

**T.C.
SAKARYA UYGULAMALI BİLİMLER ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**FARKLI JET GEOMETRİLİ DİKDÖRTGEN KESİTLİ
KANALLARDA ISI TRANSFERİNİN TERMOKROMİK SIVI
KRİSTAL METODU İLE DENEYSEL İNCELENMESİ**

DOKTORA TEZİ

Metin SÖZBİR

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE EĞİTİMİ

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Ünal UYSAL

Mayıs 2022

T.C.
SAKARYA UYGULAMALI BİLİMLER ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

FARKLI JET GEOMETRİLİ DİKDÖRTGEN KESİTLİ
KANALLARDA ISI TRANSFERİNİN TERMOKROMİK SIVI
KRİSTAL METODU İLE DENEYSEL İNCELENMESİ

DOKTORA TEZİ

Metin SÖZBİR

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE EĞİTİMİ

Bu tez 25/05/2022 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği ile kabul edilmiştir.

| JÜRİ | BAŞARI DURUMU |
|------------------------------------|---------------|
| Jüri Başkanı: Doç. Dr. Ünal UYSAL | BAŞARILI |
| Üye: Prof. Dr. Halil İbrahim SARAÇ | BAŞARILI |
| Üye: Doç. Dr. Cemil YİĞİT | BAŞARILI |
| Üye: Prof. Dr. Yusuf ÇAY | BAŞARILI |
| Üye: Prof. Dr. Kemal ERMİŞ | BAŞARILI |

BEYAN

Tez içindeki tüm verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğunu, tezde yer alan verilerin bu üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim.

Metin SÖZBİR

25/05/2022

TEŞEKKÜR

Doktora eğitimim süresince bana güç, sabır ve araştırma/inceleme yeteneği bağışlayan Allah'a; bu dünyaya gelmeme vesile olarak bu imkanlara sahip olmamı sağlayan merhum babam Refik SÖZBİR ve merhume annem Bulut SÖZBİR'e; subaylık görevim esnasında beni teşvik eden, destekleyen ve yönlendiren A. Hamdi SULUÇAY'a; her türlü yardım ve fedakârlığı sağlayan; bilgi, tecrübe ve güler yüzüyle çalışmama ışık tutan, bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım, her konuda bilgi ve desteğini almaktan çekinmediğim, araştırmamın planlanmasından yazılmasına kadar tüm aşamalarında yardımlarını esirgemeyen, teşvik eden, aynı titizlikle beni yönlendiren ve ayrıca bana bu çalışmayı vererek kendimi geliştirmemi sağlayan, çalışmamın yöneticisi hocam Doç. Dr. Ünal UYSAL'a, tez izleme ve savunma jürilerinde bulunan hocalarıma, her zaman ve her yerde desteğini hiç esirgemeyen Prof. Dr. Nedim SÖZBİR'e, çalışmam sırasında yardımlarını esirgemeyen Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Laboratuvarı'nda görevli olan tekniker Metin GÜNAY'a ile Sakarya Uygulamalı Bilimler Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü sekreteri Serkan BİLGEÇ'e yardım ve desteklerinden ötürü teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Hayatımda her daim yanımda olduğu gibi; Eğitim-Öđretim süreci içerisinde de yanımda olan, manevi desteklerini esirgemeyen eşim Fitnet SÖZBİR ve kızlarım Hande Didar ile Ilgın Dila'ya gösterdikleri sabır ve özveriden dolayı aileme ve ebeveynlerime teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

| | |
|---|-----------|
| BEYAN..... | iii |
| TEŞEKKÜR | i |
| İÇİNDEKİLER..... | ii |
| KISALTMALAR | v |
| SİMGELER..... | vi |
| TABLolar LİSTESİ..... | vii |
| ŞEKİLLER LİSTESİ..... | viii |
| ÖZET..... | x |
| SUMMARY | xi |
| | |
| BÖLÜM 1. | |
| GİRİŞ | 1 |
| | |
| BÖLÜM 2. | |
| LİTERATÜR ARAŞTIRMASI..... | 4 |
| | |
| BÖLÜM 3. | |
| GAZ TÜRBİNLERİ VE SOĞUTMA YÖNTEMLERİ | 23 |
| 3.1. Gaz Türbinleri..... | 23 |
| 3.2. Soğutma Yöntemleri..... | 25 |
| | |
| BÖLÜM 4. | |
| TERMOKROMİK SIVI KRİSTAL (TLC) METODU..... | 28 |
| 4.1. Giriş | 28 |
| 4.2. Sıvı Kristal Çeşitleri | 29 |
| 4.2.1 Mikrokapsüller (ME) | 30 |
| 4.2.2 Polimer dağılım (PD)..... | 31 |
| 4.3. Termokromik Sıvı Kristal Sıcaklık Görüntüleme Metodları..... | 31 |
| 4.3.1 Nitel sıcaklık görüntüleme metodu | 31 |
| 4.3.2 Nicel sıcaklık görüntüleme metodu | 32 |
| 4.3.3 Renk-sıcaklık tepkimesi kalibrasyonu | 33 |

| | |
|--|----|
| 4.3.4 Doğrudan kalibrasyon metodu | 33 |
| 4.3.5 Müteakip izoterm metodu | 33 |
| 4.3.6 Gradyan metodu | 33 |
| 4.4. Sıcaklık Ölçümündeki Hataların Kaynakları | 34 |
| 4.5. Metodun Teorisi | 34 |
| 4.5.1 Kararlı hal sıvı kristal metodu | 35 |
| 4.5.2 Kararsız hal sıvı kristal metodu | 36 |
| 4.6. Liquid Crystal Imaging Analyser Görüntü İşleme Programı | 38 |

BÖLÜM 5.

| | |
|--|-----------|
| DENEY DÜZENEĞİ VE PROSEDÜR | 41 |
| 5.1. Deneysel Çalışmanın Amacı | 41 |
| 5.2. Deneysel Düzenek | 41 |
| 5.2.1 Deneysel düzenek ekipmanları | 44 |
| 5.2.1.1. Kompresör | 44 |
| 5.2.1.2. Basınçlı hava tankı | 44 |
| 5.2.1.3. Hava filtresi/regülatör | 45 |
| 5.2.1.4. Küresel vana (akış ayar valfi) | 45 |
| 5.2.1.5. Debimetre | 45 |
| 5.2.1.6. Dijital manometre | 46 |
| 5.2.1.7. Isıtıcılar ve reosta (varyak) | 46 |
| 5.2.1.8. By-pass hattı borusu | 47 |
| 5.2.1.9. Kontrol panosu | 47 |
| 5.2.1.10. DC (doğru akım) güç kaynağı | 47 |
| 5.2.1.11. Dijital video (DV) kamera | 48 |
| 5.2.1.12. Işıklandırma sistemi | 48 |
| 5.2.1.13. Dijital diferansiyel basınç ölçer | 49 |
| 5.2.1.14. Bilgisayar (PC) | 49 |
| 5.2.1.15. Termokromik sıvı kristal (TLC) | 50 |
| 5.2.1.16. Test ünitesi (deneysel model) | 50 |
| 5.2.1.17. Deneysel modelleri | 51 |
| 5.2.1.18. Deneysel modellerinin kodlaması | 56 |
| 5.2.1.19. Termokromik sıvı kristal yüzeyinin hazırlanması | 57 |
| 5.3. Deneysel Prosedürü | 58 |
| 5.3.1 Deneysel modelinin hazırlanması | 59 |
| 5.3.2 Ön hazırlık seviyesi | 59 |
| 5.3.3 Deneysel yapılışı | 59 |
| 5.3.4 Deneysel sonrası incelenmesi gereken proses | 61 |
| 5.4. Deneysel Belirsizlik Analizi | 61 |
| 5.5. Reynolds Sayısı Hesaplanması | 63 |
| 5.5.1 $D_h=2.5$ mm olan çarpmalı jet için Re sayısı hesaplanması | 63 |

BÖLÜM 6.

| | |
|---|-----------|
| DENEYSEL SONUÇLAR | 66 |
| 6.1. Jet-Hedef Plaka Aralığının Isı Taşınım Katsayısına Etkisinin İncelenmesi | 68 |
| 6.2. Jet Hidrolik Çapının Isı Taşınım Katsayısına Etkisinin İncelenmesi | 70 |
| 6.3. Reynolds Sayısının Isı Taşınım Katsayısına Etkisinin İncelenmesi | 73 |

| | |
|---|----|
| 6.4. Özel Tespitler..... | 77 |
| 6.4.1 Çapraz akışın ısı taşınım katsayısına etkisinin incelenmesi..... | 77 |
| 6.4.2 Basınç kaybının ısı taşınım katsayısına etkisinin incelenmesi..... | 77 |
| 6.5. Akış Yönünde E/Ü Jet Tepe Noktası Değiştirildiğinde h_{ort} Etkisinin İncelenmesi..... | 78 |
| 6.6. X-Satır ile Y-Kolon Dilimlerinde h_{ort} Etkisinin İncelenmesi | 79 |
| 6.6.1 G10_D25_Q20'deki X-satır dilimlerinde h_{ort} etkisinin incelenmesi..... | 79 |
| 6.6.2 G10_D25_Q20'deki Y-kolon dilimlerinde h_{ort} etkisinin incelenmesi | 81 |
| 6.6.3 G10_D25_Q50'deki X-satır dilimlerinde h_{ort} etkisinin incelenmesi..... | 83 |
| 6.6.4 G10_D25_Q50'deki Y-kolon dilimlerinde h_{ort} etkisinin incelenmesi..... | 86 |

BÖLÜM 7.

| | |
|--------------------------------|-----------|
| SONUÇ VE ÖNERİLER | 88 |
|--------------------------------|-----------|

| | |
|-----------------------|-----------|
| KAYNAKLAR..... | 91 |
|-----------------------|-----------|

KISALTMALAR

| | |
|----------------|---|
| CFD | : Hidrolik Akışkanlar Dinamiği (HAD), |
| DAQ | : Bilgisayar yardımıyla kayıt eden veri toplama sistemi, |
| DV | : Dijital video, |
| FVM | : Sonlu hacim metodu, |
| GT | : Gaz türbini, |
| G15 | : Jet- hedef plaka aralığı 15 mm, |
| ITK | : Isı taşınım katsayısı, |
| LCIA | : Liquid Crystal Imaning Analyser görüntü işleme programı, |
| NGV | : Nozul klavuz kanat, |
| PIV | : Parçacık görüntülemeli hız ölçme sistemi, |
| Q20 | : Debi 20 m ³ /h, |
| TÇS/TET | : Türbin çıkış sıcaklığı (°C), |
| TGS/TİT | : Türbin giriş sıcaklığı (°C), |
| TLC | : Termokromik sıvı kristal (Thermochromic liquid crystals), |

SİMGELER

| | |
|-----------------------------|--|
| D_{jet} | : Jet çapı, |
| h_{ort} | : Yerel ortalama ısı taşınım katsayısı (W/m^2K), |
| Nu | : Nusselt sayısı, |
| Pr | : Prandtl sayısı. |
| Re | : Reynolds sayısı, |
| Q_{jet} | : Jet akış hızı, |
| V_{Jet} | : Jet hızı, |
| μ | : Dinamik viskozite [$kg/s\ m$], |
| μ_t | : Türbülanslı viskozite [$kg/s\ m$], |
| ρ | : Yoğunluk [kg/m^3], |
| \emptyset | : Viskoz kaybolma [m^2/s^3], |
| u, v, w | : Koordinatlardaki hızlar [m/s], |
| u', v', w' | : Koordinatlardaki dalgalı hızlar [m/s], |
| $\bar{u}, \bar{v}, \bar{w}$ | : Koordinatlardaki ortalama hızlar [m/s], |
| ν | : Kinematik viskozite [m^2/s], |
| k | : Türbülans kinetik enerjisi [m^2/s^2], |
| ϵ | : Türbülans dağılımı [m^2/s^3]. |

TABLULAR LİSTESİ

| | |
|---|----|
| Tablo 5.1: Deney listesi/kod çizelgesi. | 57 |
| Tablo 5.2: Model girişinde, çıkışında ve jet deliklerinde (D_{hjet}) oluşan Re sayıları..... | 65 |



ŞEKİLLER LİSTESİ

| | |
|---|----|
| Şekil 1.1: Gaz türbin kanadı soğutma kanalı modeli | 2 |
| Şekil 3.1: Gaz türbini sistem şeması ile T-S ve P-V diyagramları | 23 |
| Şekil 3.2: Gaz türbini temel elemanlarını gösteren kesit ve çalışma prensibi | 24 |
| Şekil 3.3: Türbin kanadının yıllara göre değişimi | 25 |
| Şekil 3.4: Türbin kanadının enine kesitinde soğutma tekniklerinin gösterimi | 26 |
| Şekil 3.5: Çarpma ile soğutmanın şematik gösterimi | 27 |
| Şekil 4.1: Termokromik sıvı kristal (TLC) renk değişim skalası | 29 |
| Şekil 4.2: Termokromik sıvı kristal kaplamalı yüzey gösterimi. | 30 |
| Şekil 4.3: Termokromik sıvı kristal renk diyagramı, RGB bileşimi. | 32 |
| Şekil 4.4: Kararlı hal duruma ait şematik resim..... | 35 |
| Şekil 4.5: Yarı sonsuz tek boyutlu ısı taşınım modeli..... | 36 |
| Şekil 4.6: LCIA görüntü işleme programı açılışı ve kayıtların bilgisayara aktarılması..... | 39 |
| Şekil 4.7: Sıcaklık kayıtlarının LCIA formatına uygun kaydedilmesi..... | 39 |
| Şekil 4.8: LCIA programının görüntüsü. | 39 |
| Şekil 4.9: DV'deki renk değişiminin izlenmesi. | 40 |
| Şekil 5.1: Model deney düzeneğinin şematik gösterimi. | 42 |
| Şekil 5.2: Deney odasının fotoğrafı. | 42 |
| Şekil 5.3: Deney test ünitesi..... | 43 |
| Şekil 5.4: Deney düzeneğinde kullanılan kompresörün resmi. | 44 |
| Şekil 5.5: Deney düzeneğinde kullanılan hava tankının resmi. | 44 |
| Şekil 5.6: Deney düzeneğinde kullanılan hava filtresinin resmi. | 45 |
| Şekil 5.7: Deney düzeneğinde kullanılan küresel vananın resmi..... | 45 |
| Şekil 5.8: Deney düzeneğinde kullanılan debimetrenin resmi. | 46 |
| Şekil 5.9: Deney düzeneğinde kullanılan dijital manometrenin resmi..... | 46 |
| Şekil 5.10: Deney düzeneğinde kullanılan ısıtıcıların ve reostanın resmi. | 46 |
| Şekil 5.11: Deney düzeneğinde kullanılan by-pass hattı borusunun resmi..... | 47 |
| Şekil 5.12: Deney düzeneğinde kullanılan kontrol panosunun resmi. | 47 |
| Şekil 5.13: Deney düzeneğinde kullanılan DC güç kaynağının resmi..... | 48 |
| Şekil 5.14: Deney düzeneğinde kullanılan dijital video kameranın resmi. | 48 |
| Şekil 5.15: Deney düzeneğinde kullanılan ışıklandırma sisteminin resmi..... | 49 |
| Şekil 5.16: Deney düzeneğinde kullanılan dijital diferansiyel basınç ölçerin resmi..... | 49 |
| Şekil 5.17: Deney düzeneğinde kullanılan bilgisayarın resmi. | 50 |
| Şekil 5.18: TLC, sprej tabancası ile muhteviyatın ve mürekkebin resimleri. | 50 |
| Şekil 5.19: Deney düzeneğinde kullanılan test ünitesinin resmi..... | 51 |
| Şekil 5.20: Deney modelinin 3D boyutlu ve hava akışını şematik gösteren resim. | 51 |
| Şekil 5.21: Modüler deney modelinin değişik açılardan 3D resimleri..... | 52 |
| Şekil 5.22: Deney modelinin şematik üç görünüşü..... | 52 |
| Şekil 5.23: Gaz türbin kanat iç soğutma kanal modeli ve deney modelinin patlatılmış resmi. .. | 52 |
| Şekil 5.24: Modelde kullanılan hedef ve alt plaka boyut değerleri ile resmi..... | 53 |
| Şekil 5.25: Modelde kullanılan jet-hedef plaka ara parçasının boyut değerleri ile resmi. | 54 |
| Şekil 5.26: Modelde kullanılan jet-alt plaka ara parçanın boyut değerleri ile resmi..... | 54 |

| | |
|--|----|
| Şekil 5.27: Daire tipli çarpmalı jet plakalarının şematik resmi ve boyut değerleri..... | 55 |
| Şekil 5.28: Kare tipli çarpmalı jet plakalarının şematik resmi ve boyut değerleri..... | 55 |
| Şekil 5.29: Eşkenar üçgen tipli çarpmalı jet plakalarının şematik resmi ve boyut değerleri. | 55 |
| Şekil 5.30: Modelin farklı çarpmalı jet geometrisine sahip jet plaka resimleri. | 56 |
| Şekil 5.31: Jet plakasındaki daire ve kare çarpmalı jetlerin konum ölçüleri şematik resmi. | 56 |
| Şekil 5.32: Jet plakasındaki eşkenar üçgen çarpmalı jetlerin konum ölçüleri şematik resmi. | 56 |
| Şekil 5.33: Hedef plakanın TLC'li hali ve mürekkep sürülü modülün son hal resmi..... | 58 |
| Şekil 6.1: Jet-hedef plaka üzerindeki çarpmalı jetlerin yer kodlaması. | 66 |
| Şekil 6.2: Jetlerin hedef plakasında TLC ile etkileşime girerek oluşturduğu eş eğri görseli. | 67 |
| Şekil 6.3: X doğrultu yönünde sıra dizimli çarpmalı jetlerin gösterimi..... | 67 |
| Şekil 6.4: Y doğrultu yönünde sıra dizimli çarpmalı jetlerin gösterimi..... | 67 |
| Şekil 6.5: Farklı jet-hedef plaka aralıklarında 30 m ³ /h debideki h _{ort} değişimi. | 68 |
| Şekil 6.6: X doğrultu yönünde 30 m ³ /h debideki üç farklı jet tipinin h _{ort} dağılım grafiği..... | 69 |
| Şekil 6.7: Y doğrultu yönünde 30 m ³ /h debideki üç farklı jet tipinin h _{ort} dağılım grafiği..... | 70 |
| Şekil 6.8: Jet hidrolik çap değişikliğinin 50 m ³ /h debide hort üzerinde etkisi. | 71 |
| Şekil 6.9: X doğrultu yönünde 50 m ³ /h debideki sıra dizimli jet grafiğinde h _{ort} dağılımı. | 71 |
| Şekil 6.10: Y doğrultu yönünde 50 m ³ /h debideki sıra dizimli jet grafiğinde h _{ort} dağılımı. | 72 |
| Şekil 6.11: G15_D25 & G15_K25 & G15_U25'deki farklı Re sayılarının h _{ort} üzerine etkisi.... | 73 |
| Şekil 6.12: X-Y doğrultu yönlerinde 2.8x10 ³ Re sayısındaki h _{ort} dağılımı. | 74 |
| Şekil 6.13: X-Y doğrultu yönlerinde 4.3x10 ³ Re sayısının h _{ort} dağılımı. | 74 |
| Şekil 6.14: X-Y doğrultu yönlerinde 5.7x10 ³ Re sayısının h _{ort} dağılımı. | 75 |
| Şekil 6.15: X-Y doğrultu yönlerinde 7.1x10 ³ Re sayısının h _{ort} dağılımı. | 76 |
| Şekil 6.16: Hedef plaka yüzeylerinin farklı debilerdeki h _{ort} dağılım grafiği..... | 76 |
| Şekil 6.17: Farklı jet-hedef plaka aralığında çapraz akışın h _{ort} dağılımına etkisi..... | 77 |
| Şekil 6.18: İki farklı aralıkta ve 3 farklı modeldeki basınç kayıp grafikleri. | 77 |
| Şekil 6.19: Farklı Re sayılarının G10_U50 model hedef plaka yüzeyindeki h _{ort} etkisi..... | 78 |
| Şekil 6.20: Farklı Re sayılarının TERS G10_U50 model hedef plaka yüzeyindeki h _{ort} etkisi.... | 78 |
| Şekil 6.21: X ₁ dilimlerinin eş eğri görüntüsü ve grafiği. | 79 |
| Şekil 6.22: X ₄ dilimlerinin eş eğri görüntüsü ve grafiği. | 80 |
| Şekil 6.23: X ₇ dilimlerinin eş eğri görüntüsü ve grafiği. | 80 |
| Şekil 6.24: X ₁₀ dilimlerinin eş eğri görüntüsü ve grafiği. | 81 |
| Şekil 6.25: Y ₁ dilimlerinin eş eğri görüntüsü ve grafiği..... | 82 |
| Şekil 6.26: Y ₃ dilimlerinin eş eğri görüntüsü ve grafiği..... | 82 |
| Şekil 6.27: Y ₅ dilimlerinin eş eğri görüntüsü ve grafiği. | 83 |
| Şekil 6.28: X ₁ dilimlerinin eş eğri görüntüsü ve grafiği..... | 84 |
| Şekil 6.29: X ₄ dilimlerinin eş eğri görüntüsü ve grafiği. | 84 |
| Şekil 6.30: X ₇ dilimlerinin eş eğri görüntüsü ve grafiği. | 85 |
| Şekil 6.31: X ₁₀ dilimlerinin eş eğri görüntüsü ve grafiği. | 85 |
| Şekil 6.32: Y ₁ dilimlerinin eş eğri görüntüsü ve grafiği..... | 86 |
| Şekil 6.33: Y ₃ dilimlerinin eş eğri görüntüsü ve grafiği. | 87 |
| Şekil 6.34: Y ₅ dilimlerinin eş eğri görüntüsü ve grafiği. | 87 |

FARKLI JET GEOMETRİLİ DİKDÖRTGEN KESİTLİ KANALLARDA ISI TRANSFERİNİN TERMOKROMİK SIVI KRİSTAL METODU İLE DENEYSEL İNCELENMESİ

ÖZET

Gaz türbinleri enerji santrellerinde, uçaklarda ve helikopterlerde kullanılan enerji üreten makinalardır. Gaz türbinlerinin termal verimi ve çıkış gücünü iyileştirmek için yüksek sıcaklıkta ($\approx 2000^{\circ}\text{C}$) türbin giriş sıcaklığına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu sıcaklıklar gaz türbin kanatlarında güvenli çalışma sıcaklığının üzerindedir. Bu nedenle gaz türbinlerinin herhangi bir arızaya sebep vermemesi için farklı metodlarla soğutulması gerekmektedir. Gaz türbinine giren hava kompresöründen yanma odasına, bir miktarı da iç ve dış kanallara yönlendirilerek birincil ve ikincil kanatlar üzerinde soğutma işleminde kullanılır. Dizi sıralı çarpmalı jetler, yüksek oranda ısı taşınımının gerekli olduğu gaz türbin kanadının hücum kenarı bölgesinin soğutulmasında yaygın olarak kullanılır. Gaz türbin kanatlarının soğutulmasında çarpmalı jet, film, rip ve pinli soğutma metodları kullanılmaktadır. Bu çalışmada dört farklı Reynolds sayısı için termokromik sıvı kristal (TLC) metoduyla, gaz türbin kanadı iç kanal modeli üzerinde daire, kare ve eşkenar üçgen tipli beş sıra dizilimli toplam elli adet düzenli dağıtılmış çarpmalı jet kullanılarak kanal yüzeyindeki ısı taşınım katsayısı dağılımı deneysel olarak araştırılmıştır. Deneysel veriler kullanılarak jet geometrisinin, jet çapının, jet-hedef plaka aralığının ve Re sayısının, jetlerin plaka üzerinde sıralı dizilimin yüzey ısı taşınım katsayısına etkisi araştırılmıştır. Deneysel çalışmalar sonucunda; Re sayısının artırılması ile akış yönü doğrultusunda ısı taşınım katsayısı dağılımının arttığı görülmüştür. Tüm çarpmalı jet boyutlarında ısı taşınım katsayısı dağılımının eş eğrilerine ve rakamsal değerlere bakıldığında sırasıyla eşkenar üçgen, kare ve daire tipli çarpmalı jetlerde yüksek olduğu görülmüştür. Ayrıca jet-hedef plakası aralığı ve jet hidrolik çaplarının artırılması ile durağan bölgelerin artmış olduğu tespit edilmiştir. Hedef plaka üzerindeki yerel ısı taşınım katsayısı eş eğrileri; jet distorsiyonunun oluşumunda türbülanslı akışın ve çoklu dizili çarpmalı jetlerden gelen çapraz akışın etkisinin güçlü olduğunu göstermiştir. Jet-hedef plaka aralığının artırılmasının ısı taşınım katsayısı değerinde azalmaya neden olduğu tespit edilmiştir. Hedef plaka yüzeyi üzerinde görülen jet distorsiyonuna bağlı eliptik desenler incelendiği zaman küçük hidrolik çaplı çarpmalı jetlerde ortalama ısı taşınım katsayısı (h_{ort}) etkisinin daha fazla olduğu tespit edilmiştir. Deneysel çalışmada kullanılan çarpmalı jetlerin tümünde hız kanal boyunca eksponansiyel olarak azalmıştır. Hızın azalmasına bağlı olarak ısı taşınım katsayısında azaldığı tespit edilmiştir.

