T.C.
VAN YÜZÜNCÜ YIL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

AÇILI VE ÇOKLU ÇARPAN JETLE ISI TRANSFERİNDE ISI VE AKIM KARAKTERİSTİKLERİNİN OPTİMİZE EDİLMİŞ ISI ALICIDA İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Doğan YORULMAZ
Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Altuğ KARABEY

VAN – 2025

T.C.
VAN YÜZÜNCÜ YIL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

AÇILI VE ÇOKLU ÇARPAN JETLE ISI TRANSFERİNDE ISI VE AKIM KARAKTERİSTİKLERİNİN OPTİMİZE EDİLMİŞ ISI ALICIDA İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Doğan YORULMAZ

Tez Savunma Sınavı Jüri Üyeleri

Dr. Öğretim Üyesi M. Yasin GÖKASLAN (Başkan)

Dr. Öğretim Üyesi Altuğ KARABEY (Danışman)

Prof. Dr. Süha Orçun MERT (Üye)

Bu çalışma Van YYÜ Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi tarafından FYL-2021-9534 No'lu proje ile desteklenmiştir.

VAN – 2025

KABUL VE ONAY SAYFASI

Van Yüzüncü Yıl Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Dr. Öğretim Üyesi Altuğ KARABEY danışmanlığında, Doğan YORULMAZ tarafından sunulan "Açılı ve Çoklu Çarpan Jetle Isı Transferinde Isı ve Akım Karakteristiklerinin Optimize Edilmiş Isı Alıcıda İncelenmesi" başlıklı bu çalışma Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği'nin ilgili hükümleri gereğince 23 / 05 / 2025 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği / ~~oy çokluğu~~ ile başarılı bulunmuş ve Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan: Dr. Öğretim Üyesi M. Yasin GÖKASLAN İmza:

Üye: Dr. Öğretim Üyesi Altuğ KARABEY İmza:

Üye: Prof. Dr. Süha Orçun MERT İmza:

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun …. /.... /….. tarih ve ..... sayılı kararı ile onaylanmıştır.

İmza

……

Enstitü Müdürü

ETİK BEYAN

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DOĞAN YORULMAZ

ÖZET

AÇILI VE ÇOKLU ÇARPAN JETLE ISI TRANSFERİNDE ISI VE AKIM KARAKTERİSTİKLERİNİN OPTİMİZE EDİLMİŞ ISI ALICIDA İNCELENMESİ

YORULMAZ, Doğan
Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Altuğ KARABEY
Haziran 2025, 77 sayfa

Çeşitli endüstri sektörlerinde sistemlerin çalışması sırasında oluşan ısının, sistem ömrü ve performansı üzerinde olumsuz etkileri vardır. Bu nedenle sistemin devrede olduğu anlarda oluşan bu ısının sistemden en kısa sürede uzaklaştırılması büyük önem taşımaktadır. Bu amaçla kullanılan çarpan hava jeti, kâğıt kurutması, elektronik elemanların soğutulması, cam temperlenmesi ve gaz türbin kanatlarının soğutulması gibi pek çok endüstriyel uygulamada kullanılmaktadır. Bu çalışmada, daha önce Taguchi $L_{27}(3^{11})$ deney yöntemi ile optimize edilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcının, açılı ve çoklu çarpan jetle ısı transfer karakteristikleri incelenmiştir. Optimize edilerek elde edilen ısı alıcıda, sabit ısı akısı etkisinde farklı ısı alıcı açısı, lüle çapı, h/d mesafesi ve hız değerlerinin etkisi analiz edilmiştir. Deneyler her biri dokuz nozullu üç farklı lüle çapında (d=25, 32, 40 mm), üç farklı ısı alıcı açısında (α=10°, 20°, 30°), üç farklı lüle-ısı alıcı mesafesinin lüle çapına oranında (h/d=6, 7, 8) ve beş farklı hız değerinde (V=5, 6, 7, 8, 9 m/sn) gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak; elde edilen veriler Nu-Re grafikleri şeklinde oluşturulmuş ve parametrelerin ısı transferine etkileri analiz edilmiştir. Nusselt sayısının artan boru çapı ve Reynolds sayısıyla arttığı buna karşın Nusselt sayısının lüle ile ısı alıcı arasındaki mesafe arttıkça azaldığı sonucuna ulaşılmıştır. İncelenen aynı akış hızı, lüle çapı ve boyutsuz h/d mesafesi deneysel şartlarına ait açı değerleri karşılaştırıldığında Nusselt sayılarının birbirine çok yakın olduğu sonucuna varılmıştır. Sabit ısı akısında ve incelenen tüm açı değerlerinde, dikdörtgen kanatçıklı eğimli ısı alıcıya ait en yüksek Nusselt sayısı, 10° ısı alıcı eğiminde, D=40mm olan lüle çapında, h/d=6 boyutsuz mesafesinde ve 9m/s akış hızında hesaplanmıştır. Buna karşın en düşük Nusselt sayısı 30° ısı alıcı eğiminde, D=25mm olan lüle çapında, h/d=8 boyutsuz mesafesinde ve 5m/s akış hızında hesaplanmıştır.

