A., Fiebig, M., Mitra, N.K. 1995. Influence Of Heat Conduction On Determination Of Heat Transfer Coefficient By Liquid Crystal Thermography. *Exp Heat Transf*, 8, 271–9. <https://doi.org/10.1080/08916159508946506>.

- [98] Vedula, R.J., Metzger, D.E. 1991. A Method For The Simultaneous Determination Of Local Effectiveness And Heat Transfer Distributions In Three-Temperature Convection Situations. *ASME, Int. Gas Turbine Aeroengine Congr. Expo. 36th*, Orlando.
- [99] Yu, Y., Chyu, M.K. 1996. Influence Of A Leaking Gap Downstream Of The Injection Holes On Film Cooling Performance. *ASME Int Gas Turbine Aeroengine Congr Exhib GT*. <https://doi.org/10.1115/96-GT-175>.
- [100] Wagner, G., Kotulla, M., Ott, P., Weigand, B., Wolfersdorf, J. 2005. The Transient Liquid Crystal Technique: Influence Of Surface Curvature And Finite Wall Thickness. *ASME J Turbomach*, 127, 175–82. <https://doi.org/https://doi.org/10.1115/1.1811089>.
- [101] Kline, S.J., McClintock, F.A. 1953. Describing Uncertainties In Single-Sample Experiments. *Mech Eng*, 75, pp. 3-8.
- [102] Yaçınkaya, O., Durmaz, U., Tepe, A.Ü., Uysal, U., Özel, M.B. 2022. Assessment Of Convective Heat Transfer Characteristics For Elliptical-Shaped Pin-Roughened Surface For The Jet Impingement Cooling. *J Heat Transfer*, 145, 1–11. <https://doi.org/10.1115/1.4055940>.
- [103] Bergman, T.L., Incropera, F.P., DeWitt, A.L. 2011. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7th Edition*. Danvers, John Wiley & Sons, Inc.
- [104] Zuckerman, N., Lior, N. 2005. Impingement Heat Transfer: Correlations And Numerical Modeling. *J Heat Transfer*, 127, 544–52. <https://doi.org/10.1115/1.1861921>.
- [105] Kadiyala, P.K., Chattopadhyay, H. 2018. Numerical Analysis Of Heat Transfer From A Moving Surface Due To Impingement Of Slot Jets. *Heat Transf Eng*, 39, 98–106. <https://doi.org/10.1080/01457632.2017.1288045>.
- [106] Menter, F.R. 1994. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models For Engineering Applications. *AIAA J*, 32, 1598–605. <https://doi.org/10.2514/3.12149>.
- [107] ANSYS Inc. 2018. ANSYS Fluent, Release 19.1, Help System, Theory Guide.
- [108] Richardson, L.F., Gaunt, J.A. 1927. The Deferred Approach To The Limit. Part I. Single Lattice. Part II. Interpenetrating Lattices. *Philos Trans R Soc A Math Phys Eng Sci*, <https://doi.org/10.1098/rsta.1927.0008>.
- [109] Boache, P.J. 1994. A Method For Uniform Reporting Of Grid Refinement Studies. *J Fluids Eng Trans ASME*, 116, 405–13. <https://doi.org/10.1115/1.2910291>.
- [110] Kim, T., Jung, E.Y., Bang, M., Lee, C., Moon, H.K., Cho, H.H. 2021. Heat Transfer Measurements For Array Jet Impingement With Castellated Wall. *Gen. Interes. Intern. Air Syst. Intern. Cool.*, *ASME*, <https://doi.org/10.1115/GT2021-58895>.
- [111] Behbahani, A.I., Ets, J., Associate, R., Goldstein, R.J. 1982. Local Heat Transfer To Staggered Arrays Of Impinging Circular Air.
- [112] Bergman, T.L., Lavine, A.S., Incropera, F.P., Dewitt, D.P. 2011. *Fundamentals Of Heat And Mass Transfer. 7th Ed.*, John Wiley & Sons, Inc.