Anahtar kelimeler: Isı taşınım katsayısı, çarpmalı jet, termokromik sıvı kristal.

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER IN RECTANGULAR SECTION CHANNELS WITH DIFFERENT JET GEOMETRIES BY THE THERMOCHROMIC LIQUID CRYSTAL METHOD

SUMMARY

Gas turbines are energy generating machines used in power plants, airplanes and helicopters. A high temperature ($\approx 2000^{\circ}\text{C}$) turbine inlet temperature is needed to improve the thermal efficiency and output power of gas turbines. These temperatures are above the safe operating temperature in gas turbine blades. For this reason, gas turbines must be cooled by different methods in order not to cause any malfunctions. The entering air to the gas turbine is directed from the compressor to the combustion chamber, and some of it is directed to the inner and outer channels, and is used in the cooling process on the primary and secondary blades. Array sequential impingement jets are commonly used for cooling the leading edge region of the gas turbine blade where high heat transfer is required. Impact jet, film, rip and pin cooling methods are used for cooling gas turbine blades. In this study, the heat transfer coefficient distribution on the channel surface was investigated experimentally by using the thermochromic liquid crystal (TLC) method for four different Reynolds numbers, using a total of fifty regularly distributed impingement jets of circle, square and equilateral triangle type on the gas turbine blade inner channel model. Using the experimental data, the effects of jet geometry, jet diameter, jet-target plate spacing and Re number on the surface heat transfer coefficient of the sequential arrangement of the jets on the plate were investigated. As a result of experimental studies; It has been observed that the distribution of heat transfer coefficient in the direction of flow increases with increasing Re number. Considering the iso-curves and numerical values of the heat transfer coefficient distribution in all impingement jet sizes, it was observed that it was higher in equilateral triangle, square and circle-type impingement jets, respectively. In addition, it was found that the stationary regions increased with increasing jet-target plate spacing and jet hydraulic diameters. Isometric curves of local heat transfer coefficient on the target plate was showed that the effect of turbulent flow and cross flow from multiple-array impingement jets is strong on the formation of jet distortion. It has been detected that increasing the jet-target plate spacing causes a decreasing in the heat transfer coefficient value. When the elliptical patterns connected with the jet distortion on the target plate surface are examined, it has been found that the effect of the average heat transfer coefficient (h_{ort}) is higher in impinging jets with small hydraulic diameters. In all of the impinging jets used in the experimental study, the velocity was decreased exponentially along the channel. It has been found that the heat transfer coefficient decreases depending on the decrease in the velocity.

Keywords: Heat transfer coefficient, impingement jet, thermochromic liquid crystals.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Günümüzde ülkelerin toplumsal huzuru ve sürdürülebilir ekonomik kalkınmalarının en önemli unsuru enerjidir. Yaşam alanlarında kullanılan hayatın vazgeçilmezleri arasına giren insan odaklı her türlü cihaz ve makinenin çalışması için enerji gereklidir. Bu sebeple maliyeti düşük, güvenli, istikrarlı yenilenebilir ve sürdürülebilir enerji elde edilmeye çalışılmaktadır.

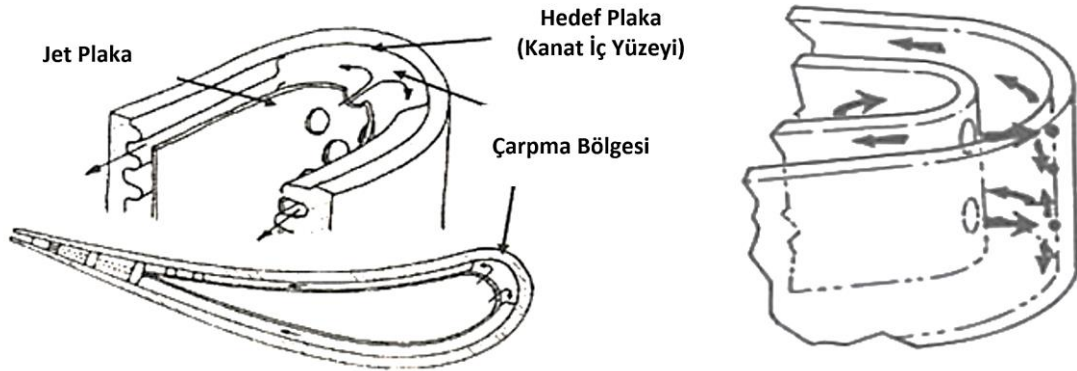
Mevcut enerji kaynaklarından elde edilen enerji ile tüketilen enerji arasındaki açık zamanla gittikçe artmaktadır. Sanayide veya yaşamın her alanında enerjiye ihtiyaç artıkça; insanoğlu tarafından enerji çok önemli bir değer haline gelmektedir. Enerji makinelerinin veriminin yüksek olması önemlidir. Enerji makinelerinden biri gaz türbinleridir. Gaz türbinleri enerji üreten, yüksek verimli makinelerdir. Gaz türbini gücünü arttırmak için türbin giriş sıcaklığını artırmak gerekmektedir. Türbin giriş sıcaklığının artırılması ısıl verimi artırmaktadır. Bir gaz türbininde için %2 ile %5 arasındaki ısıl verim artışı, yakıtta %5 ile %15 arası tasarruf edilmesini sağlamaktadır. Böylece havacılık sektöründe hem daha az yakıt tüketilmesi hem de daha küçük ve hafif yakıt deposu olması anlamındadır. (İlyasoğlu, 2009).

Gaz türbini çevrimindeki en yüksek sıcaklık, yanma odası çıkış ve türbin giriş sıcaklığında görülmektedir. Araştırmacıların çoğu; gaz türbininin verim ve gücünü artırmak için çalışmalar yapmaktadırlar. Türbin giriş sıcaklıkları; modern yüksek performanslı ticari uçak motorları için $\approx 1650^{\circ}\text{C}$, askeri jetler için $\approx 2000^{\circ}\text{C}$ ve elektrik üreten gaz türbinleri için $\approx 1500^{\circ}\text{C}$ veya altı civarındadır. Bu sıcaklıklar gaz türbin kanatlarında müsaade edilen metal sıcaklığının üzerinde olduğundan gaz türbinlerinin kullanım sürekliliği ile herhangi bir arızaya sebep vermemesi ve soğutma kalitesini artırmak için soğutulması önem arz etmektedir. Yetersiz soğutma türbin kanatlarını ve kanallarını aşırı ısıtabilir hatta eritebilir.

Türbin kanatlarının aşırı ısınması ve erimesi kanat hasarlarının/arızalarının %6,87'sini oluşturmaktadır ve gaz türbinlerinin üçüncü en büyük teknik sorunudur (Singh ve diğ. 2019).

Gaz türbini elemanlarının %50 kadarı çeliktir. Türbin disklerinde nikel esaslı alaşımların; kompresör disklerinde titanyumun kullanılmaya başlanması, çelik kullanımını azaltmıştır. Titanyum kullanımı çeliğe oranla %40 ağırlık tasarrufu sağlamaktadır. Nikel alaşımlar yüksek sıcaklıklar karş gayet iyi dayanıma sahiptirler. Nikel alaşımlar gaz türbinlerinin, türbin kanatları, nozul kılavuz kanatçıkları, türbin diskleri, yanma odası gibi yüksek sıcaklıkta çalışan gaz yolu ekipmanlarının yapımında yaygın olarak kullanılmaktadır. Bunun için gaz türbinlerinin her bir temel elemanının soğutulmasında farklı soğutma teknikleri uygulanmaktadır. Soğutma teknikleri ile gaz türbinlerinin performansı arttırılmak istenmektedir. Gaz türbininin kompresör temel elemanında üretilen havanın %20'si iç soğutmada kullanılmaktadır (Akdere, 2016). Yüksek hızda dönen türbin kanatları yaptıkları rotasyonel hareket ve ısıl gerilmeler nedeniyle gaz türbin sistemi içinde en kritik malzemedir. Türbin kanatlarının soğutulması ekonomiklik, sızıntı olmaması ve korozyon gibi sebeplerle hava tercih edilmektedir. Soğutma için gereken hava ana akış üzerinden her zaman tedarik edilebilir. Alınacak havanın miktarı ise türbin kademesine giren havanın %1'i ile %3'ü arasındadır. Bu şekilde türbin kanatlarının sıcaklığı 200-300°C düşürülebilir (Yahya, 1983). Gaz türbininde kanat içerisine gönderilen bu hava iç kanallardan geçmekte, sonra kanat dış profil yüzeyinden ve kanat ucundan dışarıya atılarak soğutma gerçekleştirilmektedir.

Bu çalışmada; gaz türbin kanatlarının soğutma kanalına benzetilen Şekil 1.1.'de görülen soğutma kanalı model olarak seçilmiştir.



Şekil 1.1: Gaz türbin kanadı soğutma kanalı modeli (Akdere, 2019).

Bu tez çalışması yedi bölüm halinde hazırlanmıştır. Birinci bölüm; her zaman olduğu gibi giriş bölümüdür. Burada gaz türbininin enerji sektöründeki yeri ve kullanılması ile önemi hakkında bilgiler sunulmuştur.

İkinci bölüm ise literatür araştırmasıdır. Gaz türbin kanatlarında çarpmalı jet soğutmaya yönelik çalışmalar incelenerek elde edilen sonuçlar ve öneriler sunulmuştur.

Üçüncü bölüm; gaz türbinleri ve soğutma yöntemleri ile ilgili kısa bilgiler verilmiştir.

Dördüncü bölüm ise sıcaklık görüntülemesi ve sıcaklık ölçümünün termokromik sıvı kristal (TLC) metodu ile yapılması ve Liquid Crystal Imaging Analyser (LCIA) görüntü işleme programı hakkında kısa bilgiler bulunmaktadır.

Beşinci bölüm; deney düzeneği ve prosedürü hakkında kısa bilgiler verilmiştir.

Altıncı bölüm ise deneysel sonuçların anlatıldığı bölümdür. Bu bölümde icra edilen deneylerde elde edilen sonuçlar tek tek değerlendirilmiş ve çıkan sonuçların analizi yapılmıştır.

Yedinci bölüm sonuç ve öneriler bölümüdür. Yapılan deneysel çalışmalarda elde edilen sonuçlar değerlendirilmiş ve öneride bulunulmuştur.

Bu çalışmanın amacı; farklı Re sayılarında, ideal jet geometrisi ile ideal jet-hedef plaka aralığına sahip, en az basınç kaybına neden olan, en homojen ve en yüksek yerel ortalama ısı taşınım katsayılı (h_{ort}) soğutma modelinin tespit edilmesidir.

BÖLÜM 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Çarpmalı jetlerin akış karakteristikleri ile ısı taşınım katsayısını etkileyen parametrelerden bazıları jet çapı ve jet-hedef plaka aralığıdır. Bu parametreleri kullanarak ilk araştırmalar 1960 yılların başında yapılmıştır. Huang; daire tipli çarpmalı jet ve sıra dizilimli jetler ve 176 °C sıcaklıkta ısıtılmış hava kullanarak 1.0×10^3 ve 1.0×10^4 Re sayıları arasında yerel ortalama ısı taşınım katsayısı değerlerini araştırmıştır. Tek jet tipi ile yapılan çalışma ile Re, Nu ve Pr sayılarına ek olarak bilinen ısı taşınım korelasyonlarından farklı bir şekilde H/d'nin fonksiyonu olarak katsayı cinsinden ifade edilmiştir. Sıra dizilimli jetler ile yapılan çalışmada ise ısı taşınımının üniform dağılımı için H/d değeri bulunmaya çalışılmıştır (Huang, 1963).

Çarpmalı jet soğutmanın performanslarının; lüle çıkışından itibaren başladığına ve çarpma plakası yüzeyindeki birçok etkene bağlı olduğuna dair çalışmalar yapılmıştır. İki boyutlu hava jeti ve jetlerinin ısı taşınım katsayılarını araştırmak için deneysel çalışmalar yapılmıştır. Laminar ve türbülanslı akışta, 4.5×10^2 ve 2.2×10^4 Re sayıları için H/d oranları 1/3-80 arası değerlerde incelenmiştir. Küçük çap ve jet-hedef plaka aralıklarında (6 ve altı) çarpma noktasının her iki tarafında ısı taşınım değerleri en yüksek değerlere ulaşmıştır. Araştırmacılar laminar akımdan türbülanslı akıma geçiş olarak yorumlamışlardır (Gardon ve Akfırat, 1965).

Gardon ve Akfırat çalışmalarına iki boyutlu hava jetleri kullanarak yüzeye çarpan jet akışına bağlı elde edilen ısı taşınım katsayısı verilerini, hız ve türbülans dağılımı ölçümlerini kullanarak türbülansın ısı taşınım etkilerini bulmaya çalışmışlardır. Deneysel çalışmanın sonunda ısı taşınım karakteristiklerinin sadece hıza ve mesafeye bağlı olmadığını jetteki türbülansın da hesaba katılması gerektiğini söylemişlerdir. Jet içinde türbülansın sürekli değiştiğini ve $H/d \leq 8$ değerleri için lüle geometrisi türbülansı etkilediğini belirtmişlerdir (Gardon ve Akfırat, 1966).

Tek jet ile sıra dizilimli jetlerin ısı taşınım performansları için aralarındaki etkileşimi göstermek için çapraz akışlı çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalarda daire tipli hava jetleri kullanılarak çapraz akış etkisini de katarak incelemeler yapılmıştır. Çapraz akış tek yönde ısı taşınımını olumsuz etkilemiş ve Nu sayısı için korelasyonlar belirlenmiştir. Korelasyonlar çapraz akış, jet çapı, jetler arası mesafe ile jet-hedef plaka aralığının fonksiyonu olarak verilmiştir (Kercher ve Tabakoff, 1970).

Çapraz akışın ve jet çapının ısı taşınımını üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Daha büyük jet çapları ile hedef yüzeyin giriş bölgesine yakın yerlerde daha yüksek ısı taşınımını elde etmişlerdir (Bouchez ve Goldstein, 1975).

Çapraz akış etkisi altında sıra dizilimli jetler kullanarak jetler arası mesafenin, jet-hedef plaka mesafesinin, jet diziliminin ve jet hidrolik çapı gibi parametrelerin ısı taşınım katsayısına etkileri araştırılmıştır. Çapraz akışın akış yönündeki mesafe ve jet dizilimlerinin değişimi ile farklılık gösterdiği belirlenmiştir. Üçgen şeklindeki jet diziliminin çapraz akışta ısı transferini jet debisine oranının arttığı gözlemlenmiştir (Florschuetz ve diğ. 1980).

Cooper ve diğ. (1975), ısı taşınım katsayısını ölçmek için sıvı kristalle kaplı teknikler geliştirmişlerdir. Isı taşınımında termokromik sıvı kristal (TLC) metodunun ilk uygulaması Cooper tarafından yapılmıştır. Çalışmada, TLC'nin kullanımı ve görüntü işleme sistemi izah edilmiştir. Bu tekniğin karışık geometrik yapılarda ısı taşınım katsayısının elde edilmesinde kullanılabileceği ve daha iyi sonuçlar vereceği belirtilmiştir (Cooper, 1985).

Kalınlığı 3 mm ve uzunluğu 250 mm olan dikdörtgen kanatçıklar için kararlı haldeki ısı taşınımını incelenmiştir ve plaka sıcaklığı 40°C'de tutulmuş ve maksimum ısı taşınımını için optimum kanatçık aralığı tespit edilmiştir (Naik ve diğ. (1987), Değişik kanal geometrilerindeki kanatçıklarla ısı taşınımının iyileştirilmesi üzerine yapılan deneysel çalışmalarda; sabit plaka düşük sıcaklık değerinde kanatçıktaki maksimum ısı taşınımının gerçekleştiği, kanatçık yüksekliğinin ve kanatçık aralığının kanatçık boyuna oranının Reynolds sayısının bir fonksiyonu olduğu belirtilmiştir (Naik ve diğ. 1999).

Küçük en/boy oranlı dikdörtgen bir kanaldaki karşılıklı iki yüzeye yerleştirilen riblerle, hücum açısının $1,0 \times 10^3 - 6,0 \times 10^3$ Re sayısı aralığında hort (ortalama yerel ısı taşınım katsayısı) ve basınç kaybı etkileri incelenmiştir. Sabit pompalama gücünde; küçük en/boy

oranlı kanallarda, büyük en/boy oranlı kanallara nazaran daha iyi ısı taşınımı elde edildiği gözlemlenmiştir (Han ve diğ. 1989).

Türbülator yüksekliği ile kanal hidrolik çapı arasındaki oran 0.2'den daha küçük değer alınarak çeşitli araştırmalar yapılmıştır. Tam gelişmiş akışta ısı taşınımı katsayısı değişiminin 1.8 ile 2.8 arasında elde edildiği ve pürüzsüz kanala göre basınç kaybının 3 ile 10 kat arasında arttığı tespit edilmiştir (Han, 1984).

Kanallarda farklı rib açılarında ve en/boy oranlarında deneysel çalışma yapılmıştır. Açılı ribler ile genellikle, dar en-boy oranlarında daha düşük basınç düşüşü ve nispeten daha büyük ısı taşınımı elde edilirken, 90°lik rib ile büyük en-boy oranlarından daha iyi performans elde edilmiştir (Park ve diğ. 1992).

Gaz türbini kanat kanalı içine 45° ve 60°lik açılara sahip V-biçimli ribler yerleştirilerek deneyler yapılmış, 60°lik ribli kanalın en yüksek ısı taşınımı sağladığı belirtilmiştir (Kukreja ve diğ. 1993).

Dairesel jetleri Re sayısının değerlerine bağlı olarak; tam laminar, yayımlı, geçişli ve türbülanslı jet olarak sınıflandırmıştır. Yüzeyle çarpan tekli ve çoklu izotermal türbülanslı hava ve alev jetlerinin ısı transfer özellikleri gözden geçirilmiştir. Hem dairesel hem de yarıklı iki boyutlu çarpmalı jetler ile çapraz akışın ısı taşınımı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Dairesel jetleri Re sayısının değerlerine bağlı olarak; tam laminar, yayımlı, geçişli ve türbülanslı jet olarak sınıflandırmıştır (Viskanta, 1993).

Değişik rib kesitleri ile deneyler yapılmış, daha yüksek/genişlik oranlı riblerin daha yüksek ısı taşınımı ve basınç kaybı oluşturduğu bulunmuştur. Trapez şeklinde yükseklik/genişlik oranına sahip olan ribler ile yapılan deneylerde, ısı taşınımı seviyesinde değişim olmamış fakat basınç kaybının azaldığı görülmüştür (Taslim ve Spring, 1994).

Yüksek blokajlı dikdörtgen kesitli kanalda oluşan ısı taşınımı etkileri üzerine çalışmalar yapılmıştır. Gaz türbin kanatlarının boy ve şekil olarak sınırlı ölçülerde ve aerodinamik yapıda olması nedeniyle; kanatçıkların kanal kenarlarında soğutmanın en fazla olduğu belirlenmiştir. Bu bölgelerdeki soğutma kanallarında, dökümden dolayı blokaj oranı 0.2'den fazla olacak şekilde dizayn edilmek zorunda kalmaktadır. Yüksek blokaj oranlarındaki ısı taşınımı ve sürtünmenin düşük blokaj oranlarından oldukça fazla olduğu ve sonuç olarak yüksek blokaj oranlı 45°lik ve 90°lik yerleştirme açılarında yüksek veya

eşit ısı taşınımı sağlanmasına rağmen daha az sürtünme kaybı olduğu görülmüştür (Taslim ve diğ. 1995).