Anahtar kelimeler: Çoklu çarpan jet, Isı transferinin iyileştirilmesi, Zorlanmış taşınım

ABSTRACT

EXPERIMENTAL ANALYSIS OF HEAT AND FLOW CHARACTERISTICS ON INCLINED AND MULTIPLE IMPINGEMENT JET HEAT TRANSFER USING OPTIMIZED HEAT SINK

YORULMAZ, Dogan
M.Sc. Thesis, Department of Mechanical Engineering
Supervisor: Asst. Prof. Dr. Altug KARABEY
June 2025, 77 pages

The heat generated during the operation of various industrial systems has adverse effects on the system's lifespan and performance. Therefore, promptly removing this heat from the system during operation becomes critical. Air impingement jets, widely employed for this purpose, are utilized in numerous industrial applications such as paper drying, cooling electronic components, glass tempering, and gas turbine blade cooling. The heat transfer properties of a rectangular-finned heat sink, previously optimized using the Taguchi $L_{27}(3^{11})$ experimental design method, were investigated under angled and multi-impingement jet configurations in this study. The effects of varying heat sink angle, nozzle diameter, h/d ratio, and velocity under constant heat flux conditions were analyzed for the optimized heat sink. Experiments were conducted with three different nozzle diameters (d = 25, 32, and 40 mm), three different heat sink angles (α = 10°, 20°, 30°), three dimensionless nozzle-to-heat sink distance ratios (h/d = 6, 7, 8), and five different velocity values (V = 5, 6, 7, 8, and 9 m/s). As a result, the obtained data were presented as Nu-Re graphs, and the impacts of the parameters on HT were analyzed. It was concluded that the Nusselt number increases with increasing nozzle diameter and Reynolds number, whereas it decreases with increasing distance between the nozzle and the heat sink. When comparing the angle values under identical flow velocity, nozzle diameter, and dimensionless h/d distance experimental conditions, it was found that the Nusselt numbers were very close to each other. Under constant heat flux and for all investigated angles, the highest Nusselt number for the rectangular-finned inclined heat sink was observed at a 10° heat sink inclination, a nozzle diameter of D = 40 mm, a dimensionless distance of h/d = 6, and a flow velocity of 9 m/s. On the other hand, the lowest Nusselt number was calculated at a 30° heat sink inclination, a nozzle diameter of D = 25 mm, a dimensionless distance of h/d = 8, and a flow velocity of 5 m/s.

Keywords: Forced convection; Heat transfer enhancement; Multi-impingement jet

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tezimin belirlenmesi ve tamamlanması aşamalarında, öncelikle tezimi değerlendirerek değerli görüş ve eleştirileriyle her türlü ilgi ve yardımlarını esirgemeyen tez danışmanım Sayın Dr. Öğretim Üyesi Altuğ KARABEY'e en içten teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmamdaki laboratuvar destekleri ve katkılarından dolayı Van Yüzüncü Yıl Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dekanlığı'na ve Makine Mühendisliği Bölümü'nün değerli hocalarına teşekkür ederim.