- [113] Arslan, K., Onur, N. 2014. Experimental Investigation Of Flow And Heat Transfer In Rectangular Cross-Sectioned Duct With Baffles Mounted On The Bottom Surface With Different Inclination Angles. *Heat Mass Transf Und Stoffuebertragung*, 50, 169–81. <https://doi.org/10.1007/s00231-013-1236-6>.
- [114] Karwa, R., Sharma, C., Karwa, N. 2013. Performance Evaluation Criterion At Equal Pumping Power For Enhanced Performance Heat Transfer Surfaces. *J Sol Energy*, 1–9. <https://doi.org/10.1155/2013/370823>.
- [115] Lu, X., Li, W., Li, X., Ren, J., Jiang, H., Ligrani, P. 2019. Flow And Heat Transfer Characteristics Of Micro Pin-Fins Under Jet Impingement Arrays. *Int J Heat Mass Transf*, 143. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.07.066>.
- [116] Olakoyejo, O., Meyer, J. 2014. Numerical Optimisation Of Square Pin-Fins For Minimum Thermal Resistance With Non-Uniform Design Dimensions. *Proceedings of the 10th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, Orlando.
- [117] Feng, Z., Hu, Z., Lan, Y., Huang, Z., Zhang, J. 2021. Effects Of Geometric Parameters Of Circular Pin-Fins On Fluid Flow And Heat Transfer In An Interrupted Microchannel Heat Sink. *Int J Therm Sci*, 165, 106956. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2021.106956>.
- [118] Xie, G., Liu, X., Yan, H., Qin, J. 2017. Turbulent Flow Characteristics And Heat Transfer Enhancement In A Square Channel With Various Crescent Ribs On One Wall. *Int J Heat Mass Transf*, 115, 283–95. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.07.012>.
- [119] Penumadu, P.S., Rao, A.G. 2017. Numerical Investigations Of Heat Transfer And Pressure Drop Characteristics In Multiple Jet Impingement System. *Appl Therm Eng*, 110, 1511–24. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.09.057>.
- [120] Terzis, A., Ott, P., Cochet, M., Wolfersdorf, J., Weigand, B. 2015. Effect Of Varying Jet Diameter On The Heat Transfer Distributions Of Narrow Impingement Channels. *J Turbomach*, 137, 1–9. <https://doi.org/10.1115/1.4028294>.
- [121] Tepe, A.Ü. 2021. Improvement Of Film Cooling Effectiveness On A Flat Surface Subjected To Streamwise Pressure Gradient By Using Ramp. *Int J Therm Sci*, 163, 106846. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2021.106846>.
- [122] Chyu, M.K., Natarajan, V. 1996. Heat Transfer On The Base Surface Of Three-Dimensional Protruding Elements. *Int J Heat Mass Transf*, 39, 2925–35. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(95\)00381-9](https://doi.org/10.1016/0017-9310(95)00381-9).
- [123] Viskanta, R. 1993. Nusselt-Reynolds Prize Paper Heat Transfer To Impinging Isothermal Gas And Flame Jets. *Exp Therm Fluid Sci*, 6, 111–34. [https://doi.org/https://doi.org/10.1016/0894-1777\(93\)90022-B](https://doi.org/https://doi.org/10.1016/0894-1777(93)90022-B).
- [124] Boudraa, B., Bessaïh, R. 2021. Numerical Investigation Of Jet Impingement Cooling An Isothermal Surface Using Extended Jet Holes With Various Binary Hybrid Nanofluids. *Int Commun Heat Mass Transf*, 127, 105560. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2021.105560>.

- [125] Behbahani, A.I., Goldstein, R.J. 1982. Local Heat Transfer To Staggered Arrays Of Impinging Circular Air Jets. *Proc ASME Turbo Expo*, <https://doi.org/10.1115/82-GT-211>.
- [126] Maradiya, C., Vadher, J., Agarwal, R. 2018. The Heat Transfer Enhancement Techniques And Their Thermal Performance Factor. *Beni-Suef Univ J Basic Appl Sci*, 7, 1–21. <https://doi.org/10.1016/j.bjbas.2017.10.001>.
- [127] Chang, S.W., Chiang, P.A., Cai, W.L. 2021. Thermal Performance Of Impinging Jet-Row Onto Trapezoidal Channel With Different Effusion And Discharge Conditions. *Int J Therm Sci*, 159, 106590. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106590>.
- [128] Tong, F., Gou, W., Zhao, Z., Gao, W., Li, H., Li, L. 2020. Numerical Investigation Of Impingement Heat Transfer On Smooth And Roughened Surfaces In A High-Pressure Turbine Inner Casing. *Int J Therm Sci*, 149, 106186. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2019.106186>.

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Orhan YALÇINKAYA

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2015, Sakarya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği
- **Yüksek Lisans** : 2019, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM:

- 2018 yılından beri Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünde araştırma görevlisi olarak görev almaktadır.

TEZDEN TÜRETİLEN ESERLER:

- Yalçinkaya, O., Durmaz, U., Tepe, A.Ü., Uysal, Ü., Özel, M.B. 2023. Thermal Performance Of Elliptical Pins On A Semicircular Concave Surface In The Staggered Array Jet Impingement Cooling. *Appl Therm Eng*, 231. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120998>.
- Yalçinkaya, O., Durmaz, U., Tepe, A.Ü., Uysal, Ü., Özel, M.B. 2022. Effect Of Slot-Shaped Pins On Heat Transfer Performance In the Extended Jet Impingement Cooling. *Int J Therm Sci*, 179. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2022.107698>.
- Yalçinkaya, O., Durmaz, U., Tepe, A.Ü., Uysal, Ü., Özel, M.B. 2022. Assessment Of Convective Heat Transfer Characteristics For Elliptical-Shaped Pin-Roughened Surface For The Jet Impingement Cooling. *J Heat Transfer*, 145, 1–11. <https://doi.org/10.1115/1.4055940>.