Düz bir plakaya çarpan aksel ve radyal laminer jetlerin ısı transferine etkisi Navier-Stokes ve enerji denklemlerinin çözümü ile sayısal olarak incelenmiştir. Aksel jetler üzerindeki girdapların üst üste binmesiyle ısı transferi büyük ölçüde azalmıştır. Radyal laminer jetlerin ısı transferinde önemli bir artış gözlemlenmiştir. Bir girdap sayısı için, ısı transferi %77 oranında artırılmıştır (Owsenek ve diğ. 1997).

Termokromik sıvı kristal (TLC) metodu kullanılarak kanalın bir duvarına 60° paralel, 60° V, 60° ters V ve 90° paralel açılı dört farklı konfigürasyonlu ripler yerleştirilerek deneysel incelemeler yapılmıştır. Çapraz akışlarda ve değişik Reynolds sayılarında hedef yüzeyindeki ısı taşınım katsayısının değişimi gözlemlenmiştir. Ortalama Re sayısı arttıkça yerel ısı taşınım katsayısının da arttığı görülmüştür. (Huang ve diğ. 1998).

Termokromik sıvı kristal (TLC) metodu ile ısı taşınım katsayısının bulunması üzerine çalışmalar yapılmıştır. Bulk sıcaklığı bilinen termokromik sıvı kristallerle yapılan sıcaklık ölçümlerinde daha sağlıklı yerel ısı taşınım katsayısı ölçümleri yapıldığı tespit edilmiştir. Termokromik sıvı kristal (TLC) termografisindeki son gelişmeler, sıcaklık ve ısı transferi ölçümleri için çok etkili bir teknik olarak kullanışlılığını geliştirmiştir. Yerel ısı transfer katsayısını belirlemeye yönelik yaklaşımlardan biri, yüzey sıcaklığının zamansal değişimi ve akış yönünü izlemektir. Isı transfer katsayısının büyüklükleri %40'a varan oranlarda değişmektedir. Deneysel verilerle doğrulanan dört yöntemden ikisi, üstün veri doğruluğu sağlamak ve bunlardan biri çok daha az işlem süresi ve uygulama çabası gerektirdiğinden en iyi seçim olarak öne çıkmaktadır (Chyu, 1998).

Jetlerin çok farklı alanlardaki uygulamalarında, ısı taşınımının genel özellikleri için deneysel uygulamalar yapılmıştır. Bu çalışmalarda jetlerin ısı taşınım karakteristiklerini etkileyen pek çok parametre ele alınmış, deneysel sonuçlarda farklılık yaratan lüle geometrileri, ölçüm teknikleri, boyutsuz sayıların tanımlanmaları üzerinde durulmuştur. Ayrıca, Nu sayısına yönelik bir korelasyon elde edilmiştir. Korelasyondaki Re sayısının üst değeri jet-plaka aralığının ve durma noktası uzaklığının bir fonksiyonu olarak belirlenmiştir (Gleeson, 1998).

Dikdörtgen kesitli kanalda değişik pozisyonlardaki riblerin konfigürasyonları deneysel olarak incelenmiştir. Bu çalışmada Reynolds sayısına bağlı olarak geliştirilen yarı-

ampirik korelasyonların ısı taşınımına ve basınç düşüşüne etkileri araştırılmıştır. (Tsia ve Hwang, 1999).

Hedef yüzeyler bir süre kullanıldıktan sonra aşınma, korozyon veya kirlilik nedeniyle pürüzlenebilmektedir. Pürüzlü ve korozyona uğramış gaz türbin kanat yüzeyleri için jet soğutmanın etkileri üzerine bir araştırma yapılmıştır. Jet püskürtme ile yüzey pürüzlülüğünün artabileceği veya bozulabileceği sonucuna varmışlardır (Han ve diğ. 2000).

Kare kanalda 30°, 45°, 60° ve 90°lik nervür açılarla ısı taşınımının performansı üzerine deneyler yapılmıştır. Çalışma sonucunda, 45°lik nervür açısında ısı taşınımının etkin performans gösterdiği tespit edilmiştir (Çakan, 2000).

Dikdörtgen kesitli kanal içinde dört sıra ve oniki jet delikli bir model üzerinde ısı taşınımı ölçümleri yapılmıştır. TLC metodu kullanılarak üç farklı çapraz akışta ve farklı Re sayılarında çarpmalı jetlerin meydana getirdiği ısı taşınım katsayısı ölçülmüştür. Hedef yüzey üzerinde çapraz akışın ve Re sayısının etkileri ile ısı taşınım katsayısının değişimi incelenmiş; elde edilen sonuçlar Nu ve Re sayısı ile formüle edilmiştir. Bu çalışmada, jet şeklinin, çapraz akışın ve iki plaka aralığının etkisi araştırılmıştır (Azad ve diğ. 2000).

Dikdörtgen kesitli kanalda düz ve şaşırtmalı olarak dizilmiş baklava şeklindeki kanatçıklarla deneysel uygulamalar yapılmıştır. Bu uygulamada ısı taşınımı, basınç kaybı karakteristikleri ve kanatçık diziliminin yerel ısı taşınım katsayısına etkileri incelenmiştir. Her kanatçık diziliminde Reynolds sayısının fonksiyonu olarak Nusselt sayısı korelasyonları geliştirilmiştir. Bu geometrik yapıdaki kanatçık dizilimlerinin aynı kütledebide, dikdörtgen kanala göre basınç kaybını 1.65 kat; ısı taşınımını ise 4.4 kat artırdığı ifade edilmiştir (Tanda, 2001).

Hava akışlı kare kesitli silindirik kanatçıklı kanalda deneysel olarak çalışmalar yapılmıştır. Bu uygulamada, 45°C sıcaklıkta sabit şaşırtmalı ve düzgün dizilimli dış çapı 29 mm olan silindirik kanatçık yapısına sahip yüzeylerde oluşan ısı taşınımı ve sürtünme kaybı karakteristikleri incelenmiştir. Reynolds sayısı, kanatçık aralıkları ile kanatçık konfigürasyonları seçilmiş ve bu parametrelere bağlı olarak değişen Nusselt sayısı incelenmiştir. Şaşırtmalı ve düzgün dizilimli silindirik kanatçıkta Nusselt sayısı ile Reynolds sayısı arasında doğrusal bir orantı olduğu formüle edilmiştir. Bununla beraber maksimum ısı taşınımının $S_y/D=2.94$ konfigürasyonunda olduğu ve sabit pompalama

gücünde şaşırtmalı dizilmiş silindirik kanatçıktaki ısı taşınımının %33 kadar arttığı belirtilmiştir. Dikdörtgen bir kanalda sabit sıcaklıktaki içi boş silindirik kanatçıkların yüzeyinde oluşan ısı taşınımı ve sürtünme kaybı karakteristikleri deneysel olarak incelenmiştir. Nusselt sayısı; Reynolds sayısı ile S_y/D parametresinin fonksiyonu olarak belirlenmiştir. Maksimum ısı taşınımının $S_y/D=2.59$ düzeninde meydana geldiği belirtilmiştir. Sabit pompalama gücünde şaşırtmalı dizilmiş silindirik kanatçıktaki ısı taşınımının %25 kadar arttığı belirtilmiştir (Bilen ve diğ. 2001).

Hücum açısı sabit dikdörtgen kanatçık yapısına sahip silindir etrafında ısı taşınımı ve akış karakteristiklerini belirlemek üzere $2.5 \times 10^3 - 1.28 \times 10^4$ Reynolds sayısı aralığında, deneysel bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada; silindir genişlik/yükseklik oranının 5 olduğu ve hücum açısının $0^\circ - 20^\circ$ arasında değiştirildiği; $\alpha = 0^\circ$ pozisyonunda silindir eksenine ile akışın aynı hizaya geldiği, $\alpha < 15^\circ$ için yeniden birleşen akışın türbülanslı olduğu, $\alpha > 15^\circ$ için ise akışın laminar kaldığı tespit edilmiştir (Igarashi ve Mayumi, 2001).

En/boy oranının 2 olduğu ve karşılıklı iki yüzeye ribler yerleştirilerek dikdörtgen kesitli bir kanalda çalışmalar yapılmıştır. Çalışmalarda kanaldaki akışın davranışı ve yerel ısı taşınımı 45° , 60° , 75° , ve 90° dört farklı konfigürasyonda test edilmiştir. Çalışma ile soğuk havayı kanalın ekseninden alta taşıyan ikincil akışlarla tabanda ısı taşınımı iyileşmesinin olduğu tespit edilmiştir. Geniş bir açıyla tabana çarpan ikincil akışın 60° açılı rib konfigürasyonlu modelde, güçlü dönme momentleri nedeniyle diğerlerine göre daha fazla ısı taşınımı elde edilmiştir (Kim ve diğ. 2001).

Yatay plaka üzerine dikey yerleştirilmiş durulamin malzemedeki imal edilen beş adet dikdörtgen kanatçık içerisindeki ısı taşınımı deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmada her dizilişte 10 ile 33 kanatçık kullanılmıştır. Kullanılan kanatçıkların kalınlığı 1.02 ile 3.10 mm, uzunluğu 127-254 mm, yüksekliği 6.35-6.38 mm ve 6.25-7.95 mm aralığında değişmektedir. Çalışma boyunca plaka sıcaklığı $19^\circ\text{C} - 125^\circ\text{C}$ aralığında tutulmuştur. İki farklı korelasyon geliştirilerek oluşan sapmalar tartışılmıştır (Harahap ve Setio, 2001).

Isıtılmış düz bir plaka yüzeyindeki silindirik ve yarık jetler için ısı taşınım katsayısı ile film soğutma etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Delikler birbirleri ile karşılaştırıldığında; silindirik deliklerin yarık deliklere göre, ısı taşınım katsayısının ve film soğutma etkinliğinin daha iyi olduğu bulunmuştur. (Sargison ve diğ. 2001).

Alt ve yan yüzeyleri ısıtılan, üst yüzeyi soğutulan, en/boy oranı 6 olan yatay bir kanalda çalışma yapılmıştır. Bu çalışmada 4.0×10^1 Reynolds sayısı ile $1.0 \times 10^2 - 4.20 \times 10^3$ arasındaki Rayleigh sayılarında oluşan akış modelleri ve ısı taşınım karakteristikleri incelenmiştir. Boyuna vortekslerin geliştiği süre boyunca düşük Reynolds sayılarında etkin ısı taşınım iyileştirmesinin gerçekleştirilebileceği ifade edilmiştir (Zhang ve diğ. 2002).

Isı alıcıları üzerinde kanatçık şeklinin basınç kaybı etkilerini incelemiştir. Maksimum ısı taşınımı ve minimum basınç düşümünü sağlayan yöntemi ısı alıcılarını optimize etmek için geliştirmiştir. Çalışmada dört farklı model üzerinde simülasyonlar yapılmıştır. Reynolds sayısı kanatçık aralıkları dikkate alınarak hesaplanmıştır. Reynolds sayısının 8.0×10^2 sayısından büyük veya eşit olduğunda ısı taşınımında herhangi bir değişiklik olmamasına rağmen basınç düşüşünün azaldığı görülmüştür (Leon ve diğ. 2002).

Türbülanslı akış şartlarında; dikdörtgen kanatlı yüzeylerdeki kanatçık dizilimlerinin ve kanat ucu ile kanal arası mesafenin ısı taşınımı, akış ve basınç kaybı deneysel olarak incelenmiştir. Ortalama Nusselt sayısının, kanatçık aralıkları ile kalınlığı ve yüksekliği ile korelasyonu belirlenmiştir. Reynolds sayısı ile Nusselt sayısı arasında doğrusal orantı olduğu; kanatçık uçları ile kanal arasındaki mesafenin artması durumunda Nusselt sayısında belirgin bir azalma olmadığı belirtilmiştir (El-Sayed ve diğ. 2002).

Kare kesitli kanatçığın düz yüzeyine yerleştirilen dikdörtgen bir kanalda deneysel çalışma yapılmıştır. Bu çalışmada araştırmacılar ısı taşınımını ve sürtünme kayıplarını ölçerek performans analizi yapmışlardır. Çalışma sonucunda kare kesitli kanatçıkların ısı taşınımı bakımından olumlu sonuç verdiği belirtilmiştir. Deney sonuçlarının değerlendirilmesi ile yüksek ısı taşınımı elde edebilmek için şaşırtmalı dizilime sahip bir konfigürasyonda kanatçık aralıkları ile açıklık oranlarının düşük olması ve çok yüksek olmayan Reynolds sayılarında çalışmak gerektiği belirtilmiştir. Şaşırtmalı dizilim ve düz dizilim karşılaştırması yapılmış ve şaşırtmalı dizilimde daha fazla ısı taşınımı olduğu gözlemlenmiştir (Sara, 2003).

Hava jeti yardımıyla V şeklinde mikro kanatlı dikdörtgen kanallarda oluşan ısı taşınımı termokromik sıvı kristal metodu kullanılarak incelenmiştir Türbülanslı ve ısı taşınımını artırmak için ısı değişim yüzeylerinde tekrarlanan kaburgalar/çıkıntılar kullanılmıştır. Bir yüzeyi düzgün ısı akışında ve tekrarlanan çıkıntılarla pürüzlendirilmiş dikdörtgen bir kanaldan (genişlik-yükseklik oranı beşe eşit) termokromik sıvı kristal (TLC) metodu

kullanılarak ısı taşınımı etkileri araştırılmıştır. Dikdörtgen veya kare kesitlere sahip olan çıkıntılar, ana akış yönüne çapraz veya akış yönüne göre 45 veya 60 derecelik bir açıyla V şeklinde yüzeye yerleştirilmiştir. Sürekli ve kırık çıkıntıların etkisi de dikkate alınarak çeşitli Reynolds sayılarında türbülanslı akışın etkisinde yerel ısı taşınım katsayıları elde edilmiştir. Test edilen çıkıntılı yüzeylerin genel performansını karşılaştırmak ve düz kanala göre çıkıntılarının neden olduğu ısı taşınımı artışının derecesini değerlendirmek için korelasyonlar belirlenmiştir (Giovanni, 2004).

Çapraz akışta sınırlı dizilimli çarpmalı jetlerin, jet delik geometrisinin ve akış karakteristiklerinin ısı taşınım performansı üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Akış özelliklerini belirlemek için dijital parçacık görüntü hızı (DPIV) ve akış görselleştirme kullanılmıştır. Çarpan yüzeyde yerel ısı taşınım katsayısını belirlemek için termokupl ve termokromik sıvı kristal metodu kullanılmıştır. Dairesel ve sivri uçlu elips olmak üzere iki jet geometrisi incelenmiştir. Yüzeydeki jet çarpması ile etkileşime dayalı olarak, çapraz akışın ısı taşınımı sonuçlarını etkilediği gösterilmiştir. İki termal sınır koşulu, jet Reynolds sayısı ile toplam ısı taşınım korelasyonunda farklılık göstermektedir. Ayrıntılı hız verileri incelendiğinde; çapraz akışta sivri uçlu elips jetlerin dairesel jetlerden daha fazla etkilendiği göstermektedir. Düzgün ısı akışında sivri uçlu elips jette deliği toplam ısı taşınımının arttığı bulunmuştur (Dano ve diğ. 2005).

Düşük Reynolds sayılı bir model üzerinde Nusselt sayılarıyla yapılan deneysel çalışmalarda; yüksek jet-hedef plaka aralıklarında ısı taşınımının daha iyi sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. Yapılan çalışmada; hedef yüzeyindeki ısı taşınım katsayısını bulmak için TLC metodu kullanılmıştır. Reynolds sayılarının küçük ve jet plaka mesafelerinin yüksek olduğu durumlarda ısı taşınım katsayısının daha iyi olduğu gözlemlenmiştir (Wang ve Mujumdar, 2005).

Riplerle donatılı bir kanal duvarının, rip tiplerinin ısı taşınım performansını ölçmek için deneyler yapılmıştır. Türbülanslı akışta sürekli ve kesik çıkıntılarla pürüzlendirilmiş kare bir kanal duvarında ısı taşınım etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Çıkıntılar birbiri peşi sıra akış yönüne çapraz olarak yönlendirilmiştir. Her iki durumda da, çıkıntı yüksekliğinin hidrolik çapa oranı 0.15'tir. Çıkıntının ölçüs/yükseklik oranı 12 olarak sabitlenmiştir. Reynolds sayısı 8.0×10^3 - 2.0×10^4 arasında değişmektedir. Kanatlar arasındaki ısı taşınım katsayısı dağılımını göstermek için termokromik sıvı kristal (TLC)

metodu kullanılmıştır. Sonuçlar, kesik çıkıntılar tarafından üretilen at nalı şeklindeki girdapların, sürekli çıkıntılar tarafından üretilen akış yapılarından oldukça farklı olduğunu göstermiştir. Sürekli çıkıntılar, kesik çıkıntılardan daha yüksek ısı taşınımı artışı ve basınç düşümü sağladığı belirtilmiştir (Wang ve Sunden, 2005).

Altı akışlı dairesel jet dizisi ile yüzeylerindeki ve jetden hedefe olan mesafe ile jet aralıklarındaki değişikliklerin ısı taşınım katsayısına etkilerini, termokromik sıvı kristal metodu kullanarak deneysel olarak incelenmiştir (Uysal, 1996).

Bir gaz türbini kanadındaki iki soğutma kanalı arasına çarpmalı jetler bulunan bir plaka yerleştirilerek ve termokromik sıvı kristal metodu kullanılarak dört farklı Reynolds sayısı ile üç farklı çarpmalı jet uygulamaları sonucu ısı taşınım değerlerinde meydana gelen değişiklikler deneysel olarak incelenmiştir. Gaz türbini kanadındaki iki soğutma kanalı arasına çarpmalı jetler bulunan delikli bir ayırıcı yerleştirilmiş, kanalda dört farklı Reynolds sayısı için üç farklı jet çapı kullanılarak ve ısı taşınım değerlerinde meydana gelen değişiklik, TLC metodu kullanılarak incelenmiştir (Uysal, 2013).

U şeklinde 180° dönüşlü düz bir kanalın alt ve üst yüzeylerine 45° ve 90° açılarla yerleştirilen kanatçıkların 3 farklı Reynolds sayısında (2.2×10^4 , 2.75×10^4 ve 3.3×10^4) kanal yüzeyindeki ısı taşınım katsayısı ile Nu sayısı değişiminin kanallardaki soğutma performansına etkisi TLC metoduyla deneysel olarak araştırılmıştır (Uysal ve diğ. 2014).

Türbin kanadının kuyruk bölümüne çok sıralı dizilmiş kare, dikdörtgen ve üçgen tipli çarpmalı jet deliklerinin 3 farklı Re sayısında ($1,6 \times 10^4$, $2,06 \times 10^4$ ve $2,47 \times 10^4$) TLC metodu ile ısı taşınımına etkisini deneysel olarak incelemiştir. Sonuçlara göre daire tipli çarpmalı jette hızın diğer çarpmalı jetlere göre daha yüksek olduğu; buna rağmen ısı taşınım katsayısının diğer tip çarpmalı jetlere göre daha düşük değerde olduğu gözlemlenmiştir (Uysal ve diğ. 2016).

Farklı geometrilerdeki yarıklardan iki farklı jet/silindir yüzeyine gönderilen jet akışı incelenmiştir. Birinci incelemede yarık uzunluğu silindir uzunluğuna eşit; ikinci incelemede yarık uzunluğu silindir çapına eşit olacak şekilde 3 ayrı yarıktan silindire $1.0 \times 10^3 - 1.0 \times 10^4$ Reynolds sayısı aralığında jet akışı uygulanmıştır. Yarık genişliğinin (w) silindir çapına (d) oranı $w/d=0.125$ ile $w/d=0.5$ aralığındadır. Yarık genişliğinin (w) silindire olan uzaklığı (z) oranı olan z/w aralığı 1'den 12'ye kadar olacak şekildedir. Bu değişkenlerin yerel Nusselt sayısına olan etkisi incelenmiştir. Silindirin çoklu yarıklarla

soğutulmasının tek bir yarıkla soğutulmasından daha etkin soğutma sağladığı tespit edilmiştir. Her iki durum için de Re sayısı arttıkça veya w/d oranı arttıkça Nusselt sayısı da artmıştır. Her iki durumda ortalama Nusselt sayısının $4 < z/w < 6$ aralığında maksimum olduğu tespit edilmiştir (Nada, 2006).

V şeklinde engellerin olduğu bir yüzeye çoklu jet akışı uygulandığında oluşan ısı taşınımı incelenmiştir. Re (1.500, 3.000, 4.500) değerleri için, Z (3, 6, 9) ($Z=z/d$; (z) jet plaka yüksekliği, (d) jet çapı olduğu durumda jetlerin sırasıyla ve karışık dizili olarak uygulanması incelenmiştir. Isı taşınımı Nu sayısındaki değişimle ifade edilmiştir. Jet akışından sonra kanal akış etkisinin akış uzunluğuna bağlı olduğu ve V şeklindeki engeller arasındaki açı 45° olduğunda, en uygun vortekslerin olduğu, bu durumun ısı taşınımını artırdığı ifade edilmiştir (Hong ve diğ. 2009).

Çapraz akış etkisi altında düz ve pürüzlü yüzey ile sıra dizilimli jetlerin ısı taşınımına etkileri incelenmiştir. En iyi ısı taşınım performansının, düz veya pürüzlü bir yüzeyde minimum çapraz akış ve küçük jet plaka aralığı ile elde edildiği sonucuna varmışlardır (Xing ve Weigand, 2010).

U şeklindeki bir kanalda düzgün doğrusal, düzgün bükümlü ve sürtünmeli ripli dönüşlü durumlar için ısı taşınım katsayısı ve basınç kaybı ölçümleri yapılmıştır. Önceki uygulamaların birçoğunda riplerin etkileri teorik ve deneysel araştırılmıştır. Hem sürtünme faktörleri hem de ısı taşınım katsayıları, (a) düz düz kısım, (b) düz bükülme (dönüş) kısım ve (c) kaba (yivli) bir bükülme olmak üzere üç farklı dönüş kısmı U-kanalı içinde ölçülmüştür. Kanal geometrisinin detayları; düz parçanın kesit alanı $50 \times 50 \text{ mm}^2$, dirsek parçasının iç uzunluğu 240 mm, çıkıntının kesit alanı $5 \times 5 \text{ mm}^2$ ve çıkıntı yüksekliği/hidrolik çap (e/D_h) oranı, 0.1'dir. Reynolds sayısı 8.0×10^3 ile 2.0×10^4 arasında değişmiştir. Test düzeneği, U-kanalının dönüş kısmı modüler yapıda pleksiglas malzemeden yapılmıştır. Dar bantlı termokromik sıvı kristal kullanılmıştır. Çıkıntı duvarın bir elektrikli ısıtıcı ile ısıtıldığı dirsek (dönüş) kısmının dış duvarına ana akış yönüne çapraz olarak yerleştirilmiştir. Reynolds sayısı 2.0×10^4 'te durumu için sürtünme faktörü oranı ve ısı taşınımı oranı sırasıyla 48.75 ve 2.66 bulunmuştur. Çıkıntının varlığı, büküm parçasının dış duvarındaki (yan U-kanalının ucu) ısı taşınım katsayısını arttırdığı bulunmuştur. Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için belirsizlikler sırasıyla %3 ve %6 bulunmuştur (Salameh ve Sunden, 2010).