Tez çalışmam esnasında bana destek olan Sayın Seyitnur ARVASİ'e, Çözüm Makine'nin ve Yorulmaz Mühendislik'in çok değerli çalışanlarına ve gönül dostlarıma teşekkürlerimi sunmayı bir borç bilirim.

Son olarak, yalnızca yüksek lisans tezimin hazırlanması aşamasında değil başarıyla sonuçlandırabildiğim her işte sınırsız manevi desteğini yanımda hissettiğim sevgili aileme şükran duygularımı sunarım.

2025

Doğan YORULMAZ

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET i
ABSTRACT iii
TEŞEKKÜR v
İÇİNDEKİLER vii
ÇİZELGELER LİSTESİ ix
ŞEKİLLER LİSTESİ xi
SİMGELER VE KISALTMALAR xiii
1. GİRİŞ 1
1.1 Çoklu Çarpan Jetlerde Hidrodinamik Yapı ve Geometrik Yapı 3
1.2 Çoklu Çarpan Jetlerde Soğutma Sisteminin Yapısı 7
1.2.1 Sınırsız Serbest Yüzey Jeti 7
1.2.2 Sınırsız Dalmış Jet 8
1.2.3 Yarı Sınırlandırılmış Dalmış Jet 9
1.2.4 Çarpan Slot (Yarık) Ve Jet Diziler 11
1.3 Çalışmalarda Kullanılan Örnek Isı Alıcılar ve Kanatçıklar 12
2. KAYNAK BİLDİRİŞLERİ 15
2.1 Kaynak Bildirişlerine Giriş 15
2.2 Çoklu Çarpan Jet Uygulamalarında Kaynak Bildirişleri 16
3. MATERYAL VE YÖNTEM 27
3.1 Materyal 30
3.1.1 Deney Sistemi 30
3.1.2 Test Alanı 34
3.1.3 Test Ekipmanları 38
3.1.4 Hız Transmitteri 41
3.1.5 Termal Kamera 43
3.1.6 Isıl Çift 45
3.2 Yöntem 46
3.2.1 Isı Transferi Için Genel Kapsam ve Tanımlamalar 46
3.2.1.1 İletim ile Isı Transferi 46
3.2.1.2 Taşınım ile Isı Transferi 47
3.2.1.3 Işınım ile Isı Transferi 48
3.2.2 Deneysel Verilerin Hesaplanması 48
3.2.3 Deneylerin Yapılışı 51
4. BULGULAR 53

4.1 Nusselt Sayısının Reynolds Sayısı ile Değişimi 53
4.1.1 10º Eğimli Isı Alıcı Için Deneysel Sonuçların Analizi 53
4.1.2 20º Eğimli Isı Alıcı İçin Deneysel Sonuçların Analizi 58
4.1.3 30º Eğimli Isı Alıcı İçin Deneysel Sonuçların Analizi 62
5. TARTIŞMA VE SONUÇ 67
KAYNAKLAR 73
ÖZ GEÇMİŞ 77

ÇİZELGELER LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1 Deneylerde incelenen parametreler 40
Çizelge 3.2 Deneylerde kullanılan hız transmitteri ve teknik özellikleri 42
Çizelge 3.3 Deneylerde kullanılan termal kameraya ait teknik özellikler 43