Isı taşınımını ve basınç düşüşünü dengeleyen iki sıra jetli dar bir kanalda kapsamlı bir CFD çalışması yapılmıştır. Bir dar kanal ve kanal içinde 2 sıralı her sırada 11 adet (toplam 22) dizilmiş jet bulunan plakanın dar kanal içindeki ısı taşınımını etkisini araştırmışlardır. Jetlerin çapının, jet-jet aralığının, jet sayısının ve jet-hedef plaka aralığının ısı taşınım katsayısı dağılımında fazlaca etkin olduğu tespit edilmiştir (Stoakes ve Ekkad, 2011).

Çarpmalı bir jetinin dar bir kanalında farklı çaplarda beş sıra jetin $5.0 \times 10^4 - 8.0 \times 10^4$ Re sayısı aralığında yüzey pürüzlülüğüne ve ısı taşınımına etkisi termokromik sıvı kristal metodu kullanılarak deneysel olarak incelenmiştir. Hedef plakada üç farklı rib kullanılarak yapılan çalışmada en iyi ısı taşınım performansının X şeklindeki ripli durumda olduğu görülmüştür (Miller ve diğ. 2013).

Dokuz farklı modelde beş sıralı çarpmalı jet kullanılarak kanallarda meydana gelen soğutma performansı $1.1 \times 10^4 - 8.6 \times 10^4$ Re sayısı aralığında termokromik sıvı kristal metodu kullanılarak deneysel olarak incelenmiştir. Çoklu jet kullanılan soğutma kanallarında delik çapının arttırılmasının, genel soğutma performansında bir azalmaya neden olduğu, hatta yüzey ısı taşınım katsayısının jet plakaya oranla hedef plakada daha çok azalma yaptığı tespit edilmiştir. Kanalın yan duvarlarına doğru jet çıkışları yerleştirildiğinde kanalda ısı taşınımının artacağı ifade edilmiştir (Terzis ve diğ. 2014).

Bir duvar üzerine yerleştirilen enine ribli dönen kanal içinde, $Re=1.5 \times 10^4$ ve $Ro=0.38$ için iki boyutlu bir parçacık görüntülemeli hız ölçme sistemi kullanılarak akışın nasıl değiştiği görüntülenmiştir (Coletti ve diğ. 2014).

Jet-hedef plaka aralığından daha küçük ($H/d=2$) olduğu sıralı jetlerin çapraz akışa ve ısı taşınımını dağılımına etkileri araştırılmıştır. Yapılan deneylerde jet Reynolds sayısının 1.34×10^4 değeri için farklı jet-hedef plaka aralık değerlerinde, çapraz akış hızının jet hızına oranının 3, 5 ve 7 olarak değiştiği tespit edilmiştir. Jet akışının çarpması ve kanal içinde meydana gelen çapraz akış arasında etkileşimi araştırmak için sayısal bir yaklaşım yapılmıştır. Yapılan çalışmalarda $H/d=2$ için, çapraz akış arttıkça, özellikle Nusselt sayısında artış olduğu görülmüştür. Reynolds sayısının yüksek olduğu türbülanslı jet hızı ve çapraz akışın yüksek olduğu durumlarda maksimum Nusselt sayısının meydana geldiği görülmüştür. Bu durumda jetin durgunluk noktasındaki çapraz akış hızının jet hızına oranının üç olduğu tespit edilmiştir (Wae-Hayee ve diğ. 2014).

Dar bir kanalda soğutma performansının araştırılması için, 5 ile 10 adet iki sıralı jet diziliminden meydana gelen bir jet plakası kullanılarak ısı taşınım katsayısı dağılımı, 2.03×10^4 – 4.15×10^4 Re sayısı aralığında termokromik sıvı kristal metodu kullanılarak deneysel olarak incelenmiştir (Lucià ve diğ. 2015).

Çift cidarlı pürüzsüz hedef plakasına, kare kesitli jet dizilimine sahip jet plakasından (7 sıra her sırada 7 jet (toplam 49)) yönlendirilen jet akımının hedef plakaya çarpması ile oluşan kanal içindeki akışın, 2.5×10^3 ile 1.0×10^4 Reynolds sayısı (jet hidrolik çapına bağlı olarak) aralığında, TLC metodu kullanılarak ısı taşınım büyüklüklerinin araştırıldığı deneysel bir çalışma yapılmıştır (Singh ve diğ. 2016).

Deneysel çalışmada çarpmalı jet soğutma tekniğinin kullanılması ile elde edilen hedef plaka üzerindeki ısı taşınım katsayısı dağılımları CRADLE Sc/Tetra programı kullanılarak sayısal olarak TLC yöntemiyle yeniden hesaplanmıştır. Bulunan ısı taşınım katsayısı dağılımları deneysel olarak elde edilen ısı taşınım katsayısı dağılımları ile kıyaslanmıştır. Deneysel çalışmanın yapıldığı model ve sınır şartlarına bağlı olarak HAD programındaki $k-\omega$ türbülans modeli alınarak hedef plaka yüzeyindeki ısı taşınım katsayısı dağılımı hesaplanmış, deneysel çalışmadan elde edilen sonuçlarla kıyaslanmış ve HAD sonuçları bakımından etkileri araştırılmıştır (Hırca, 2016).

Farklı Re sayılarında daire, yarım daire ve çeyrek daire geometrili çarpmalı jetlerin ısı taşınımına etkisini sayısal incelenmiştir. Akışkan olarak nemli hava ve kuru hava kullanılmıştır. Nemli havada ısı taşınım artışının daha fazla olduğu gözlenmiştir. Her iki akışkanda yarım daire geometrili çarpmalı jetin ortalama Nu sayısı, dairesel jete göre %100'e yakın fazla olmuştur. Daire tipli çarpmalı jetin Nu sayısı, 1×10^4 Re sayısında ve %0,5, nemli havada %41 iyileştiği tespit edilmiştir (Elwekeel ve Abdala, 2016).

Düz ve sinüzoidal dalga şeklindeki iki farklı yüzeyde ikiz delikli çarpmalı jet soğutmanın akış ve ısı taşınım karakteristikleri sayısal araştırılmıştır. İkiz delikli çarpmalı jet soğutmada jetler arasındaki etkileşim, duvar jetlerinin çarptığı bölgenin ısı taşınımını düşürmekte olduğu ve tek jet düzeninin daha iyi performans gösterdiği tespit edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre; sinüzoidal dalga şeklindeki yüzeyde, akışkanın yüzey boşluklarında sıkışması ve hızının düşmesi nedeniyle ısı taşınım performansında düşüş görülmüştür. Çarpmalı soğutmada kararlı ve kararsız akışın sinüzoidal dalga şeklindeki yüzey üzerinde ısı taşınım performans etkisi sayısal olarak araştırılmıştır. Isı transfer

hızının arttırılmasında yüzey pürüzlülüğünün, jet deliklerindeki Re sayısının, sıcaklık farkının ve jet geometrisinin etkili olduğu tespit edilmiştir (Xu ve diğ. 2016).

Farklı Re sayıları ile farklı plaka aralıklarında ve farklı açılarla konumlandırılmış çarpmalı jetlerin hedef yüzeyinde oluşturduğu ısı taşınımı etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Maksimum ısı taşınımı yatay hedef yüzeyinin durgun bölgesinde gerçekleşirken, eğimli hedef yüzeyinde ise çarpmalı jetlerin etki alanı dışında gerçekleştiği tespit edilmiştir (Bhagwat ve Sridharan, 2016).

Oyuklu yüzeyde jet çarpmalı soğutmanın dönüş etkisinin ısı taşınımına etkisini termokromik sıvı kristal metoduyla araştırmışlardır. Deneysel sonuçlarda, oyuklu yüzeylerde gerçekleşen ısı taşınımının düşük, çapraz akış etkisinin fazla olduğu tespit edilmiştir (Singh ve Ekkad, 2016).

Türbülantörlü, kanatçıklı ve düz çarpmalı yüzeyde kare kesitli kanatçıkların ısı taşınımı deneysel ve sayısal (standart k-ε türbülans modeliyle) olarak araştırılmıştır. Türbülantörlü ve kanatçıklı yüzeylerde gerçekleşen ısı taşınımının düz çarpmalı yüzeye göre daha fazla olduğu görülmüştür (Taie ve Abd, 2017).

Çarpmalı soğutmada düşük Re sayılarında çok sıralı jet diziliminin hedef yüzeyindeki ısı taşınım ve basınç düşüş etkileri sayısal olarak araştırılmıştır. Sayısal çalışmalarda Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS), Unsteady Reynolds Averaged Navier Stokes (URANS) ve Large Eddy Simulation (LES) modelleri kullanılmıştır. HAD hesaplama sonuçlarına göre, çapraz akışın akış boyunca jetleri etkilediği, hatta son jetlerin yüksek çapraz akış nedeniyle salınım gerçekleştirdiği, nozül girişindeki büzülme etkisinin ve viskoz kayıplarının sistemdeki ana basınçta kayıplara neden olduğu, basınç düşüşünün jet çapından etkilendiği tespit edilmiştir (Penumadu ve Rao, 2017).

V kanatçıklı 3 farklı modelin bulunduğu hedef yüzeyinde ısı taşınımı ve akış karakteristikleri TLC metoduyla deneysel ve sayısal olarak 1.5×10^3 'ten 3.5×10^3 'e kadar farklı Re sayılarında incelenmiştir. Sayısal çalışmalar RANS ve SST türbülans modelleriyle gerçekleştirilmiştir. Nu sayısının en fazla %15 hata ile hesaplanabildiği ve 1,16 katı kadar arttığı tespit edilmiştir. V-kanatçıkların hedef yüzey alanı ile ısı taşınımı arasında doğrusal bir korelasyon olduğu belirtilmiştir (Chen ve diğ. 2017).

Termokromik sıvı kristal metodu kullanılarak bir model üzerinde film soğutma ve çarpmalı jet soğutma etkinliği/performansı karşılaştırılmıştır. Çalışmada film soğutma

delik çapları, çarpmalı jet çapları ve jet açıları, jet ve film soğutma hava debileri ve jet yüksekliği ile çap oranının etkisi tartışılmıştır. Film soğutma ile yapılan modelde çarpmalı jetlerle soğutma performansının arttığı tespit edilmiştir. Açılı film soğutma deliklerinin, normal film soğutma deliklerinden yaklaşık %4.6 daha fazla soğutma etkinliğine sahip olduğu görülmüştür (Eui ve diğ. 2017).

Sabit ısı akısı olan bir yüzeyde, çarpmalı jet ve farklı geometride ripler/türbülötörler/akış yönlendiriciler kullanılarak ısı taşınımının değişimi sayısal olarak araştırılmıştır. Çarpmalı jet ile farklı geometrilerde akış yönlendiricilerin birlikte kullanılmasıyla ısı taşınımının %36'ya kadar artış sağladığı görülmüştür. En etkin ısı taşınımının rip ile elde edildiği tespit edilmiştir (Kılıç ve Başkaya, 2017).

Üç sıralı her sırada yedi adet jet (toplamda 21) dizilime sahip üçgen ve kare şeklinde geometrik yapıda bulunan jet plakası kullanılarak kanatçıklara çarpması sonucu oluşan akış yapısının, jet-plaka mesafesinin ve kanatçık geometrisinin ısı taşınımına etkisini sayısal olarak incelemiştir (Çalışır ve diğ. 2017).

Laminer ve türbülanslı akışlarda hareketli yüzey üzerinde çarpmalı soğutmada oluşan ısı taşınım etkisini 1.0×10^2 'den 5.0×10^3 'e kadar Re sayılarında SST türbülans modeli ile incelemiştir. Yüksek yüzey hızlarında hareketli yüzeyde gerçekleşen ısı taşınımının fazla olduğu tespit edilmiştir (Kadiyala ve Chattopadhyay, 2018).

Hedef yüzeyine farklı ölçülerde efizyon delikleri ve pin türbülötörleri yerleştirilerek 1.5×10^4 ve 3.0×10^4 Re sayılarında ısı taşınım etkileri TLC metodu kullanılarak araştırılmıştır. Pin türbülötörler ve efizyon delikleri çapraz akışın etkisini akışın tahliye yönüne doğru azaltmasına rağmen hedef yüzeyinde eşit dağılımlı bir ısı taşınımı (düz yüzeye göre %51 oranında daha yüksek) görülmüştür (Rao ve diğ. 2018).

Farklı (iç bükey, düz ve V-kanal) düzendeki oyuk ve kanatçıkların ısı taşınımı, sürtünme (f) ve akış karakteristikleri 1.0×10^4 - 5.0×10^4 arasındaki Re sayılarında araştırılmıştır. Re sayısı arttıkça ısı taşınım katsayısı da artmıştır. Diğerlerine göre en fazla artış %24-56 oranında düz kanalda görülmüştür. En düşük sürtünme (f) artışı iç bükey kanalda gerçekleşmiştir. Yerel ve ortalama Nu sayısı iç bükey ve V-kanal yüzeyde maksimum değerine ulaştığı; iç bükey ve V-kanalların ısı taşınımında önemli avantaj sağladığı belirtilmiştir (Jing ve diğ. 2018).

Silindirik oyukların ısı taşınımı etkisini hedef yüzeyinde hem deneysel hem de sayısal olarak incelemişlerdir. Deneysel sonuçların en fazla ısı taşınım oranına $D_j/D_ç=1$ ve $Y_n/D_j=2$ olduğunda ulaşılmıştır (Sriromreun ve Sriromreun, 2018).

Oyuklu yüzeyin çarpmalı soğutmada ısı taşınımına ve akış karakteristiklerine etkilerini 15 farklı geometriye sahip test plakasında, farklı Y_n/D_j boyutsuz mesafesinde, oyuk mesafesinde (E_r ve $E_θ$) ve oyuk çapında ($D_ç$) $1.5 \times 10^3 - 1.46 \times 10^4$ arasındaki Re sayılarında deneysel ve sayısal incelemişlerdir. En yüksek termal artış faktörüne $Y_n/D_j=2$, $D_ç=1$ cm, $E_r=2D_ç$, $E_θ = 1,5D_ç$ ve $Re=1.5 \times 10^3$ parametrelerinde ulaşılmıştır. Oyuklu yüzeyden elde edilen termal artış faktörünün düz yüzeyden 5,5 kat daha fazla olduğu tespit edilmiştir (Sriromreun ve Sriromreun, 2019).

Re sayıları 1352, 6268 ve 12342 olacak şekilde oyuklu yüzeye küre şeklinde oyuklar yerleştirilerek hazırlanan, jet çapının, (D_j) küre açık ağız çapına (D_k) oranının $D_j/D_k=0,83$ olduğu modelde, PIV ile üç farklı akış altında jetin çarptığı yerin akış alanına etkisi incelenmiştir. İki oyuk arasındaki jet akışının duvar jeti akış alanı üzerinde etkili olduğu tespit edilmiştir (Hout ve diğ. 2018).

Türbin kanatlarında kullanılan geçiş kanalları ve bunlarda kullanılan daire tipli çarpmalı jet geometrisine sahip dikdörtgen kesitli kanallarda termokromik sıvı kristal metodu kullanılarak ısı taşınımı deneysel olarak incelenmiştir. Çarpan jetlerin akış ve ısı taşınımı özelliklerinin, jet çıkış geometrisi, jet çıkışındaki hız profili, jet-plaka aralığı, jet içerisinde oluşan türbülans, çarpma plakası geometrisi ve jet-plaka arasındaki sıcaklık farkı gibi birçok parametreye bağlı olarak değiştiği görülmüştür (Uysal ve Sözbir, 2018).

Üç geçişli bir kanat modelinde bulunan kanal yüzeyindeki kare ve dairesel deliklerin olduğu iki geçiş parçası (tümünde iki sıra dizilimli, daire ve kare delikli ile daire ve kare daralan delikli) kullanılarak, dört farklı Reynolds sayısında TLC metodu kullanılarak ısı taşınım katsayısı değişimini deneysel olarak araştırılmıştır (Uysal ve Taymaz, 2019).

Düz, üçgen oluklu ve sinüzoidal oluklu hedef yüzeyinde dikdörtgen kesitli kanatçıkta çarpmalı soğutmanın ısı taşınımı performansına ve akış karakteristiklerine etkileri $1.25 \times 10^2 - 5.0 \times 10^2$ arasındaki Re sayıları değiştirilerek incelenmiştir. Nu sayısının düz yüzeye göre pürüzlendirilmiş yüzeyde %300'ün üzerinde artış gösterdiği; en yüksek Nu sayısına, sinüzoidal oluklu hedef yüzeyinde düşük Re sayısında iken ulaşılmıştır (Ekiciler ve diğ. 2019).

Türbin kanat nozullarının çarpmalı jet ile soğutulmasının ısı taşınım katsayısına etkisi sayısal olarak araştırılmıştır. Çarpmalı jet soğutmayla oluşan çapraz akışın, hedef plaka yüzeyindeki ısı taşınımını üzerindeki olumsuz etkisini azaltmak için türbülanslı akış koşulunda $1.5 \times 10^4 - 4.5 \times 10^4$ Re sayılarında hedef yüzeye yerleştirilen kaburgaların ısı taşınım etkisi araştırılmış ve sonuçlar düz yüzey ile karşılaştırılmıştır (Tepe ve diğ. 2019).

Çıkıntılı yüzey üzerindeki genişletilmiş jet deliklerinin (altı sıralı jet çarpma konfigürasyonu) çarpmalı jet soğutması ile ısı taşınım performansı ve akış üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Çalışmalar türbülanslı akış koşulu altında yürütülmüştür ($16.250 \leq Re_j \leq 32.500$). Ortalama ve yerel Nusselt sayısını (Nu) araştırmak için TLC metodu kullanılmıştır. Nozullar ile jet delikleri hedef yüzeye doğru uzatılmıştır. Hedef yüzey boşluklarına ($G_j/D_j=1.0, 2.0, 3.0, 4.0$ ve 5.0) çeşitli boyutsuz nozullar konulmuştur. Dikdörtgen kesitli çıkıntılar, ısı taşınımını etkisi için yüzeye yerleştirilmiştir. $H_r/D_j=0.42$ olarak boyutsuz çıkıntı yüksekliği üzerinde deneysel çalışmalar yapılmıştır. Ayrıca akış ve boyutsuz çıkıntı yüksekliklerinin (H_r/D_j) ısı taşınım performansı üzerindeki etkisi sayısal olarak araştırılmıştır. Türbülans denklemlerinin çözümü için düşük Re düzeltmeli türbülans modeline sahip SST k- ω kullanılmıştır. Ortalama ve yerel Nu sayı dağılımları, akış özellikleri ve Performans Değerlendirme Kriteri (PEC) detaylı olarak incelenmiştir. Sonuçlar çarpmalı jet plaka konfigürasyonları ile karşılaştırılmıştır ($G_j/D_j=6.0$). Sonuçlar, SST k- ω türbülans modelinin deneysel verileri doğru bir şekilde ortaya koyduğunu göstermiştir. Ayrıca, yanlış tasarlanmış çıkıntı yüksekliğinin ısı transfer performansını azalttığı bulunmuştur (Tepe ve diğ. 2020).

Kanat modellerinde düz hedef plaka yerine iç bükey hedef yüzeylerin kullanıldığı jet deliği çapının ve konumunun içbükey hedef kanalı içinde çarpma/efüzyon soğutma performansına etkisi deneysel ve teorik olarak incelenmiştir. Çalışmalarda jet çapı, konumu ve açısının, ısı taşınımını etkilediği tespit edilmiştir (Zhou ve diğ. 2019).

Çarpmalı jet kullanılarak, 4 farklı Re sayısı ve 4 farklı hacim ile 4 farklı çap etkileri altında oluşan ısı taşınımını etkileri araştırılmıştır. Sabit ısı akısında düz yüzeydeki ısı taşınımını ile jet eğimlerinin akış karakteristiklerine etkileri hakkında korelasyon araştırılmıştır. Jet eğim açısı ile ısı taşınımını arasında doğrusal orantı olduğu görülmüştür (Lak ve diğ. 2020).

Sıra dizilimli çarpmalı jet soğutması ile ısı taşınımının jet-hedef plaka aralığına, jet dizilim düzenine, yüzey pürüzlülüğüne, çukurlu bir yüzeye, kavisli bir yüzeye vb. bağlı olduğuna yönelik bir çalışma yapılmıştır. Bu çalışmada, çukurlu bir yüzeyde, ısı transferini ve akış davranışını araştırmak için sayısal bir simülasyon modeli geliştirilmiştir. Bu çalışmada, Nusselt sayısı, Reynolds sayıları, basınç düşüşü, sürtünme faktörü, farklı tasarımların verimliliği ve hedef plaka bazında sonuçlar analiz edilmiştir. Yarı küresel çukurlu hedef plakası, düz hedef plakasından %5 ile %10 daha fazla verimlilik göstermiştir (Nourin ve diğ. 2022).

Bu makale, bir türbin kanadının önde gelen çarpma soğutması üzerine bir analizi rapor etmektedir. Deneylerde hem ana akım hem de soğutma havası gerçek yüksek sıcaklıklara ısıtılmış ve dış kanat orta açıklık yüzeyindeki genel soğutma etkinliği ölçülmüştür. RNG k-ε türbülans modelini içeren sayısal strateji, deneysel verilerle doğrulanmıştır. Örnek olarak ayırıcılı ve ayırıcısız (Model A ve Model B) çarpmalı soğutma modelleri kullanılmış ve yüksek sıcaklık koşulları, ayırıcılar ve sıcaklık oranlarının etkileri tartışılmıştır (Weilong ve diğ. 2022).

Delik aralıkları, jet ve hedef plakaları arasındaki mesafe, toplam jet alanının ısı transfer alanına oranı ve jet deliği çapına dayalı Reynolds sayısının çarpma ısı transferine etkilerini incelemek için üç boyutlu deneyler yapılmıştır. Hedef plakası üzerindeki yerel ve ortalama Nusselt sayılarını elde etmek için beş delik düzenlemeli toplam 300 deney yapılmıştır. Sonuç olarak; hedef plakasındaki radyal ivme ve türbülansın ve jet potansiyel çekirdeğinin uzunluğunun, çarpma ısı transferini güçlü bir şekilde etkilediği görülmüştür. Jet dizisi çarpması için önceki Nusselt sayısı korelasyonları da değerlendirilmiştir. Bu çalışmalarda, beş delikli düzenlemelere uygulanabilen jet dizisi çarpmasının ortalama Nusselt sayısını tahmin etmek için yeni bir korelasyon sunulmuştur (Choi ve Kim 2022).

Şekilli deliklerin, silindirik deliklere kıyasla daha iyi bir soğutma sağladığı çalışmada, koni açısı 10°, 20° ve 30° olan konik delikler seçilmiştir. R/2 jet çarpma uzunluğu için Reynolds sayısı 1.1×10^3 ile 5.0×10^4 arasında değişmiştir. Kararlı hal simülasyonlarında yapılan incelemeler için k ω -SST türbülans modeli seçilmiştir. Nusselt sayısı ve duvar sıcaklık dağılımları ve bu Nusselt sayılarına ve sıcaklık dağılımlarına dayalı olarak kanat soğutması karşılaştırılmıştır. 20° açısına sahip konik delik, gaz türbini kanadının ön kenarının daha iyi soğutulmasını sağlamıştır. Nusselt sayıları Reynolds sayısının

artmasıyla artmış, Reynolds sayısının artmasıyla duvar sıcaklık dağılımı azalmıştır (Sathish ve diğ. 2022).

Bu çalışmada, yarık şekilli pimler (SSP) ile pürüzlendirilmiş hedef yüzeyin ısı transfer performansı üzerindeki etkileri, bir sıralı genişletilmiş jet çarpma soğutması (JIC) kullanılarak sayısal olarak araştırılmıştır. Dikdörtgen bir kanal akışında değişken meme uzunlukları, farklı pim düzenlemeleri ve Reynolds sayıları (Re) için pim yüksekliklerinin ısı transferi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Sayısal sonuçlar literatürdeki deneysel verilerle karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Simülasyonlar, sınır koşulları dikkate alınarak düşük Re düzeltmeli türbülans modeline sahip SST k- ω ile gerçekleştirilmiştir. Pim pürüzlü yüzeyler, genişletilmiş JIC sistemlerinde ortalama ısı taşınım katsayısını ve yerel ısı t taşınım katsayısının homojenliğini güçlü bir şekilde etkilemiştir. Bu sayede termal gerilmelerin ilgili yüzey üzerindeki olumsuz etkisi azaltılabilmüş ve malzemenin ömrü uzatılabilmüşür. Sonuç olarak, düz yüzeye kıyasla yüzeyin soğutma performansı artarken yerel sıcaklıklar önemli ölçüde azaltılabilmektedir. İmalat teknolojilerinin gelişmesi, gaz türbin kanatlarının iç soğutma kanallarında bu tip geometrilerin kullanılmasını mümkün kılmıştır (Yalçınkaya ve diğ. 2022).

Gaz türbini kanatlarının öncü kanallarında jet çarpmalı soğutmanın akış ve ısı transfer özelliklerini araştırmak için sayısal simülasyonlar yapılmıştır. Reynolds sayısı (Re, 1.0×10^4 ile 5.0×10^4), delik çapı-çarpma aralığı oranı (H/d, 0.5 ile 0.9), delik aralığı-çarpışma aralığı oranı (S/H, 2 ile 6), akış performansı, ısı transfer performansı ampirik korelasyonlarla ve Prandtl sayısı (Pr, 0.690 ile 0.968) incelenmiştir. Sonuçlar, H/d'yi artırmanın ve S/H'yi azaltmanın öncü kanaldaki basınç kaybı katsayısını etkili bir şekilde azaltmıştır. Re'yi artırmak, H/d'yi azaltmak ve S /H'yi artırmak, hedef duvarın ısı transfer etkisini artırmıştır. Düşük Reynolds sayılarında $d/H = 0,6$ ve daha yüksek Reynolds sayılarında $S/H = 5$ olduğunda, ısı taşınım katsayısı maksimum değerlerine ulaşmıştır. Buharlı soğutma için öncü kanalın ortalama Nusselt sayıları ve ısı taşınım katsayıları, havayla soğutma için olanlardan daha yüksektir. Öncü kanalın basınç kaybının, H/d'deki değişime en duyarlı olduğu, ancak Re sayısındaki değişime duyarlı olmadığı anlaşılmıştır. Ortalama Nusselt sayısı Re sayısındaki değişime en duyarlı; fakat Pr'deki değişime en az duyarlıdır. Isı taşınım katsayısı, Re sayısındaki değişime en duyarlıdır (Xi ve diğ. 2022).

Yüksek hızla dönen bir türbin kanadında, kanal yöneliminin (jet yönü ile dönen düzlem arasındaki açı) jetleri ve ısı transferini değiştirme etkileri üzerine çalışma yapılmıştır. Kanal yöneliminin etkileri (90° 'dan 180° 'e) sınırlı jet çarpma soğutmasının ısı transferi üzerine deneysel olarak izotermal bir sınır altında incelenmiştir. Hem jet-hedef yüzey mesafesi hem de jet-jet aralığı, jet çapının 3 katıdır. Jet Reynolds sayısı 5.0×10^3 ile 1.5×10^4 arasında ve maksimum jet dönüş sayısı 0.24'tür. Isı transferi üzerindeki dönme etkisinin her kanal yöneliminde farklı olduğunu göstermiştir (Li ve diğ. 2022).

Değişen jet çapının tek sıra jet çarpmasının soğutma performansı üzerindeki ile tek çıkışlı yarım daire biçimli bir hedef kanalda çapraz akışın olumsuz etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Araştırmalar, beş jet çapı düzenlemesi ve 1.0×10^4 ile 2.0×10^4 arasında değişen üç jet Reynolds sayısı altında yürütülmüştür. Çapraz akışın, çarpma jete kütle hız oranı, çapraz akış gelişimini göstermiştir. Kütle hız oranı ve jet deliği alanı arasında ilişki kurulmuştur. Çapraz akışın etkisini sezgisel olarak göstermek için hedef kanalın içindeki girdap yapısı gösterilmiştir. Nusselt numarasının özellikle çarpma bölgesindeki dağılımı tartışılmış ve beş düzenleme arasında karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, akış kayıplarının ve toplam ısı transferinin jet çapı dağılımından açık bir şekilde etkilenmediğini, ancak kütle hız oranının ve çarpma bölgeleri arasındaki ısı taşınım katsayısının büyük ölçüde etkilendiğini göstermektedir (Zhou ve diğ. 2022).

BÖLÜM 4. TERMOKROMİK SIVI KRİSTAL (TLC) METODU

4.1. Giriş

Teknolojik ilerlemeler ve inovasyon yaklaşımlar makine ve malzeme tasarımı alanlarında kolaylaştırıcı ürünlerin oluşumunu sağlar. Bu inovasyon ürünlere ısı taşınımı uygulamalarında sıcaklık ölçümleri ve yüzey sıcaklık dağılımları termokromik sıvı kristal (TLC) metodu ile yapılmaktadır. Piyasada yaygın olarak renk değiştirme için etkileşime girdiği materyalin ismi ile anılan sıvı kristal bulunmaktadır. Kullanım sahalarının özelliğine göre çeşitli isimlerle anılırlar. Bunlar termokromik sıvı kristal, fotokromik sıvı kristal, hidrokromik sıvı kristal ve elektrokromik sıvı kristaldir. Piyasada kullanılan en yaygın çeşitleri termokromik ve hidrokromik sıvı kristaldir. Kromik özelliğe sahip sıvı kristal, bir dış etki nedeniyle molekül yapılarındaki kimyasal yapıların değişmesi sonucu ortaya çıkan elektron denkleşmelerindeki uyumsuzlukların sonucunu emmeye, yaymaya, yansıtmaya ve iletmeye sebep olurlar.

Termokromik sıvı kristal kolesterik özellik taşımaktadır. Farklı sıcaklıklarda, bitişik sıvı kristal molekül düzlemlerinin yönelimleri beyaz ışıkla aydınlatıldığında farklı renk dalgalanmaları göstermektedir. Termokromik sıvı kristalin bu gibi optik karakteristikleri, sıcaklık artışına bağlı olarak renksiz halden renk skalasındaki tüm renkleri peşpeşe göstermekte sonrasında soğuma ile tekrar renksiz hale dönüşmektedir. Renk dönüşümü, ısı artışı ve soğumaya bağlı olarak tekrarlanabilir ve geri döndürülebilirdir. Termokromik sıvı kristal renkleri ile sıcaklık arasındaki doğru ilişki, kalibrasyon ile sağlanmaktadır. Kimyasal sıvı karışım olan termokromik sıvı kristal maddesi ilgili yüzeye ince bir film tabaka şeklinde püskürtülmelidir. Yüzeyin kurumasına bağlı olarak akış yönünde herhangi engele maruz kalmadan sıcaklık ölçüm değerlerinin bulunmasına olanak sağlar. Termokromik sıvı kristal yüzeyin sıcaklığına göre renk değiştirmektedir. Bu renkler ile yerel sıcaklık değerleri ölçülmektedir. Sıcaklık-renk tepkimesi dijital kamera ya da fotoğraf makinesiyle görsel olarak kayıt altına alınabilmektedir. Sıvı kristal kaplı yüzeyde

sıvı kristal formülasyonları tüm uygulamalarda kullanılabilir. Mikro kapsül yöntemi; radyasyondan korunma sağladığı gibi kimyasal kirlenmeye karşı direnç göstermektedir. Ancak mikrokapsüllü termokromik sıvı kristalleri hazırlarken ve uygularken özel bir dikkat göstermek gerekmektedir. Özellikle termokromik sıvı kristalden yansıyan ışığın aşırı ince olması ve tutkal ile mikrokapsüllerin birbirinden ayrılması gibi problemlere çözüm bulunmalıdır.

4.2.2 Polimer dağılım (PD)

Termokromik sıvı kristal malzemesinin kullanımda sürekliliğini sağlamak ve tabakalaşmasını kolaylaştırmak için araştırmacılar tarafından geliştirilmiş bir yöntemdir. Yöntem, kimyasal olarak saf monomer esaslı termokromik sıvı kristal malzemesini katı polimer esaslı haline dönüştürmektir. Termokromik sıvı kristalden yansıyan ışık şeffaf olan polimer malzemedendir. Bu özellik; hem termokromik sıvı kristal malzemesinin parlak renk tepkime karakteristiklerini korumaktadır. Ancak polimer dağılımlı termokromik sıvı kristallerin kullanımını aşağıdaki nedenlerden dolayı kısıtlı kabul edilmektedir.

- a. Pürüzlü yüzeylerde kullanmak uygun değildir, bu nedenle pürüzsüz yüzeylerde kullanılmalıdır.
- b. Kesilmiş bir levha/parça kullanıldığı zaman kimyasal kirlenme polimer dağılımlı termokromik sıvı kristal yüzeyini deforme ettiğinden dolayı oluşan köşe etkileri polimer dağılımlı termokromik sıvı kristallerin kullanım alanını kısıtlamaktadır.

4.3. Termokromik Sıvı Kristal Sıcaklık Görüntüleme Metodları

4.3.1 Nitel sıcaklık görüntüleme metodu

Nitel sıcaklık görüntüleme metodu; termokromik sıvı kristalin yansıttığı renklerin insan gözüyle incelenmesi ve renklere göre sıcaklıkların uygun bir kalibrasyonla belirlenmesi esasına dayanmaktadır. Termokromik sıvı kristal kaplı yüzeyin renk görüntüsünün kameraya çekilerek gözlenmesi ve tekrar eski haline gelmesi kolay ve ucuz bir yöntemdir.

4.3.3 Renk-sıcaklık tepkimesi kalibrasyonu

Sıcaklık ve renk değeri arasındaki bağlantıyı formüle etmek ve farklı görüş açısı için uygun kalibrasyonlar çok önemlidir. Renk subjektif büyüklük olduğundan miktar ve rakamsal olarak belirlenmesi zordur. Termokromik sıvı kristallerin farklı şartlarda oluşan renklerinden sıcaklık değerlerinin elde edilebilmesi için kalibrasyonlarının doğru bir şekilde yapılması ve renk tonu ile sıcaklık eğrilerinin oluşturulması gerekmektedir. Sıcaklık ölçümü için termokromik sıvı kristal metodu kullanılmadan önce renk sıcaklık kalibrasyonu yapılmalıdır.

4.3.4 Doğrudan kalibrasyon metodu

Yapılan çalışmalarda da görülebileceği gibi; TLC'in gerçek renk sıcaklık tepkimesi ile deneyde ölçülen sistemin gerçek renk sıcaklık tepkimesi aynı olmayabilir. Bu tepkimeler çalışmalarda olumsuz sonuçların çıkmasına ve uyumsuzluklara sebep olabilir. Bunun giderilmesi için uygulama yapılan termokromik sıvı kristal sistemle renk ölçme sistemi tepkime karakteristiklerini kalibre etmek gerekir. İlgilenilen yüzey alanının etrafındaki termokromik sıvı kristal sıcaklığını kontrol etmeden veya ölçmeden önce deney cihazı hazırlanmalıdır.

4.3.5 Müteakip izoterm metodu

Bu metodla test yüzeyi ile termokromik sıvı kristali ilgili sıcaklığa getirerek veri toplama işi başlatılır. Yüzey izoterm eğrilerinin renk görüntüsü alınır, ortalama renk değerleri bulunur ve termoçiftler yardımıyla tespit edilen test yüzeyi sıcaklığıyla beraber yazılım programında işleme tabi tutularak kayıt altına alınır. Netlik noktası sıcaklığına ulaşıncaya kadar işleme devam edilir. Kontrol etmesi kolay gibi gözükse de bu metodun zaman alıcı ve zayıf renk sıcaklık çözünürlüğünü kapsadığı unutulmamalıdır.

4.3.6 Gradyan metodu

Gradyan metodu; müteakip izoterm metodunu tamamlamaya yarayan bir yöntemdir. Bu metodta termokromik sıvı kristal malzemesine, ölçülebilir bir renk sıcaklık dağılımı tanımlanır.

4.4. Sıcaklık Ölçümündeki Hataların Kaynakları

Termokromik sıvı kristal uygulamalarında; sıcaklık ölçüm hata etkilerini tam olarak tespit etmenin imkânı yoktur. Ölçüm hatalarının kaynakları genelde;

- a. Termokromik sıvı kristal malzemesinin uygulanmasında yüzeyin uygun olmaması;
- b. Termokromik sıvı kristal renk-sıcaklık kalibrasyonunun uygun olmaması;
- c. Renk ve sıcaklık ölçüm cihazı ile birleşen yerleşik hataların bulunmasıdır.

Termokromik sıvı kristal ile sıcaklık ölçme yaygın olarak sanayiide kullanılsa bile bu tür ölçmenin çeşitli faydaları ve mahzurları vardır. Bunları şöyle sıralamak mümkün olabilir:

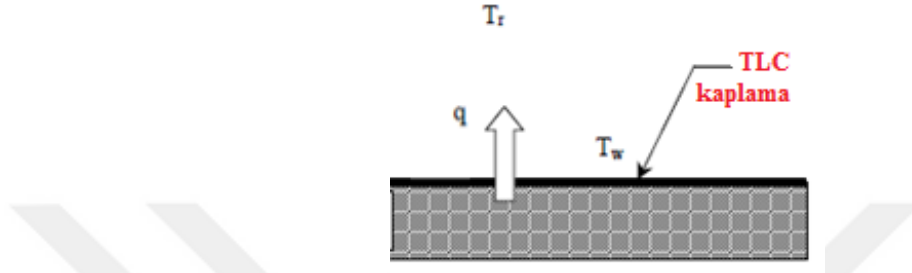
- 1) Hassasiyetlik,
- 2) Hızlı ölçme zamanı,
- 3) Tekrarlanabilirlik,
- 4) Tersinirlik,
- 5) Geniş sıcaklık aralığı,
- 6) Değişebilirlik,
- 7) Kolaylık,
- 8) Uygulanabilirlik,
- 9) Ucuzluk,
- 10) Renk gösterimini görsel olarak kaydedilebilme,
- 11) Saklama ömrünün sınırlı olması,
- 12) Doğruluğunun (hassaslığının) kullanan kişiye bağımlı olmasıdır.

4.5. Metodun Teorisi

Termokromik sıvı kristal metodu ile yapılan tüm uygulamalarda; kararlı ve kararsız hal durumları göz önünde bulundurulmalıdır.

4.5.1 Kararlı hal sıvı kristal metodu

Kararlı hal sıvı kristal metodu, yüzeye verilen sıcaklığı kontrol etmek ve ısıtılan test modelinde eş eğrilerin yüzeydeki yerlerini göstermek için bir termokromik sıvı kristal kaplama kullanılmaktadır. Termokromik sıvı kristal (TLC) kullanılan kararlı hal duruma ait şematik resim Şekil 4.4.'de gösterilmektedir.



Şekil 4.4: Kararlı hal duruma ait şematik resim.

Newton'un soğuma yasasına dayanarak, ısı taşınım katsayısı, kararlı halde aşağıdaki eşitlikte belirtilmiştir (4.1).

$$h = \frac{q}{A(T_w - T_r)} = \frac{q_s}{q_L} \quad (4.1)$$

Burada q_s verilen ısıdır. Elektrikli ısıtıcı kullanılması durumunda, sağlanan ısı Ohm kanunu uygulanarak aşağıdaki eşitlik elde edilir (4.2).

$$q_s = I^2 R = \frac{V^2}{R} \quad (4.2)$$

Burada R ısıtıcının elektrik direnci ve I ve V sırasıyla uygulanan akım ve voltajdır. Denklem 4.1'deki q_L , ışıınım ve iletim yoluyla meydana gelen ısı kaybını temsil eder. Denklemdeki q_L 'nin belirlenmesi genellikle iyi kontrol edilen test koşulları altında kalibrasyon testleri ile yapılır. Denklem 4.1'deki A, etkili ısı taşınım yüzeyi; genellikle ıslak yüzeydir (yani doğrudan sıvıya maruz kalan yüzey). T_r , referans sıcaklığı ve genel olarak dış akışın ortam hava sıcaklığı veya kanal akışının kütle sıcaklığı olarak seçilir.

Denklem 4.1 uygulanarak, konvektif ısı taşınım katsayısı, h, T_w 'nin kararlı hal koşulunda elde edilmesi şartıyla kolayca elde edilir. T_w , belirli sıcaklıklara karşılık gelen termokromik sıvı kristalli yüzey kaplamasının renk geçişlerinden elde edilebilir. Genellikle daha güvenilir izoterm haritalaması yapılmasına yardımcı olmak için bir

Ireland ve Jones (1985) ile Metzger ve Larson (1986) sıvı kristal kaplamaları ve erime noktası yüzey kaplamalarını kullanan tek boyutlu bir modele dayanarak ısı dağılımının ölçümünü başarıyla yapmışlardır. Yarı sonsuz tek boyutlu ısı taşınım modeli Şekil 4.5.'dedir. Burada $t=0$ 'dan önce katı alan T_i sıcaklığında tutulur. Zaman geçtikçe ($t=0$), $Z=0$ 'daki sınır yüzeyi aniden sıvı akışına maruz kalır ve T_r sıcaklıkta çevre ile ısı taşınımına tabi tutulur. Yüzeyde sabit bir ısı taşınımı olması sağlanır. Katı alandaki sıcaklık alanının matematiksel formülasyonu, aşağıdaki bir boyutlu geçici ısı taşınımı eşitliği ile modellenenir (4.3).

$$k \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t}, \quad 0 < z < \infty, \quad t > 0 \quad (4.3)$$

Sınır ve başlangıç koşulları;

$$-k \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=0} = h(T_w - T_r) \quad z = 0, \quad t > 0 \quad (4.4)$$

$$T = T_i \quad z \rightarrow \infty \quad (4.5)$$

$$T = T_i \quad t = 0, \quad 0 \leq z < \infty \quad (4.6)$$

T_w yerel yüzey sıcaklığıdır (yani, $t = 0$ için $z = 0$ 'daki sıcaklık). T_w ve T_r arasındaki sıcaklık farkı, sistemdeki konvektif ısı taşınımı için itici potansiyeli temsil eder.

Katı içindeki sıcaklığın çözümü için, $T(z, t)$ aşağıdaki eşitlik gibi ifade edilebilir (4.7).

$$\frac{T - T_i}{T_r - T_i} = \operatorname{erfc}\left(\frac{z}{\sqrt{4\alpha t}}\right) - \exp\left(\frac{h}{k}z + \frac{h^2\alpha t}{k^2}\right) \operatorname{erfc}\left(\frac{z}{\sqrt{4\alpha t}} + \frac{h\sqrt{\alpha t}}{k}\right) \quad (4.7)$$

Burada “exp” üstel fonksiyonu, “erfc” ise tanımlanan tamamlayıcı hata fonksiyonu ifade etmektedir. Buna göre oluşan eşitlik aşağıda sunulmuştur (4.8).

$$\operatorname{erfc}(z) = 1 - \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^z e^{-\xi^2} d\xi \quad (4.8)$$

$\operatorname{erfc}(\infty) = 0$ ve $\operatorname{erfc}(0) = 1$ olduğuna dikkat edilmelidir.

$T_w = T_w(z = 0, t = 0)$, eşitlikte $z = 0$ kullanılarak elde edilebilir (4.9.).

$$\frac{T_w - T_i}{T_r - T_i} = 1 - \exp\left(\frac{h^2\alpha t}{k^2}\right) \operatorname{erfc}\left(\frac{h\sqrt{\alpha t}}{k}\right) \quad (4.9)$$

Tipik ısı taşınım probleminde, referans sıcaklığı T_r , hali hazırda mevcuttur veya akış sıcaklığına eşittir. Zamanla değişen termokromik sıvı kristal görüntüleri T_w ve tüm görüntüleme alanı boyunca t ile bir ilişki sağlarken, yerel ortalama ısı taşınım katsayısının (h_{ort}) dağılımı, denklem 4.9 ile çözülebilir. Bu nedenle, h ısı taşınım katsayısı, ilk sıcaklığı T_i , duvar sıcaklığı T_w , ortalama akış sıcaklığı T_r malzeme özelliği bilinen katı maddenin malzeme özellikleri tespit edilerek, denklem 4.7 bulunabilir. Kararsız hal sıvı kristal testlerinde, T_w genelde yeşil yoğunluğun en yüksek değere ulaştığı sıcaklıktır (T_g , t duvarın bu sıcaklığa ulaşma zamanıdır).