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 Düz yüzeye dik açı ile çarpan jette oluşan akış bölgeleri (Karabey, 2010) 4
Şekil 1.2 Serbest jete ait akış bölgeleri gösterimi (Karabey, 2010) 6
Şekil 1.3 a) Sınırsız serbest yüzey jeti gösterimi, b) sınırsız dalmış jet gösterimi (Arvasi, 2022) 8
Şekil 1.4 Yarı sınırlandırılmış ve daldırılmış olan jet, a) kısa hedef yüzey mesafesi, b) uzun hedef yüzey mesafesi (Arvasi, 2022)..... 10
Şekil 1.5 Özel olarak tasarlanmış, bir yüzeye çarpan yarıklı jet (Arvasi, 2022)..... 11
Şekil 1.6 Boya işlemi yapılmamış kanatçıklı ısı alıcılar (Arvasi, 2022) 12
Şekil 1.7 Boya işlemi yapılmış kanatçıklı ısı alıcılar (Arvasi, 2022) 13
Şekil 3.1 Optimize edilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı..... 27
Şekil 3.2 Deney sistemi genel görünümü. 30
Şekil 3.3 Çoklu nozulların (D=40 mm) sisteme monte edilmesi. 31
Şekil 3.4 Çoklu nozul örnekleri (D=25 mm ve D=32 mm)..... 32
Şekil 3.5 Deney düzeneğine ait şematik görünüş (1) Devir sürücüsü, (2) Fan, (3) Vana, (4) Regülatör, (5) Varyak, (6) Kriko, (7) Çoklu çarpan jet lüleleri, (8) Kanatçıklı ısı alıcı plaka, (9) Isıl çiftler, (10) Veri kaydedici, (11) Analiz bilgisayarı 33
Şekil 3.6 Deneylerde kullanılan fan ve fan devir sürücüsü. 35
Şekil 3.7 Kriko sistemi gösterimi. 35
Şekil 3.8 Test alanı 36
Şekil 3.9 Regülatör 37
Şekil 3.10 Varyak 38
Şekil 3.11 Optimize edilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı parametreleri 40
Şekil 3.12 Hız transmitteri ile lüle çıkışında hava hızı ölçümü..... 41
Şekil 3.13 Hız transmitteri görünüşü..... 42
Şekil 3.14 Deneylerde kullanılan termal kamera..... 44
Şekil 3.15 Termal kameradan ısıl değerlerin alınması. 44
Şekil 3.16 Veri kaydedici görüntüsü. 45

Şekil 4.1 200 W ısı akısı ve h/d=6 şartlarında, 10° eğimli ısı alıcıya ait deneysel sonuçların analizi 54
Şekil 4.2 200 W ısı akısı ve h/d=7 şartlarında, 10° eğimli ısı alıcıya ait deneysel sonuçların analizi 55
Şekil 4.3 200 W ısı akısı ve h/d=8 şartlarında, 10° eğimli ısı alıcıya ait deneysel sonuçların analizi 56
Şekil 4.4 200 W ısı akısı ve h/d=6 şartlarında, 20° eğimli ısı alıcıya ait deneysel sonuçların analizi 58
Şekil 4.5 200 W ısı akısı ve h/d=7 şartlarında, 20° eğimli ısı alıcıya ait deneysel sonuçların analizi 59
Şekil 4.6 200 W ısı akısı ve h/d=8 şartlarında, 20° eğimli ısı alıcıya ait deneysel sonuçların analizi 60
Şekil 4.7 200 W ısı akısı ve h/d=6 şartlarında, 30° eğimli ısı alıcıya ait deneysel sonuçların analizi 63
Şekil 4.8 200 W ısı akısı ve h/d=7 şartlarında, 30° eğimli ısı alıcıya ait deneysel sonuçların analizi 64
Şekil 4.9 200 W ısı akısı ve h/d=8 şartlarında, 30° eğimli ısı alıcıya ait deneysel sonuçların analizi 65

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamalarıyla birlikte aşağıda sunulmuştur

Simgeler	Açıklama
$\dot{m}$	Kütlesel debi (kg/s)
ΔP	Basınç düşümü (Pa)
A	Alan (m^2)
b	Kanat genişliği (m)
D	Lüle dış çapı
d	Lüle iç çapı
d	Ortalama damlacık çapı (μm)
F	Şekil faktörü
H/D	Nozul-hedef yüzey arası mesafe (m)
h_k	Kanat yüksekliği (m)
I	Sisteme verilen akım (A)
L	Test elemanı uzunluğu (m)
n	Damlacık sayısı
N	İlaç normu (l/ha)
Q	Toplam debi (l/min)
r	Homojenlik katsayısı
R	Yayılım faktörü
Re	Reynolds sayısı
t	Kanat kalınlığı (m)
$T_ç$	Çıkış sıcaklığı (^oK)
T_g	Giriş sıcaklığı (^oK)
T_{KIMO}	Cihaz tarafından ölçülen ortam sıcaklığı (^oK)
T_{ort}	Ortalama akışkan sıcaklığı (^oK)
T_y	Test elemanı yüzey sıcaklığı (^oK)
U_0	Lüle çıkışında jet eksenindeki maksimum hız (m/s)