Uygulanan akış sıcaklıklarının renk değişiklikleri genellikle gerçekte mümkün değildir. Aslında referans sıcaklığı, zamanın bir fonksiyonudur. Bu, süperpozisyon ve Duhamel'in teoremi yoluyla çözümleri değiştirerek açıklanabilir. Çözüm;

$$-T_i = \sum_{i=1}^N U(t - \tau_i) \Delta T_r \quad (4.10)$$

olur ve

$$U(t - \tau_i) = 1 - \exp\left(\frac{h^2}{k^2} \alpha(t - \tau_i)\right) \operatorname{erfc}\left(\frac{h}{k} \sqrt{\alpha(t - \tau_i)}\right) \quad (4.11)$$

4.6. Liquid Crystal Imaging Analyser Görüntü İşleme Programı

Liquid Crystal Imaging Analyser (LCIA) görüntü işleme programı Pittsburgh Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü tarafından yazılmıştır ve Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünün, LCIA görüntü işleme programını kullanma izni bulunmaktadır. Bu yazılım yüzey ısı taşınım katsayılarını saptamak için termokromik sıvı kristal metoduyla elde edilen görüntüleri kullanan bir veri indirgeme programıdır. LCIA görüntü işleme programı, hem kararsız hem de kararlı termokromik sıvı kristal metodlara uygulanabilir.

LCIA görüntü işleme programının açılışı ve deneysel kayıtların bilgisayara aktarılması Şekil 4.5.'de; sıcaklık kayıtlarının LCIA görüntü işleme programı formatına uygun kaydedilmesi Şekil 4.6.'da LCIA görüntü işleme programının görüntüsü Şekil 4.7.'de, DV'deki renk değişiminin izlenmesi ise Şekil 4.8.'de sunulmuştur.

BÖLÜM 5. DENEY DÜZENEĞİ VE PROSEDÜR

5.1. Deneysel Çalışmanın Amacı

Gaz türbin kanat kanallarında ısı taşınım performansının artırılmasına yönelik çok farklı çalışmalar yapıldığı literatür araştırmasında görülmüştür. Yapılan çalışmaların hepsinde amaç; optimum verim elde etmek için termodinamik çevrimden makul seviyede kayıp verdirerek ideal soğutma performansına; en yüksek ısı taşınım katsayısına sürtünmenin ve basınç kaybının en düşük olduğu orantı ile ulaşmaktır.

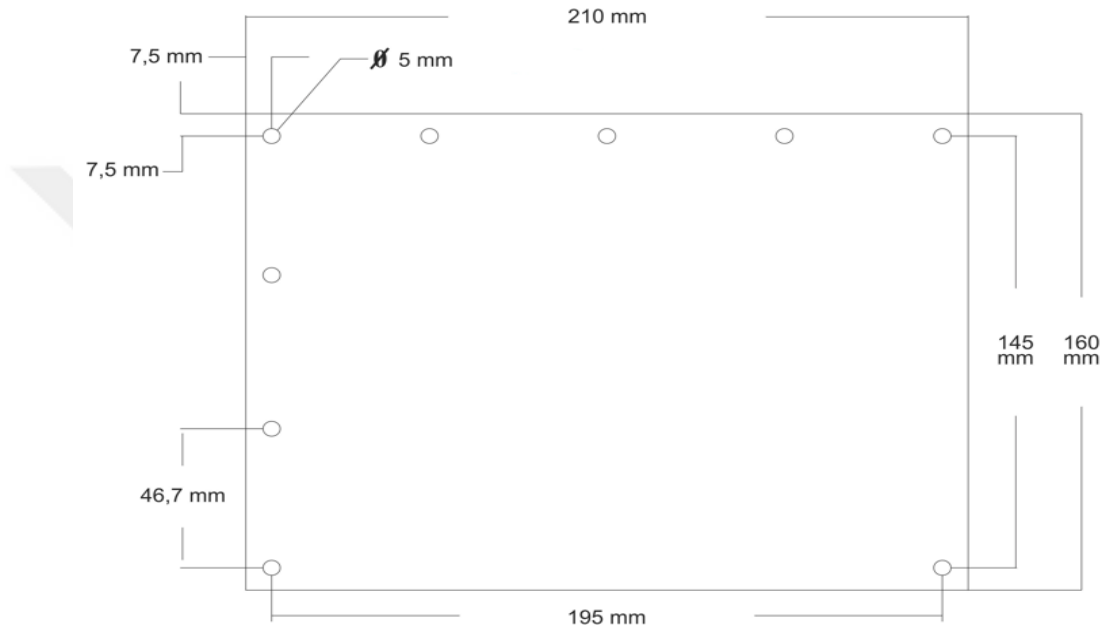
Bu tez çalışmasında; türbin kanatlarındaki geçiş kanalları ile çok sıra dizilimli çarpmalı jet geometrilerinin yapısal şekillerinin ısı taşınım katsayısı geçiş etkilerini araştırmak amaçlanmıştır. Tezin temel amacı; çarpmalı jet geometrisinin akış ve ısı taşınım etkisinin deneysel araştırılmasına doğrudan katkıda bulunmaktır.

Deneysel uygulamalar sonunda elde edilen veriler kullanılarak jet geometrisinin, jet çapının, jet-hedef plaka aralığının ve Re sayısının yüzey ısı taşınım katsayısına etkisi, eş eğri görselleri ve grafikler kullanılarak yorumlanmıştır. Ayrıca jetlerin plaka üzerinde çok sıra dizilimin yüzey ısı taşınım katsayısı ile daire, kare ve eşkenar üçgen tipli çarpmalı jetlerin çapraz akışa etkisi incelenmiştir.

5.2. Deney Düzeneği

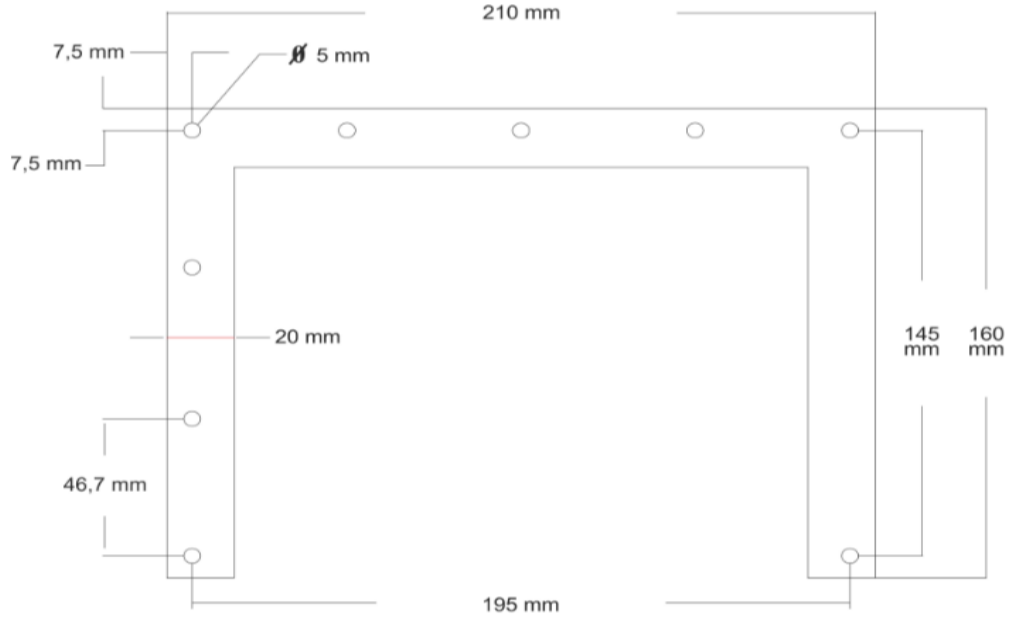
Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Laboratuvarında termokromik sıvı kristal (TLC) odası bulunmaktadır. Deney uygulamaları esnasında oda sıcaklığı klima yardımıyla istenilen seviyeye getirilmekte, ışıklandırma ve oda giriş/çıkışları kontrol altında tutulmaktadır. Model deney düzeneğinin şematik gösterimi Şekil 5.1.'de; deney odasının fotoğrafı ise Şekil 5.2.'de sunulmuştur.

Modeli oluşturan tüm parçalar, şeffaf renkli 10 mm kalınlığında pleksiglasdan lazer kesim yöntemiyle imal edilmiştir. Modelde kullanılan hedef ve alt plaka boyut değerleri ile resmi Şekil 5.24.'de; modelde kullanılan jet-hedef plaka ara parçasının boyut değerleri ile resmi Şekil 5.25.'de, modelde kullanılan jet-alt plaka ara parçasının boyut değerleri ile resmi Şekil 5.26.'da sunulmuştur. Deneysel çalışmada kullanılan deney modeli; civata, rondela ve somun bağlantılarıyla modüler yapıda olması sağlanmıştır. Sızdırmazlık için plakalar arasında iki taraflı yapıştırıcı bir conta kullanılmıştır.

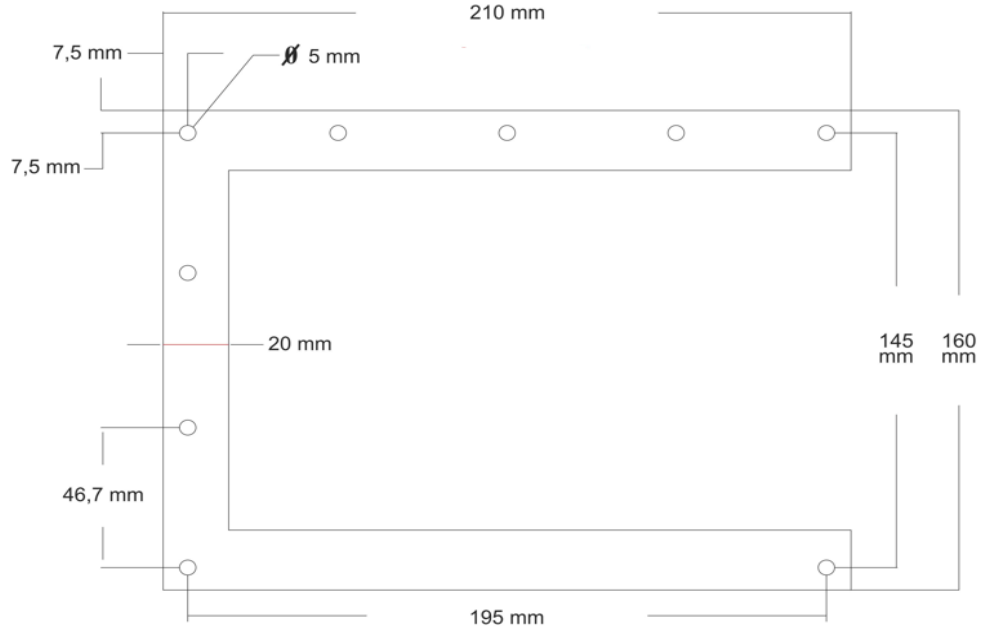


Şekil 5.24: Modelde kullanılan hedef ve alt plaka boyut değerleri ile resmi.

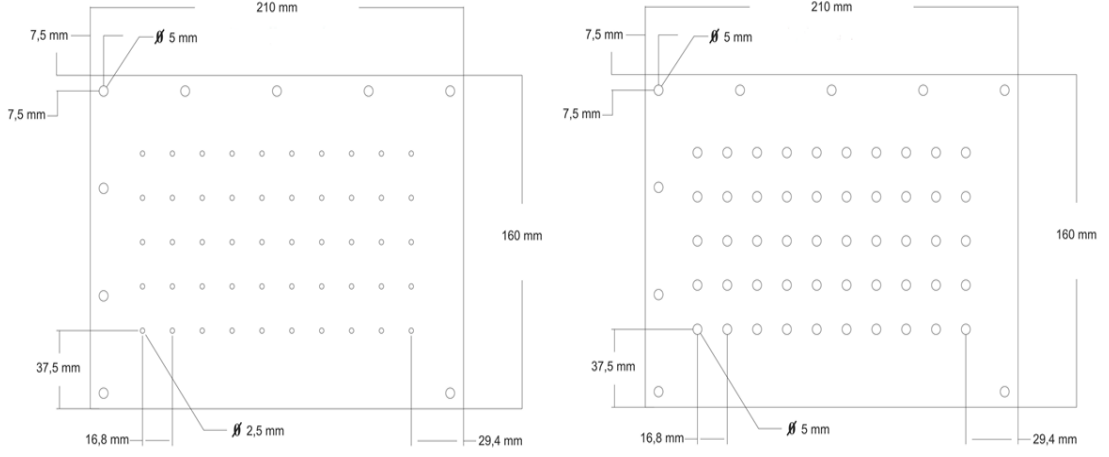
Jet plakaları test ünitesinin en önemli parçalarıdır. Jet plakasında bulunan jetler aynı geometrik yapıda ve ölçüdedir. Her jet plakasında 5 satır sıra dizilimli, 10 kolon sıralı dizili olmak üzere 50 adet çarpmalı jet bulunmaktadır. Jetlerin dağılım ve dizilim aralıkları eşit ve deney uygulama alanı içindedir. Jet plakalarında daire, kare ve eşkenar üçgen tipli simetrik geometrili çarpmalı jetler kullanılmıştır. Jetlerin geometrik şekilleri farklı olmasına rağmen hidrolik çapları aynıdır. Her jetin, hidrolik çapı 2.5 mm ve 5.0 mm olacak şekilde iki farklı boyut kullanılmıştır. Daire tipli çarpmalı jet geometrili plakaların şematik resmi ve boyut değerleri Şekil 5.27.'de; kare tipli çarpmalı jet geometrili plakaların şematik resmi ve boyut değerleri Şekil 5.28.'de; eşkenar üçgen tipli çarpmalı jet geometrili plakaların şematik resmi ve boyut değerleri Şekil 5.29.'da sunulmuştur.



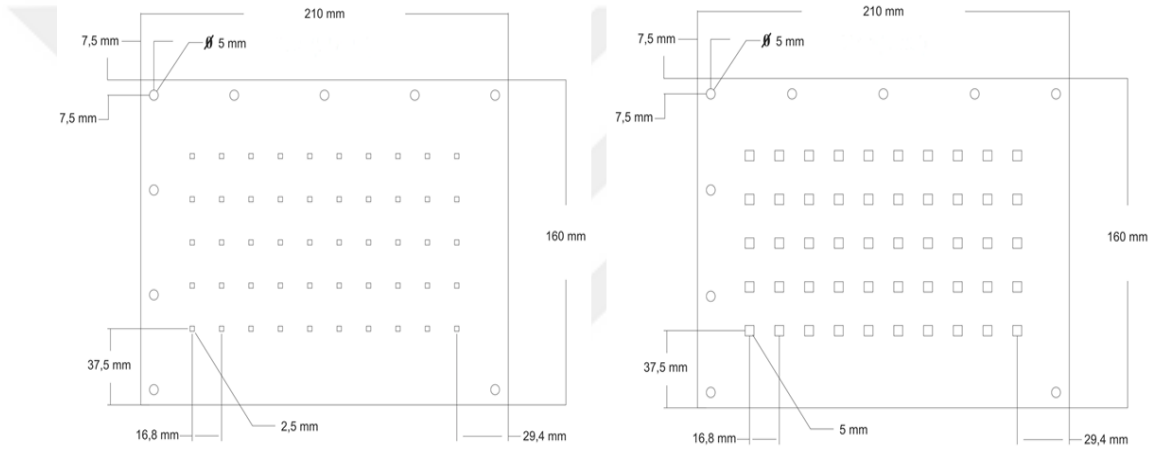
Şekil 5.25: Modelde kullanılan jet-hedef plaka ara parçasının boyut değerleri ile resmi.



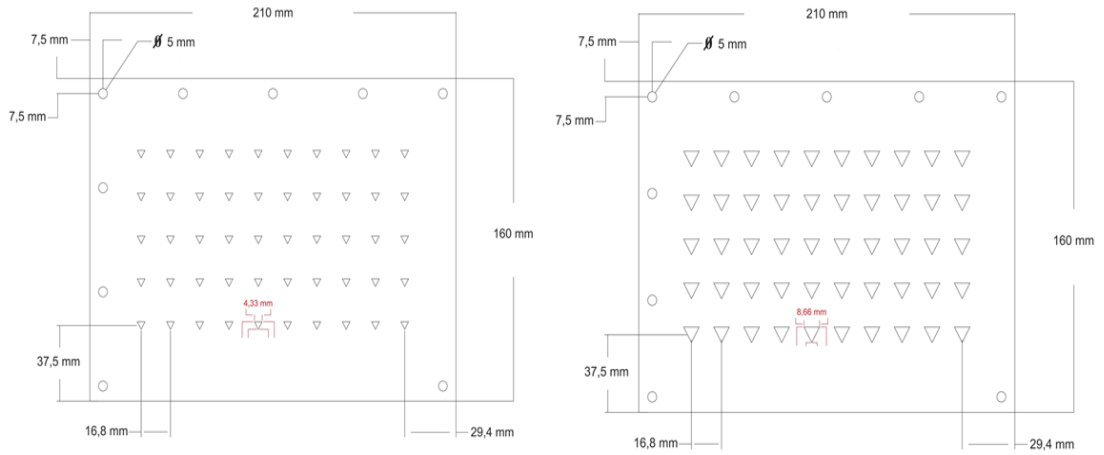
Şekil 5.26: Modelde kullanılan jet-alt plaka ara parçasının boyut değerleri ile resmi.



Şekil 5.27: Daire tipli çarpmalı jet plakalarının şematik resmi ve boyut değerleri.



Şekil 5.28: Kare tipli çarpmalı jet plakalarının şematik resmi ve boyut değerleri.



Şekil 5.29: Eşkenar üçgen tipli çarpmalı jet plakalarının şematik resmi ve boyut değerleri.

Deneylerde kullanılan test ünitesinin farklı çarpmalı jet geometrisine sahip modüler yapıdaki jet plaka resimleri Şekil 5.30'da; çalışmalarda kullanılan jet plakalarının şematik

jet geometrisini ve “Q..” ise deney debilerini (20 m³/h; 30 m³/h; 50 m³/h; 50 m³/h) göstermektedir. Buna göre deney listesi/kod çizelgesi Tablo 5.1.’de sunulmuştur.

Tablo 5.1: Deney listesi/kod çizelgesi.

| S/N | JET ŞEKLİ | JET ÇAPI (mm) | KENAR ÖLÇÜSÜ (mm) | ARA PARÇA (mm) | DENEY KODU (debi 20 m ³ /h) | DENEY KODU (debi 30 m ³ /h) | DENEY KODU (debi 40 m ³ /h) | DENEY KODU (debi 50 m ³ /h) |
|-----|---------------|---------------|-------------------|----------------|---|---|---|---|
| 1 | DAİRE | 2,5 | | 10 | G10_D25_Q20 | G10_D25_Q30 | G10_D25_Q40 | G10_D25_Q50 |
| 2 | | 5 | | 10 | G10_D50_Q20 | G10_D50_Q30 | G10_D50_Q40 | G10_D50_Q50 |
| 3 | | 2,5 | | 15 | G15_D25_Q20 | G15_D25_Q30 | G15_D25_Q40 | G15_D25_Q50 |
| 4 | | 5 | | 15 | G15_D50_Q20 | G15_D50_Q30 | G15_D50_Q40 | G15_D50_Q50 |
| 7 | KARE | 2,5 | 2,5 | 10 | G10_K25_Q20 | G10_K25_Q30 | G10_K25_Q40 | G10_K25_Q50 |
| 8 | | 5 | 5 | 10 | G10_K50_Q20 | G10_K50_Q30 | G10_K50_Q40 | G10_K50_Q50 |
| 9 | | 2,5 | 2,5 | 15 | G15_K25_Q20 | G15_K25_Q30 | G15_K25_Q40 | G15_K25_Q50 |
| 10 | | 5 | 5 | 15 | G15_K50_Q20 | G15_K50_Q30 | G15_K50_Q40 | G15_K50_Q50 |
| 13 | EŞKENAR ÜÇGEN | 2,5 | 4,33 | 10 | G10_U25_Q20 | G10_U25_Q30 | G10_U25_Q40 | G10_U25_Q50 |
| 14 | | 5 | 8,66 | 10 | G10_U50_Q20 | G10_U50_Q30 | G10_U50_Q40 | G10_U50_Q50 |
| 15 | | 2,5 | 4,33 | 15 | G15_U25_Q20 | G15_U25_Q30 | G15_U25_Q40 | G15_U25_Q50 |
| 16 | | 5 | 8,66 | 15 | G15_U50_Q20 | G15_U50_Q30 | G15_U50_Q40 | G15_U50_Q50 |

5.2.1.19. Termokromik sıvı kristal yüzeyinin hazırlanması

Termokromik sıvı kristali test ünitesi hedef plaka yüzeyine uniform püskürtmek için basınçlı havaya, hassas boya tabancasına, ısı tabancasına, termokromik sıvı kristale ve siyah mürekkep veya özel üretim siyah boyaya ihtiyaç vardır. Boyama için temiz, hava akımı olmayan durgun ve kuru ortam tercih edilmelidir. Termokromik sıvı kristalin etkisini azaltan ortamlardan uzak durulmalıdır. Boyanan yüzeyin kuruması için doğal yol tercih edilmelidir. Boyama esnasında termokromik sıvı kristalin hedef plaka yüzeyinde homojen olmasına ve boya kalınlığının da optimum düzeyde olmasına özel itina gösterilmelidir. Hedef plaka yüzeyinin çok miktarda sıvı kristal ile boyanması durumunda renklerin görünürlüğü azalacak ve sonrasında atılacak olan siyah renk boya ile görünürlük daha da azalacaktır. Netice olarak renk değişimi doğru bir şekilde kaydedilemeyecek ve LCIA görüntü işleme programı hesaplamaları hatalı olacaktır. Hedef plaka yüzeyinin az miktarda sıvı kristal ile boyanması durumunda renklerin görünürlüğü

- d. Deney sonrası incelenmesi gereken proses,
 - 1) Elde edilen video ve sıcaklık kayıtlarının LCIA görüntü işleme programının istediği forma dönüştürülmesi,
 - 2) LCIA görüntü işleme programı ile elde edilen verilerden faydalanılarak istenilen ısı taşınım özelliklerinin bulunmasıdır.

5.3.1 Deney modelinin hazırlanması

Modüler yapıdaki model; deney listesi/kod tablosuna göre ilgili jet plakası ve ara parçaları değiştirilerek, genel kontrol ile sızdırmazlık kontrolü yapılarak test ünitesine monte edilmektedir.