Simgeler	**Açıklama**
$\mathbf{U_{ort}}$	Lüle çıkışındaki jet ortalama hızı (m/s)
V	İlerleme hızı (km/h)
W	Genişlik (m)
μ	Akışkanın dinamik viskozitesi (kg/ms)
ν	Akışkanın kinematik viskozitesi (m^2/s)
ρ	Akışkanın yoğunluğu (kg/m^3)

Kısaltmalar	**Açıklama**
çık	Çıkış
ff	Serbest Akış
gir	Giriş
ort	Ortalama
top	Toplam
y	Yüzey

1. GİRİŞ

Yüksek ısı transfer performansı talebi sebebiyle, jet çarpması ile soğutma çalışmaları mühendislik gerektiren uygulamalarda giderek popüler bir hale gelmiştir. Teknolojinin hızlı ilerlemesi etkisinde, özellikle yüksek sıcaklık ve yüksek ısı akılarına sahip olan sistemlerde ısı transfer kapasitelerinin geliştirilmesi için son zamanlarda bu tür araştırmalara büyük ilgi duyulmaktadır (Arvasi, 2022).

Isı transferi işlemlerinde, darbeli jet akışı, metallerin ısıl işlemleri, metal tavlamalar, metal levha imalatları, gaz türbinlerine ait kanatların soğutulmaları, türbinlere ait contalar, yüksek sıcaklıklar dahil olacak şekilde çeşitli uygulamalar düşük ekonomik maliyetleri nedeniyle soğutma seçeneği olarak yaygın biçimde kullanılmaktadır (Arvasi, 2022).

Elektronik çipler, güneş enerjisi pilleri, içten yanmalı motorlar, tekstil sektörü ve kâğıt sektörü kurutmaları vb. işlemlerde çoklu çarpan jetler ile ısı transferi işlemleri yapılmaktadır (Arvasi, 2022).

Çarpan jet, dairesel, çokgensel, üçgensel vb. çeşitli geometrideki lüleden çıkan akışkanın bir yüzeye çarpması sistemiyle meydana gelmektedir. Çarpan jetin işleyiş prensibi, çarpma yüzeyinde sınır tabaka kalınlığının azaltılması yoluyla ısı taşınım katsayısının artırılması ve dolayısıyla ısı ve kütle transferinin gerçekleştirilmesi şeklinde açıklanmaktadır. Çarpan jet uygulamalarında, akışkanın hızı çarpma bölgesinde sınır tabaka kalınlığını azaltır (Karabey, 2010).

Akışkan olarak hava tercih edilmesi, genel olarak endüstriyel uygulamalarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu yöntem ayrıca kavurma işlemi, kurutma işlemi, dondurma işlemi ve fırınlama işlemi gibi gıda firmalarında giderek çok daha popüler hale gelmektedir (Sarkar vd., 2004).

Termal yük etkisi altında çalışmakta olan elektronik aksamların çalışma sıcaklıklarının uygun bir şekilde kontrol altında tutulabilmesi güvenilirlik olayı açısından önem arz etmektedir. Elektronik sistemlerde bulunan ve işlem sırasında ısınan elemanların soğutulması konusunda önemli olan, elektronik elemanların en yüksek çalışma sıcaklıkları düzeyleri altında tutulması zorunluluğudur. Örnek olarak, mikro işlemcilerin optimum çalışma sıcaklıklarının 55˚C ila 75˚C arasında ya da altında

olması gerekmektedir. Bu durum en verimli şartlarda çalışabilmesi açısından çok önemlidir (Sahin, 2008).

Herhangi bir soğutma sisteminin tasarım aşamasında veya seçim aşamasında soğutulacak olan sisteme ait ısıl yük değeri ve bunun dağılımı, çalışılacak olan ortam şartları ve bir dizi geometrik faktörlerde dikkate alınmalıdır. Elektronik düzeneklerde karşılaşılabilen ısı akıları genel olarak 1 W/cm^2 ila $100W/cm^2$ değerleri mertebelerine kadar değişim göstermektedir. Düşük güç yoğunluk düzeyindeki sistemler adına, doğal taşınımla soğutma işlemi yeterli olmakta iken, yüksek güç yoğunluğuna sahip karmaşık sistemlerde ise akışkan olarak hava ile zorlanmış taşınım yöntemleri devreye girmektedir. Diğer taraftan çok daha yüksek olan ısı akılarındaki uygulamalardaysa akışkan olarak sıvı ile soğutma ve birden çok fazlı soğutma yöntemleri bu işlemlerin yerini almaktadır (Köseoğlu, 2007).