5.3.2 Ön hazırlık seviyesi

- a. Kompresörden çıkan hava, basınçlı hava tankına gitmekte ve regülatör yardımıyla hava istenilen basınç değerine (8 bar) çekilir.
- b. Basınçlı hava tankından çıkan havanın basıncı, regülatör yardımıyla istenilen basınç değerine (3 bar) ayarlanır.
- c. Dijital video kamera deney düzeneğini dik ve ortalı göreceğ şekilde bağlantı aparatına yerleştirilir.
- d. Deney odasının ışıkları kapatılır ve sadece deney düzeneğindeki ışıklandırma sistemi açık bırakılır.
- e. Dijital video kameranın beyaz ayarı yapılır.
- f. Bilgisayarda termalçiftlere ait sıcaklık ölçüm kaydı başlatılır.

5.3.3 Deneyin yapılışı

Deneyin yapılışı aşamalar halinde aşağıda verilmiştir. Tüm güvenlik önlemleri alındıktan sonra deneye başlanır.

- a. Deneye başlamadan önce deneyde kullanılacak olan hava, kompresörün açılması ile hava tankına depolanır. Bu işlem tank içerisindeki basınç 6-8 bara gelene kadar devam eder. Güvenlik problemleri doğurabileceğinden bu seviyenin üstüne çıkılması istenmeyen bir durum olarak kabul edilir.

- b. Test ünitesi; akışkanın geçtiği boru parçası, uygun bağlayıcı ara elemanlar kullanılarak deney modelinin giriş yuvasına modüler olarak monte edilir.
- c. Deney modelinin düzlüğü, su terazisi ile kontrol edildikten sonra; test ünitesinin girişine, çıkışına, by-pass hattı çıkışına ve deneyin yapıldığı ortamın sıcaklığını ölçebilecek şekilde termočiftler yerleştirilir. Termočiftlerin ölçtüğü sıcaklık değerleri, National Instrument'in SCC-68 model veri okuma kartı ile bilgisayara aktarılır. Böylece tüm sıcaklıklar kayıt altına alınır.
- d. Dijital video kamera, deney modelinin üst yüzeyine dik bakacak şekilde yerleştirilir. Deney odasına giriş ve çıkışlar engellenir. Deney odasındaki bütün ışıklar kapatılır ve sadece deney modelini aydınlatan ışıklandırma sistemi açılır. Kameranın beyaz dengesi % 18 gri renk referans alınarak yapılır. Bunun nedeni, ısı taşınım katsayıları belirlenirken renk tonlarının çok önemli olması ve yapılacak olan bütün deneylerde aynı renk skalasına göre kayıt altına almaktır. Bu işlemden sonra kamera görüntülerinin bulanıklaşmasını önlemek için pozlama ve odaklama ayarları yapılır.
- e. Deneysel çalışmada istenen debi değeri, debimetre üzerinden okunarak küresel vana yardımıyla ayarlanır. Böylece hava sabit basınçta by-pass hattına gönderilir. İstenen debi ve basınçta gelen hava, ayarlanabilir ısıtıcılar yardımıyla istenen hava sıcaklığına by-pass hattındaki termočift yardımıyla gelmesi beklenir.
- f. İstenen sıcaklığa ulaşıldıktan sonra modelin çıkışına, programın akış başlangıcını algılayabilmesi için posta pulu ebadında beyaz bir kağıt parçası konulur.
- g. Dijital video kamera ile sıcaklık kaydı başlatıldıktan hemen sonra, selenoid valflere sinyal gönderilerek akışkan hava by-pass hattından modele gönderilir. Bir önceki maddede belirtilen kağıt parçası, modele giren havanın etkisiyle model çıkışını terk eder ve dijital video kameranın kadrajından çıkar. Standartlık açısından bu işlem tüm deney modellerine uygulanmıştır.
- h. Deney modeline giren havanın sıcaklığı ve kesite bağlı akış dalgalanması, termokromik sıvı kristal kaplamalı jet-hedef plaka yüzeyinde renk değişimine sebep olmaktadır. Bu renk değişimi her bölgede homojen bir dağılım gösterene kadar beklenmelidir. Elde edilen homojen dağılım sonrasında sırasıyla kamera ve sıcaklık kaydı durdurulmalı ve ısıtıcı kapatılmalıdır. Bunlardan sonra da akış kısmı valfi tamamen kapatılmalıdır. Hava tankını dolduran kompresör tamamen kapatılmalıdır.

- i. Sıcaklık kaydı programından giriş ve çıkış sıcaklıkları excel raporuna dönüştürülerek alınmalıdır. Alınan sıcaklık değerleri ve kamera kaydı LCIA görüntü işleme programında ilgili datalara çevrilmelidir.
- j. Jet- hedef plaka yüzeyinin, kamera kaydındaki piksel başına düşen renk dağılımı esas alınarak grafikler halinde ısı taşınım katsayısı (h) değişimi elde edilir.

5.3.4 Deney sonrası incelenmesi gereken proses

- a. İlk olarak Labview Signal Express programı yardımıyla, kaydedilen sıcaklık değerleri “Office Excel” yardımıyla açılır ve kopyalanarak açılan bir “wordpad” dosyasına yapıştırılır.
- b. Kaydedilen bu “wordpad” dosyasının uzantısı “.asc” formatına çevrilir. LCIA görüntü işleme programı sıcaklık için sadece bu formattaki değerleri okumaktadır.
- c. İkinci olarak dijital video kameradaki görüntüler ANY video converter programı yardımıyla “.avi” formatında kaydedilir. LCIA görüntü işleme programı “.avi” formatındaki video görüntülerini işleyebilmektedir.
- d. Son olarak ise, LCIA görüntü işleme programıyla daha önce “.asc” olarak kaydedilen sıcaklık datası “.tem” formatına çevrilerek kaydedilir.
- e. Kaydedilen “.avi” formatında olan görüntüyü işleyerek “.tim” formatlı olarak kayıt altına alır.
- f. LCIA görüntü işleme programı, görüntü ve sıcaklık datasını birbiriyle harmanlayarak yüzeydeki ısı taşınım katsayısını “Transient model” ile hesaplar.
- g. Elde edilen veriler LCIA görüntü işleme programı yardımıyla istenilen formatta ve şekilde grafik veya “contour plot” şeklinde kayıt altına alınır.

5.4. Deneyin Belirsizlik Analizi

Mevcut ölçüm sistemi için bir güvenilirlik ölçümü sağlamak amacıyla termokromik sıvı kristal metodunda bir belirsizlik analizi yapılmıştır. Analizde ikinci derece denklemi kullanılmış ve doğal ölçüm hatalarının çoğalmasını açıklamak için Kline ve McClintock (1953)'un önerdiği prosedür takip edilmiştir. Mevcut ölçüm sistemi neredeyse iki bağımsız veri azaltma modelinin, bir boyutlu ve toplu ısı kapasitesi modellerinin bir birleşimi olduğu için, her modelde ayrı ayrı belirsizlik analizleri yapılmıştır. Kararsız hal

sıvı kristal yönteminde, yerel konvektif ısı taşınım katsayısının (h), tam çözümü aşağıdaki eşitlikten elde edilmiştir (5.1).

$$\frac{T_w - T_i}{T_r - T_i} = 1 - \exp\left(\frac{h^2 \alpha t}{k^2}\right) \operatorname{erfc}\left(\frac{h\sqrt{\alpha t}}{k}\right) \quad (5.1)$$

Bu tam çözüm ifadelerinde, ısı taşınım katsayısı, aşağıdaki ölçülen değişkenlere bağlıdır. Burada ilk sıcaklık T_i , duvar sıcaklığı T_w , zaman t , ortalama akış sıcaklığı T_r olarak ifade edilmektedir. Kısaca T_i , T_r , T ve t 'ye bağlı ifade edilebilir (5.2).

$$h = h(T_i, T_r, T_w, t) \quad (5.2)$$

Aynı oranlara dayalı olarak tüm bağımsız ölçülen değişkenlerle ilişkili belirsizlik aralıklarından h 'nin belirsizlik aralığı belirlenebilir. Kline ve McClintock (1953) belirsizlik aralığının şu şekilde hesaplanabileceğini önermiştir (5.3).

$$W_h = \left\{ \left(\frac{\partial W_h}{\partial T_i} W_{T_i} \right)^2 + \left(\frac{\partial W_h}{\partial T_r} W_{T_r} \right)^2 + \left(\frac{\partial W_h}{\partial T_w} W_{T_w} \right)^2 + \left(\frac{\partial W_h}{\partial t} W_t \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (5.3)$$

Denklem 5.3'teki bağımsız değişkenlerin birinci derece türevlerine duyarlılık katsayıları denir. Duyarlılık katsayısı, bağımsız değişkenin ölçülen hatasının genel belirsizliği nasıl etkilediğini belirler. Isı taşınım katsayısı, h , denklem 5.1'de ifade edilen tam çözüm olduğu için, denklem 5.3'teki bağımsız değişkenlerin duyarlılık katsayılarını analitik olarak değerlendirmek neredeyse imkansızdır. Sonuç olarak, sayısal bir değerlendirme türevleri elde etmenin tek yolu haline gelir. Moffat (1982), duyarlılık katsayısını elde etmek için ileri fark yöntemi kullanılmıştır. Duyarlılık katsayısının değerlendirilmesi aşağıdaki eşitlik ile elde edilir (5.4).

$$\frac{\partial h}{\partial x_i} \cong \frac{h|_{x=x_i+\Delta x} - h|_{x=x_i}}{\Delta x} \quad (5.4)$$

Burada x_i , bağımsız değişkenlerin herhangi birini temsil eder, $h|_{x=x_i}$, h 'nin $x=x_i$ olarak değerlendirilmesi ve ΔX küçük bir artış gösterir. Mevcut belirsizlik analizinde, $\Delta X/X = \% 1$ kullanılmıştır. Belirli bir bağımsız değişken X_i için veri azaltma programında diğer bağımsız değişkenleri sabit tutarken, $X_i + \Delta X$ 'i X_i ile değiştirerek, $h|_{x=x_i+\Delta x}$ elde edilir. Duyarlılık katsayısı, h farkının bağımsız değişkenin artışına bölünmesiyle elde edilebilir. Hassasiyet katsayıları değerlendirildikten sonra, ısı taşınım katsayısının belirsizliği, ölçüm belirsizlikleri kullanılarak elde edilebilir. Ölçüm belirsizlikleri termoçiftlerde

0.5°C, TLC renk tepkimesi için 0.2°C ve video görüntü işleme için 0.1 saniye olarak bulunmuştur. Denklem 5.3 kullanılmasıyla, tek boyutlu bir model için bağıl belirsizlik %5.52 olduğu bulunmuştur.

5.5. Reynolds Sayısı Hesaplanması

Kapalı ve 8 bar basınçlı ortamdan regülatör yardımıyla 3 bar basınca düşürülen hava, küresel vana yardımıyla deney sistemine düzenli gönderilmektedir. Plaka aralıklarına bağlı olarak model kanal giriş bölgelerinde, kanal çıkış bölgelerinde ve çarpmalı jet deliklerinde oluşan Re sayıları hesaplanmıştır.

Yunus A. Çengel'in termodinamik kitabından alınan A-15 tablosundan;

$$T = 70^{\circ}\text{C}$$

$$\nu = 1.995 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{sn}$$

$$\mu_{70} = 2.052 \times 10^{-5} \text{ kg/m.sn}$$

$$\rho = 1.028 \text{ kg/m}^3$$

Tüm deney olasılıklarında; $D_{\text{hgiriş}} = D_{\text{hçıkış}}$

5.5.1 $D_h=2.5$ mm olan çarpmalı jet için Re sayısı hesaplanması

Daire için;

$$D_h = \frac{4 \times \text{Alan}}{\text{Çevre}} = \frac{4\pi r^2}{2\pi r} = 2r$$

$$D_h = 2.5 \times 10^{-3} \text{ m için;}$$

$$A_{\text{daire}} = \frac{\pi D_h^2}{4} = 4.90625 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

Kare için;

$$D_h = \frac{4 \times \text{Alan}}{\text{Çevre}} = \frac{4a^2}{4a} = 2a$$

$$D_h = 2.5 \times 10^{-3} \text{ m için}$$

$$A_{\text{kare}} = \frac{\pi D_h^2}{4} = 4.90625 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

Eşkenar üçgen için;

$$D_h = \frac{4 \times \text{Alan}}{\text{Çevre}} = \frac{4 \frac{a^2 \sqrt{3}}{4}}{3a} = \frac{a}{\sqrt{3}}$$

$$a = 4.33 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$A_{\text{üçgen}} = \frac{\pi D_h^2}{4} = 4.90625 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

20 m³/h debi için;

$$Q_{D20} = \frac{20 \text{ m}^3/\text{h}}{50 \times 3600} = 1.111 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{sn}$$

$$Q_{D20} = V_{20} \times A \quad 1.111 \times 10^{-4} = V_{20} \times (4.90625 \times 10^{-6}) \quad V_{20} = 22.65 \text{ m/sn}$$

$$Re_{20} = \frac{V_1 \times D_h}{\nu} = \frac{22.65 \times 2.5 \times 10^{-3}}{1.995 \times 10^{-5}} = \sim 2.8 \times 10^3$$

30 m³/h debi için;

$$Q_{D30} = \frac{30 \text{ m}^3/\text{h}}{50 \times 3600} = 1.67 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{sn}$$

$$Q_{D30} = V_{30} \times A \quad 1.667 \times 10^{-4} = V_{30} \times (4.90625 \times 10^{-6}) \quad V_{30} = 33.95 \text{ m/sn}$$

$$Re_{30} = \frac{V_{30} \times D_h}{\nu} = \frac{33.95 \times 2.5 \times 10^{-3}}{1.995 \times 10^{-5}} = \sim 4.3 \times 10^3$$

40 m³/h debi için;

$$Q_{D40} = \frac{40 \text{ m}^3/\text{h}}{50 \times 3600} = 2.222 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{sn}$$

$$Q_{D40} = V_{40} \times A \quad 2.222 \times 10^{-4} = V_{40} \times (4.90625 \times 10^{-6}) \quad V_{40} = 45.27 \text{ m/sn}$$

$$Re_{40} = \frac{V_{40} \times D_h}{\nu} = \frac{45.27 \times 2.5 \times 10^{-3}}{1.995 \times 10^{-5}} = \sim 5.7 \times 10^3$$

50 m³/h debi için;

$$Q_{D50} = \frac{50 \text{ m}^3/\text{h}}{50 \times 3600} = 2.778 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{sn}$$

$$Q_{D50} = V_{50} \times A \quad 2.778 \times 10^{-4} = V_{50} \times (4.90625 \times 10^{-6}) \quad V_{50} = 56.59 \text{ m/sn}$$

$$Re_{50} = \frac{V_{50} \times D_h}{\nu} = \frac{56.59 \times 2.5 \times 10^{-3}}{1.995 \times 10^{-5}} = \sim 7.1 \times 10^3$$

Test ünitesinin jet plakasında bulunan her jet geometrisi için Dh=2.5 mm için Re sayısı örnek olarak hesaplanmış; benzer şekilde yapılan Dh=5.0 mm, kanal giriş bölgelerindeki ve çıkış bölgelerindeki Re sayısı bulunarak Tablo 5.2.'de toplu halde sunulmuştur.

Tablo 5.2: Model girişinde, çıkışında ve jet deliklerinde (D_{hjet}) oluşan Re sayıları.

| D_{hjet} çapı | Q Nm ³ /h | Re _{giriş} (kanal girişi) | | | Re _{çıkış} (kanal çıkışı) | | |
|---------------------------|-------------------------|------------------------------------|-------------------------|---------------------|------------------------------------|-------------------------|---------------------|
| | | Alt-jet plaka arası | | | Jet-hedef plaka arası | | |
| | | (120x10)mm ² | (120x15)mm ² | D_{hjet} | (170x10)mm ² | (170x15)mm ² | D_{hjet} |
| 2.5 mm | 20 | 3,7x10 ³ | 3,6x10 ³ | 2,8x10 ³ | 2,7x10 ³ | 2,6x10 ³ | 2,8x10 ³ |
| | 30 | 5,6x10 ³ | 5,4x10 ³ | 4,3x10 ³ | 4,0x10 ³ | 3,9x10 ³ | 4,3x10 ³ |
| | 40 | 7,4x10 ³ | 7,1x10 ³ | 5,7x10 ³ | 5,4x10 ³ | 5,2x10 ³ | 5,7x10 ³ |
| | 50 | 9,3x10 ³ | 8,9x10 ³ | 7,1x10 ³ | 6,7x10 ³ | 6,5x10 ³ | 7,1x10 ³ |
| 5.0 mm | 20 | 3,7x10 ³ | 3,6x10 ³ | 1,4x10 ³ | 2,7x10 ³ | 2,6x10 ³ | 1,4x10 ³ |
| | 30 | 5,6x10 ³ | 5,4x10 ³ | 2,1x10 ³ | 4,0x10 ³ | 3,9x10 ³ | 2,1x10 ³ |
| | 40 | 7,4x10 ³ | 7,1x10 ³ | 2,8x10 ³ | 5,4x10 ³ | 5,2x10 ³ | 2,8x10 ³ |
| | 50 | 9,3x10 ³ | 8,9x10 ³ | 3,6x10 ³ | 6,7x10 ³ | 6,5x10 ³ | 3,6x10 ³ |

BÖLÜM 7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan deneyler sonucunda; Re sayısının artması ile ortalama ısı taşınım katsayısının (h_{ort}) arttığı görülmüştür. Tüm çarpmalı jetlerin eş eğrilerine ve rakamsal değerlerine bakıldığında, sırasıyla eşkenar üçgen, kare ve daire tipli çarpmalı jetlerde ortalama ısı taşınım katsayısının yüksek olduğu görülmüştür.

1. Yapılan hesaplamalara göre;

➤ Jet hidrolik çapları aynı plaka aralığı 1,5 katına (10 mm'den 15 mm'e) çıkarılınca G15_D25'te %15-16; G15_K25'te %45-46 ve G15_U25'te %11-12 oranında ortalama ısı taşınım katsayılarında (h_{ort}) azalma;

➤ Plaka aralığı aynı jet hidrolik çapları 2 katına (2.5 mm'den 5.0 mm'e) çıkarılınca G10_D50'de %22-23; G10_K50'de %33-34 oranında ve G10_U50'de %19-20 oranında ortalama ısı taşınım katsayılarında (h_{ort}) azalma;

➤ Dört farklı (2.8×10^3 , 4.3×10^3 , 5.7×10^3 ve 7.1×10^3) Reynolds sayısı kullanıldığında G15_D25'te %25-28; G15_K25'te %20-22; G15_U25'te %24-25 oranında ortalama ısı taşınım katsayılarında (h_{ort}) artma;

➤ Tüm çarpmalı jetler, Reynolds sayısının (debi) artışına bağlı olarak kendi geometrik yapıları içinde değerlendirildiği zaman G15_D25'te %98 ; G15_K25'te %68; G15_U25'te %62-63 oranında ortalama ısı taşınım katsayılarında (h_{ort}) artma olduğu; başka bir ifadeyle, G10&G15_D25'te ≈ 2 ; G10&G15_K25'te $\approx 1,7$; G10&G15_U25'te $\approx 1,6$ kat artma;

➤ Akış yönünde eşkenar üçgen jet tepe noktası değiştirildiğinde G10_U50 deney modelinde diğer TERS G10_U50 deney modeline göre ortalama ısı taşınım katsayısında (h_{ort}) %10-15 oranında artma olduğu tespit edilmiştir.

Bu değerlendirmeler dikkate alındığında sırasıyla eşkenar üçgen, daire ve kare tipli çarpmalı jetlerde ortalama ısı taşınım katsayısının (h_{ort}) daha iyi olduğu tespit edilmiştir.

2. Hedef plaka yüzeyi üzerinde görülen jet eş eğrileri incelendiğinde;

- Jet hidrolik çapları büyüdükçe kanal içinde çapraz akışın azaldığı, hedef plaka yüzeyi üzerinde durağan bölge alanlarının arttığı;
- Debi veya Reynolds sayısının artması ile ortalama ısı taşınım katsayısında artma olduğu ve durağan bölgelerde azalma olduğu,
- Jet-hedef plaka aralığı veya jet hidrolik çaplarının artması ile ortalama ısı taşınım katsayısında (h_{ort}) azalma olduğu ve durağan bölge alanlarında ise artma olduğu tespit edilmiştir.

➤ Jet-hedef plaka aralığının artması ile ortalama ısı taşınım katsayısı (h_{ort}) dağılımının daire tipli çarpmalı jetlerde, kare ve eşkenar üçgen tipli çarpmalı jetlere göre daha homojen olduğu tespit edilmiştir.

3. Hedef plaka üzerindeki yerel ortalama ısı taşınım katsayısı (h_{ort}) eş eğrilerine göre değerlendirme yapılırsa; sıra dizimli jetlerden gelen türbülanslı ve çapraz akışın jet dalga boylarının oluşumunda etkili olduğu tespit edilmiştir.

4. Çapraz akış; jet-hedef plaka aralığının artması ile bir farklılık göstermemektedir. Tüm çarpmalı jetlerin hızı, kanal boyunca eksponansiyel olarak azalmaktadır. Hızın azalmasına bağlı olarak ortalama ısı taşınım katsayısında (h_{ort}) azalma olduğu tespit edilmiştir. Kanal içindeki çapraz akışta, jet-hedef plaka aralığının artmasıyla birlikte ısı taşınım katsayısında (h_{ort}) azalma olduğu; ancak genel olarak tüm jet geometrilerinde kanal çıkışına doğru ısı taşınım katsayısında (h_{ort}) düşme olduğu tespit edilmiştir.

5. Jetlerin çapı ve jet-hedef plaka aralığı arttığı zaman, basınç kayıpları da artmaktadır. Debi artınca basınç kaybı da artmaktadır. Minimum basınç kaybının daire tipli çarpmalı jet çalışmalarında meydana geldiği tespit edilmiştir.

6. Eşkenar üçgen tipli çarpmalı jet çalışmalarında, jet-hedef yüzey aralığı 10 mm olan modelde, çapraz akışın etkisi nedeniyle en yüksek yüzey ortalama ısı taşınımının (h_{ort}) meydana geldiği tespit edilmiştir.

7. Hedef plakadaki homojenliğe göre; genel olarak en verimli jet geometrisinin 2,5 mm çaplı daire tipli çarpmalı jetlerde olduğu tespit edilmiştir.

➤ Tasarım bakımından; düşük Reynolds sayılarında küçük çaplı daire tipli çarpmalı jetlerin, yüksek Reynolds sayılarında ise eşkenar üçgen tipli çarpmalı jetlerin kullanılmasının uygun olacağı tespit edilmiştir.

➤ Deneysel çalışma kapsamında elde edilen sonuçlarla; en verimli çarpmalı jet geometrisinin, en az basınç kaybının ve çapraz akış etkisinin ez az olduğu $D_h=2,5$ mm daire tipli çarpmalı jet çalışmalarında meydana geldiği tespit edilmiştir.



KAYNAKLAR

- Akdere, B. (2016). Üç geçişli bir kanalda ısı transferinin deneysel araştırılması. Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Azad, S., Huang, Y., & Han, Je-Chin. (2000). Impingement heat transfer on dimpled surfaces using a transient liquid crystal technique. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 14, No. 2 pp. 186-193.
- Bhagwat, A.B. & Sridharan, A. (2016). Numerical simulation of oblique air jet impingement on a heated flat plate. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 9 (1): 11010–11017.
- Bilen, K., Akyol, U., & Yapıcı, S. (2001). Heat transfer and friction correlations and thermal performance analysis for a finned surface. *Energy Conversion and Management*, 42, 1071-1083.
- Bouchez, J.P. & Goldstein, R.J. (1975). Impingement cooling from a circular jet in a cross flow. *Int. Journal of Heat Mass Transfer*, 18 719–730.
- Boyce, M.P. (2006). *Gas Turbine Engineering Handbook*. Gulf Professional Publishing, Elsevier, Oxford, 3rd ed. 429-497.
- Bredberg, J. (2002). Turbulence modelling for internal cooling of gas turbine blades. Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden.
- Carcasci, C. & Facchini, B. (1996). A numerical procedure to design internal cooling of gas turbine stator blades. University of Florence.
- Chen, L., Brakmann, R.G.A., Weigand, B., Rodriguez, J., Crawford, M., & Poser, R. (2017). "Experimental and numerical heat transfer investigation of an impingement jet array with V-ribs on the target plate and on the impingement plate", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 68 (1): 126–138.
- Choi, W. & Kim, S. (2022). Effect of effusion hole arrangement on jet array impingement heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 192, 122900.
- Chyu, M.K. (1998). Determination of local heat transfer coefficient based on bulk mean temperature using transient liquid crystal technique. *Experimental Thermal and Fluid Science*, V.18, pp:142-149.
- Chyu, M.K. (1991). Regional heat transfer in two-pass and three-pass passages with 180° sharp turns. *ASME Journal Heat Transfer*, 113,63- 70.

- Coletti, F., Jacono, D.L., Cresci, I., & Arts, T. (2014). Turbulent flow in rib-roughened channel under the effect of Coriolis and rotational buoyancy forces. *Journal of Physics Of Fluids*, vol. 26, 045111.
- Cooper, A. (1985). Liquid crystal thermography and its application to study of convective heat transfer. *J. Engineering for Gas Turbines and Power*.
- Cooper, T.E., Field, R.J. & Meyer, J.F. (1975). Liquid crystal thermography and its application to the study of convective heat transfer. *J. Heat Transfer, Trans. ASME*, vol.97, no.3, pp.442-450.
- Çakan, M. (2000). Aero-thermal investigation of fixed rib-roughened internal cooling passages. PhD thesis of Universite catholique de Louvain.
- Çalışır T., Çalışkan S., Kılıç M., & Başkaya Ş. (2017). Numerical investigation of flow field ribbed surfaces using impinging jets, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 32 (1), 127-138.
- Çengel, Y.A. & Boles, M.A. (2011). *Thermodynamics: an engineering approach* (Vol. 5). McGraw-Hill, New York, ABD.
- Dano, B.P.E., Liburdy, J.A., & Kanokjaruvijit, K. (2005). Flow characteristics and heat transfer performances of a semi confined impinging array of jets: effect of nozzle geometry. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48:3-4, 691.
- Durmuş, Seyhun (2014). İç soğutma kanallarında türbülantör kullanımının incelenmesi ve RANS temelli türbülans modelleriyle benzetimi. (A.Ü. Bilimsel Araştırma Projeleri Kom. Bşkliği desteği, Proje No: 1306F250), Anadolu Üniversitesi, Uçak Gövde Motor Bakım, ABD.
- Ekiciler, R., Çetinkaya, M.S.A., & Arslan, K. (2019). Convective heat transfer investigation of a confined air slot-jet impingement cooling on corrugated surfaces with different wave shapes. *Journal of Heat Transfer*, 141 (2).
- El-Sayed, S.A., Mohamed, M.S., Abdel-latif, A.M., & Abouda, A.E. (2002). Investigation of turbulent heat transfer and fluid flow in longitudinal rectangular-fin arrays of different geometries and shrouded fin array. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 26, 879-900.
- Elwekeel, F.N.M. & Abdala, A.M.M. (2016). Effects of mist and jet cross-section on heat transfer for a confined air jet impinging on a flat plate. *International Journal of Thermal Sciences*, 108 (1): 174–184.
- Eui Y.J., Sang, H.O., Dong, H.L., Kyung, M.K. & Hyung, H.C. (2017). Effect of impingement jet on the full-coverage film cooling system with double layered Wall. *Journal Experimental Heat Transfer* Volume 30, Issue 6, Pages 544-562.
- Florschuetz, L.W., Berry, R.A. & Metzger, D.E. (1980). Periodic streamwise variations of heat transfer coefficients for inline and staggered arrays of circular jets with crossflow of spent air. *Journal of Heat Transfer*, 102: 132-137.
- Gardon, R. & Akfirat, J.C. (1966). Heat transfer characteristics of impinging two dimensional air jets. *Journal of Heat Transfer*, 88: 101-108.
- Gardon, R. & Akfirat, J.C. (1965). The role of turbulence in determining the heat transfer characteristics of impinging jets. *Int. J. Heat Mass Transfer* 8, 1261–1272.

- Giovanni, N. (2004). Heat transfer in rectangular channels with transverse and V shaped broken ribs. *Heat and Mass Transfer*; Vol.47, pp:229-243.
- Gleeson, H. (1998). *Introduction to liquid crystals: Chapter1-2*. Manchester University.
- Han, J.C. (1984). Heat Transfer ve Friction in Channels with Two-Opposite Rib-Roughened Walls. *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 106, pp. 774-781.
- Han, J.C., Dutta, S. & Ekkad, S.V. (2000). *Gas turbine heat transfer and cooling technology*. First ed. Taylor ve Francis, New York.
- Han, J., Ou, S., Park, J.S., & Lei, C.K. (1989). Augmented heat transfer in rectangular channels of narrow aspect ratios with rib turbulators. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 32, no. 9, pp. 1619–1630.
- Harahap, F. & Setio, D. (2001). Correlations for heat dissipation and natural convection heat-transfer from horizontally-based, vertically-finned arrays. *Applied Energy*, 69, 29-38.
- Hippensteele, S.A., Russell, L.M., & Steplca, F.S. (1983). Evaluation of a method for heat transfer measurements and thermal visualization using a composite of a heater element and liquid crystals. *J. Eng. Gas Turbine and Power*, Vol. 107, pp. 953-960.
- Hırca, A.H. (2016). Çarpmalı jetli soğutma levhasının sayısal modellenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Hong, S.K., Lee, D.H., & Cho, H.H. (2009). Heat/Mass transfer in rotating impingement/effusion cooling with rib turbulators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 52, Issues 13–14, Pages 3109-3117.
- Hout, R.V., 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. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 74 (July): 53–64.
- Huang, Y., Ekkad, S.V., & Han, J.C. (1998). Detailed heat transfer distributions under an array of orthogonal impinging jets. *J. Thermophys. Heat Trans.*, 12(1), pp.73–78.
- Huang, G.C. (1963). Investigations of heat-transfer coefficients for air flow through round jets impinging normal to a heat-transfer surface. *J. Heat Transfer*. 85(3): 237-243 (7 pages).
- Igarashi, T. & Mayumi, Y. (2001). Fluid flow and heat transfer around a rectangular cylinder with small inclined angle (the case of a width/height ratio of a section of 5). *International Journal of Heat and Fluid Flow* 22, 279-286.
- İlyasoğlu, F.N. (2009). Dikdörtgen kesitli kanal içerisinde ısı transferinin iyileştirilmesi. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, FBE.
- Ireland, P.T. & Jones, T.V. (1985). The measurement of local heat transfer coefficients in blade cooling geometries. In *AGARD Heat Transfer and Cooling in Gas Turbines* 8 p (SEE N86-29823 21-07).
- Jing, Q., Zhang, D., & Xie, Y. (2018). Numerical investigations of impingement cooling performance on flat and non-flat targets with dimple/protrusion and triangular rib, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 126-A:169–190.

- Jordal, K. (2001). Modeling and Performance of Gas Turbine Cycles with Various Means of Blade Cooling. Lund University, Sweden.
- Kadiyala, P.K. & Chattopadhyay, H. (2018). Numerical analysis of heat transfer from a moving surface due to impingement of slot jets, *Heat Transfer Engineering*, 39 (2): 98–106.
- 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”, *Journal of Engineering for Power*, 92: 73-82.
- Kılıç M. ve Başkaya Ş. (2017). Farklı geometride akış yönlendiriciler ve çarpan jet kullanarak yüksek ısı akılı bir yüzeyden olan ısı transferinin iyileştirilmesi. *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi Uni.* 32:3 693-707.
- Kiml, R., Mochizuki, S., & Murata, A. (2001). Effects of rib arrangements on heat transfer and flow behavior in a rectangular rib roughened passage: application to cooling of gas turbine blade trailing edge. *Journal of Heat Transfer*, 123, 675-681.
- Kline, S. J., ve McClintock, F. A., (1953). Describing Uncertainties in Single- Sample Experiments. *Mech. Eng. Am. Soc.*, 75,3–8.
- Kukreja, R.T., Lau, S.C., & McMillin, R.D. (1993). Local heat/mass transfer distribution in a square channel with full and V-shaped ribs. *Int. J. Heat Mass Transf.* vol. 36, no. 8, pp. 2013–2020.
- Lak A., Çalışır T., & Başkaya Ş. (2020). Flow and heat transfer characteristics of inclined jet impingement on a flat plate, *Politeknik Dergisi*, 23(3): 697-706.
- Leon, O., Mey G.D., & Dick, E. (2002). Study of the optimal layout of cooling fins in forced convection cooling. *Microelectronics Reliability* 42, 1101-1111.
- Li, H., Deng, H., & Qiu, L. (2022). Effect of channel orientation on heat transfer in a rotating impingement cooling channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer* Volume 187, 122493.
- Llucia, S., Terzis, A., Ott, P., & Cochet, M. (2015). Heat transfer characteristics of high crossflow impingement channels: Effect of number of holes. *Proc. Inst. Mech. Eng., Part A*, 229(5), pp. 560–568.
- Matsumoto, K., Sera, A., & Uchida, T. (1985). Organic synthesis under high pressure; I. *Synthesis*, 1985(01), 1-26.
- 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° Turns. *J. Heat Transfer*. Feb 1986, 108(1): 48-54 (7 pages).
- Miller, N., Siw, S.C., Chyu, M.K., & Alvin, M.A. (2013). Effects of jet diameter and surface roughness on internal cooling with single array of jets. In *ASME Turbo Expo 2013: Power for Land, Sea, and Air*, page 9 pages, San Antonio.
- Moffat, R.J. (1982). Contributions to the theory of single-sample uncertainty analysis. *Transactions of the ASME*, 250/Vol. 104.
- Nada, S.A. (2006). Slot/slots air jet impinging cooling of a cylinder for different jets/cylinder configuration. Department of Mechanical Engineering Technology Benha University, Egypt.

- Naik, S., Probert, S.D., & Bryden, I.G. (1999). Heat transfer characteristics of shrouded longitudinal ribs in turbulent forced convection. *Int. Journal of Heat and Fluid Flow*, 20, 374-384.
- Naik, S., Probert, S.D., & Shilston, M.J. (1987). Forced convective steady-state heat transfers from shrouded vertical fin arrays, aligned parallel to an undisturbed airstream. *Applied Energy*, 26, 137-158.
- Nourin, F.N., & Amano, R.S. (2022). Heat transfer augmentation with multiple jet impingement cooling on dimpled surface for gas turbine blades. *J. Energy Resour. Technol.* 1-34 (34 pages). JERT-22-1160.
- Owsenek, B.L., Cziesla, T., Mitra, K., & Bisvas, G. (1997). Numerical investigation of heat transfer in impinging axial and radial jets with superimposed swirl. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 40(1): 141-147.
- Park, J.S., Han, J.C., Huang, Y., Ou, S., & Boyle, R.J. (1992). Heat transfer performance comparisons of five different rectangular channels with parallel angled ribs. *Int. J. Heat Mass Transfer*. Vol. 32, no. 9, pp. 2891–2903.
- Penumadu, P.S. & Rao, A.G. (2017). Numerical investigations of heat transfer and pressure drop characteristics in multiple jet impingement system, *Applied Thermal Engineering*, 110 (1): 1511–1524.
- Rao, Y., Liu, Y., & Wan, C. (2018). Multiple-jet impingement heat transfer in doublewall cooling structures with pin fins and effusion holes, *International Journal of Thermal Sciences*, 133 (1): 106–119.
- Salameh, T. & Sunden, B. (2010). An experimental study of heat transfer and pressure drop on the bend surface of a U-Duct. ASME GT2010-22139, in *Proceedings of ASME Turbo Expo (2010): Power for Land, Sea and Air GT2010*, Glasgow, UK.
- Sara, O.N. (2003). Performance analysis of rectangular ducts with staggered square pin fins. *Energ Convers. Manage.* 44/11, 1787-1803.
- Sargison, J.E., Guo, S.M., Olfeld, M.L.G., & Rawlinson, A.J. (2001). The variation of heat transfer coefficient, adiabatic effectiveness and aerodynamic loss with film cooling hole shape, heat transfer in gas turbine systems. *Annals of The New York Academy Of Sciences* 934, 361-369.
- Sathish, S., Seralathan S., Narayan C.M.S., Rizwan, V.M., Varma, U.P. & Kumar, N.M. (2022). Influence of converging conical hole angles on jet impingement blade cooling of gas turbine blade leading edge. *AIP Conference Proceedings*, Volume 2385, Issue 1.
- Singh, P. & Ekkad, S.V. (2016). Effects of rotation on heat transfer due to jet impingement on cylindrical dimpled target surface, *ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, V05BT16A010.
- Singh, P., Ravi, B.V., & Ekkad, S.V. (2016). Experimental and numerical study of heat transfer due to developing flow in a two-pass rib roughened square duct. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 102, pp. 1245-1256.
- Singh, P., Zhang, M., Ahmed, S., Ramakrishnan, K.R., & Ekkad, S. (2019). Effect of microroughness shapes on jet impingement heat transfer and fin-effectiveness, *Int. J. Heat Mass Tran.* 132 80–95.

- Sriromreun, P. & Sriromreun, P. (2018). Experimental and numerical studies of heat transfer characteristics for impinging jet on dimple surfaces. *Chemical Engineering Transactions*, 70 (1): 1273–1278.
- Sriromreun, P. & Sriromreun, P. (2019). A numerical and experimental investigation of dimple effects on heat transfer enhancement with impinging jets. *Selected papers from PRES 2018: The 21st Conference on Process Integration, Modelling and optimisation for energy saving and pollution reduction. Energies* 2019, 12(5): 813.
- Stoakes, P. & Ekkad, S.V. (2011). Optimized impingement configurations for double wall cooling applications. In *Proceedings of ASME Turbo Expo 2011*, pages 1535–1543. ASME.
- Subaşı, H., Türkoğlu, E., Yazıcı, K., Çelik, S., ve Erdoğan, Ö. (2019). Turbojet motorun radyal fanının PID kontrolü. Bitirme tezi, Karabük Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Mekatronik Mühendisliği.
- Taie, A.A. & Hussain, S. (2017). Experimental and numerical investigation of impingement cooling of gas turbine combustion chamber liner. *Journal of Basic and Applied Scientific Research*, 7 (1): 17–35.
- Tanda, G. (2001). Heat transfer and pressure drop in a rectangular channel with diamond-shaped elements. *International Journal of Heat ve Mass Trans.* 44(18), 3529-3541.
- Taslim, M.E., Li T., & Spring, S.D. (1995). Experimental study of the effects of bleed holes on heat transfer ve pressure drop in trapezoidal passages with tapered turbulators. *ASME Journal Turbomachinery*, 117,281-290.
- Taslim, M.E. & Spring, S.D. (1994). Effects of turbulators profile ve spacing on heat transfer ve friction in a channel. *J thermophysics heat transfer*, Vol.8, pp. 555-562.
- Taslim, M.E. & Wadsworth, C.M. (1997). An experimental investigation of the rib surface- averaged heat transfer coefficient in a rib- roughened square passage. *ASME Journal Turbomachinery*, 119,381-389.
- Tenbel, K., ŞENOL, Y., ve ÖZDEMİR, İ.H. (2019). Ses Üstü Etki Tipi Gaz Türbini Tasarımı. Prof. Dr. Erkan AYDER danışmanlığındaki çalışma, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi.
- Tepe, A.Ü., Uysal, Ü., Yetişken, Y., & Arslan, K. (2020). Jet impingement cooling on a rib-roughened surface using extended jet holes. *Applied Thermal Engineering* Volume 178, 115601.
- 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 (2019), pp. 1-14, 10.1115/1.4043893.
- Terzis, A., Wagner, G., Wolfersdorf, J., Ott, P., & Weigand, B. (2014). Hole staggering effect on the cooling performance of narrow impingement channels using the transient liquid crystal technique. *Journal of Heat Transfer* Vol. 136.
- Toprak, S. (2007). Gaz türbin kanatlarının soğutulmasının önemi ve soğutma yöntemlerinin incelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Trakya Üniversitesi; FBE.

- Tsia, J.P. & Hwang, J.J. (1999). Measurements of heat transfer and fluid flow in a rectangular duct with alternate attached-detached rib-arrays. *Int. J. Heat Mass Tran.* 42 (11), 2071-2083.
- Uysal, Ü. (2013). Effect of jet diameter on heat transfer in a two-pass channel. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 20 (3): 277–287.
- Uysal, Ü. (1996). Dikdörtgen kesitli kanallarda daimi olmayan zorunlu konveksiyon nümerik modellemesi. KOÜ.
- Uysal, Ü., Li, P.W., Chyu, M.K., & Cunha, F.J. (2006). Heat transfer on internal surfaces of a duct subjected to impingement of a jet array with varying jet hole-size and spacing. *Journal of Turbomachinery*, 128,158-165.
- Uysal, U., Korkmaz, Y., & Chyu, M.K. (2016). Effect of jet shape on the heat transfer in trailing edge model. *Proceeding of First Thermal and Fluids Engineering Summer Conference, New York*,1233–1244.
- Uysal, Ü., Korkmaz, Y., Sözbir, N., & Hırca, A.H. (2014). Gaz türbini kanatları kanallarında soğutma performansının araştırılması. *Havacılık ve Uzay Teknolojileri Dergisi, Cilt 7 Sayı 2* (27-34).
- Uysal, Ü. ve Sözbir, M. (2018). Çoklu Çarpan Jetli Dikdörtgen Kanalda Yüzey Isı Geçişinin Deneysel Araştırılması. *6th International Symposium on Innovative Technologies in Engineering and Science, (ISITES2018 Alanya/Antalya Turkey)*.
- Uysal, Ü. & Taymaz, İ. (2019). Experimental investigation of heat transfer on trapezoidal channel with three passes. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*; pp1–12.
- Viskanta, R. (1993). Heat transfer to impinging isothermal gas and flame jets. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 6(2): 111-134.
- Wae-Hayee, M., Tekasakul, P., Eiamsa-ard, S., & Nuntadusit C. (2014). Flow and heat transfer characteristics of in-line impinging jets with cross-flow at short jet-to-plate distance. *Experimental Heat Transfer*. 28(6): 511–530.
- Wang, L. & Sunden, B. (2005). Experimental investigation of local heat transfer in a square duct with continuous ve truncated ribs. *Journal Experimental Heat Transfer*, 18,179-197.
- Wang, S.J. & Mujumdar, A.S. (2005). A comparative study of five low Reynolds Number $k-\epsilon$ models for impingement heat transfer. *Applied Thermal Engineering*, 25:31-44.
- Weilong, W., Ran, Y., Jianhua W., Hang, S., & Xiangyu W. (2022). Leading edge impingement cooling analysis with separators of a real gas turbine blade. *Applied Thermal Engineering Volume 208*, 118275.
- Xi, L., Xu, J. G., Zhao, Z., Ruan, Q., & Li, Y. (2022). Numerical investigation and parameter sensitivity analysis on flow and heat transfer performance of jet array impingement cooling in a quasi-leading-edge channel. *Aerospace* 2022, 9(2), 87.
- Xing, Y., Spring, S., & Bernhard, W. (2010). Experimental and numerical investigation of heat transfer characteristics of inline and staggered arrays of impinging jets. *J. Heat Transfer* 132(9), 092201 (11 pages).

- Xing, Y. & Bernhard, W. (2010). Experimental investigation on staggered impingement heat transfer on a rib roughened plate with different crossflow schemes. ASME Turbo Expo 2010, Paper No.GT2010-22043, pp. 1-11; 11 pages.
- Xu, P., Sasmito, A.P., & Mujumdar, A.S. (2016). A computational study of heat transfer under twin turbulent slot jets impinging on planar smooth and rough surfaces. *Thermal Science*, 20 (1): 47–57.
- Xu, P., Sasmito, A.P., Qiu, S., Mujumdar, A.S., Xu, L., & Geng, L. (2016). Heat transfer and entropy generation in air jet impingement on a model rough surface, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 72 (1): 48–56.
- Yahya, S.M. (1983). *Turbines, compressors and fans*. Tata McGraw Hill Publishing Company L.T.D. Bangalore, India.
- 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. *International Journal of Thermal Sciences*, Volume 179, 107698.
- Zhang, H., Huang, X.Y., Li, H.S., & Chua, L.P. (2002). Flow patterns and heat transfer enhancement in low-Reynolds-Rayleigh-number channel flow. *Appl. Therm. Eng.* 22 (12), 1277-1288.
- Zhou, J., Tian, J., Haiyin, L. & Dong, H. (2022). Numerical investigation on flow and heat transfer characteristics of single row jet impingement cooling with varying jet diameter. *International Journal of Thermal Sciences*. Volume 179, 107710.
- Zhou, J., Xinjun, W., & Jun, L. (2019). Influences of effusion hole diameter on impingement/effusion cooling performance at turbine blade leading edge, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 134, Pages 1101-1118. Volume,