Yüksek termal iletkenlik özelliklerine sahip soğutucu sıvı akışkanlar ile direkt olarak ya da dolaylı olarak soğutma işlemi yapılarak elektronik parçalarda yüksek ısı transfer değerleri sağlanabilmektedir. Bu gibi soğutma yöntemleri; sızıntı riski, korozyon riski, ilave ağırlık riski ve yoğuşma riski gibi sistem için tehlikeli riskleri de beraberinde getirmiş olmaktadırlar. Sıvı akışkanlı soğutma sistemlerine nazaran yüksek ısı transfer değerlerinin sağlanamadığı gaz akışkanlı soğutma yöntemlerinde ise özellikle en önemlisi olan hava akışkanının kolaylıkla temin edilebilmesi ve soğutucu akışkan sıvıların kullanımlarında mevcut olan dezavantajları barındırmıyor olmamaları sayesinde daha geniş kullanım alanı bulmuş durumdadırlar (Karabey, 2010).

Son zamanlarda hem sıvı akışkan hem de gaz akışkanların tercih edilebildiği ve göreceli olarak daha düşük basınç kayıp değerleri ile yüksek ısı transferi değerleri oluşturabilen "çarpan jetler ile soğutma", soğutma işlemlerinde dikkatleri üzerine çekmeyi başarmıştır. Çarpan jetler, dairesel biçimli ya da dikdörtgen biçimli lüle ya da lülelerden çıkmakta olan akışkanın, herhangi bir istenilen yüzeye çarptırılması sonucuyla elde edilmektedir. Çarpma işleminin gerçekleştiği bölgede sınır tabakaya ait kalınlık azalmakta ve bununla beraber yerel ısı taşınım katsayısı artmaktadır. Böylelikle, çarpan jetlerin çarpmış olduğu hedef yüzeyde etkin ısı aktarımı ve kütle aktarımı sağlanmaktadır (Karabey, 2010).

Endüstri uygulamalarında, yüksek ısı transferinin elde edilmesi ve soğutmanın en iyi düzeyde doğru bir şekilde sağlanabilmesi için kullanılmakta olan tekniklerin

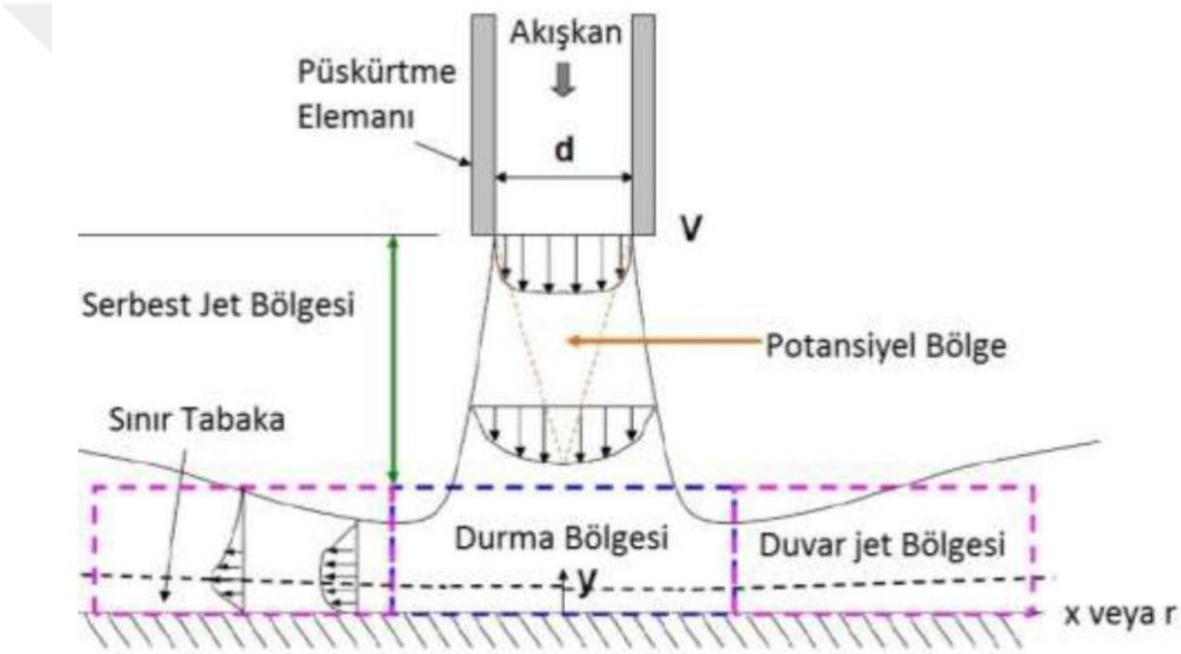
başlarında çarpan jetler gelmektedir. Burada arzulanan amaç, az miktarda akışkan kullanarak yüksek ve verimli seviyede ısı transferin gerçekleştirilmesidir. Çarpan hava jetleri, çarpma bölgelerinde oluşacak yüksek ısı transferi ve kütle transferi sebebiyle, istenilenlere göre tekli ya da çoklu olacak şekilde, tekstil işlemlerinde, kağıt kurutma işlemlerinde ve kereste kurutma işlemlerinde, elektronik sistem parçaların soğutulması işleminde, cam sanayisi işlemlerinde, metallerin ısıl işlemlerinde ve hatta jet motoruna sahip uçaklarda yüksek sıcaklık seviyelerine sahip yanma olayı için gazlarının ısıtmakta olduğu gaz türbin kanatlarında soğutulması işlemleri gibi benzer bir çok endüstriyel uygulamalarda kullanılmaktadırlar. Belirli bölgelerde istenilen kurutma işlemleri için tekli lüleler ya da lülelerin arasındaki adım veya adımların büyük olmuş olduğu geniş aralıklara sahip lüle dizileri kullanılmakta iken, büyük yüzeylere sahip kurutma ortamlarındaysa (kâğıt sektörü, tekstil sektörü vb. ürünleri) jet dizileri kullanılmaktadır. Kurutma işlemi, sıcak akışkan hava ile beraber bir katı yüzeyden sıvının uzaklaştırılması ile ısı transferinin ve kütle transferinin birlikte gerçekleşebildiği bir proses olmaktadır (Karabey, 2010).

Soğutma işlemlerinde, ısı transferine ait katsayının yüksek değerli olmasının yanında bir diğer istenilmekte olan önemli özellik olarak, soğutulmakta olan yüzeylerde dengeli bir soğutma işleminin sağlanabilmesi amaçlanmaktadır. Literatür incelendiği zaman mikroçiplerin soğutulması gibi bazı önemli uygulamalarda, durma noktası ile durma noktasına yakın bir iki santimetre uzaklıktaki radyal konumlar arasında oluşan sıcaklık fark değerinin 20 K'i aşmasında termal gerilmeler meydana gelebileceği, yani bu sebeple yeni yapılacak olan tasarımlarda ana amacın yalnızca ısı transferini arttırmak olmadığını, bunun yanı sıra daha üniform bir soğutmanın meydana gelebileceği tasarımsal çalışmaların hızlıca geliştirilmesi ve uygulanması gerektiğinden bahsedilmektedir. Lüleler ve çarpma yüzeyleri için değişik tip geometriler ve değişik konumlar için deneysel ve teorik olarak tasarlanmış çok fazla çalışma yapılmaya devam etmektedir (Karabey, 2010).

1.1 Çoklu Çarpan Jetlerde Hidrodinamik Yapı ve Geometrik Yapı

Geleneksel bir çarpan jetteki akış sistemi Şekil 1.1'de şematiksel olarak gösterilmektedir. Çarpan jetlerde, 'D' çapına sahip dairesel veya 'W' genişliğine sahip

yarık çoklu lülelerden ‘H’ mesafesi kadar uzaklıkta, hedeflenen çarpma yüzeyine soğutucu akışkanı çarptırılarak elde edilmektedir. Akışkanın hızı lülelerden çıktığı andan itibaren sabit ve dengeli bir hız dağılımına sahiptir yani üniform bir forma sahiptir. Çarpma işlemi, Şekil 1.1’de gösterildiği biçimde, çarpma yüzeyine dik bir açıda olabileceği gibi, çarpma yüzeyine eğik bir açı ile de olabilmektedir. Dik açıya sahip çarpan jetlerde hedeflenen yüzey ile jet ekseninin kesişim noktasına “Durma Noktası” denilmektedir. Çarpan jetler, serbest jet bölgesi, durma bölgesi ya da çarpma bölgesi ve duvar jeti bölgesi olmak ile beraber toplamda üç farklı bölüme ayrılmaktadır (Arvasi, 2022).



Şekil 1.1 Düz yüzeye dik açı ile çarpan jette oluşan akış bölgeleri (Karabey, 2010)

Önceki yıllarda yapılmış olan araştırmalara göre, açısız düz bir hedef yüzey üzerinde bulunan nozullardan bir çoklu çarpan jet sistemi oluşturularak elde edilen sistemlerde üç farklı çarpan jet bölgesi tanımlanmıştır. Bu bölgeler durma bölgesi, serbest jet bölgesi ve duvar jet bölgesi olarak isimlendirilmiştir.

Bu bölgeler aşağıdaki gibi karakterize edilmektedirler;

- **Serbest jet bölgesi**: Bu bölgede bulunan akış alanının üzerinde hiçbir etki yoktur.

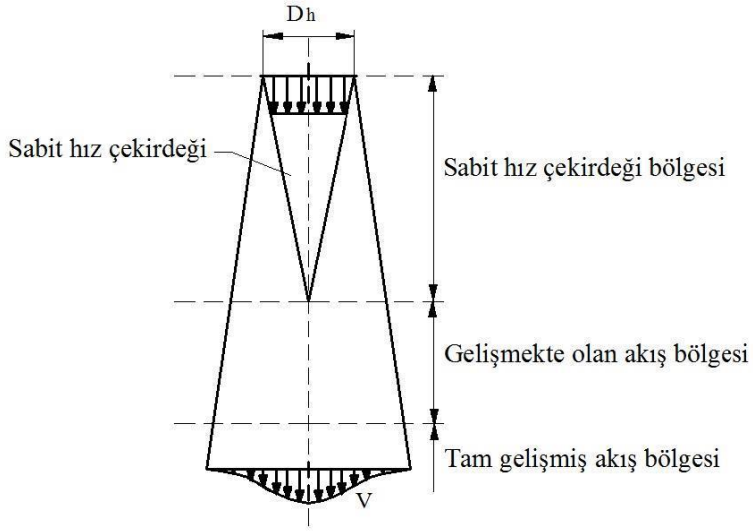
- **Durma bölgesi**: Bu bölgeyi çevreleyen akışkan hedef plaka ile temas etmektedir ve bu bölge içerisinde akışkan hızlı bir yön değişikliğine uğramaktadır.
- **Duvar jeti bölgesi**: Akışkana ait akış hızı, bölgedeki viskoz etkiler etkisindedir, bu nedenle bölge içerisinde duvar jetinin yakınlarında azalmaktadır.

Serbest jet bölgesi, akışkanın çarpan jetlerin uç çıkış kısımlarından çıkarak ortam akışkanı ile karışmaya başladığı esnadan hemen sonra oluşan alan için tanımlanmaktadır (Arvasi, 2022).

Çoklu çarpan jet akışının jetlerden çıkarken hızı sabit kalmaktadır. Akışkan hareketi aşağı yönlü ilerledikçe, kayma tabakasından başlamak üzere akışkanların hareketi üzerinde viskoz etkiler devreye girmektedir. Potansiyel çekirdek bölge diye de isimlendirilmiş olan akışın iç katmanına ait bölgede hız değeri, lüle çıkış hızına eşit olmaktadır (Jordan vd., 2012).

Çarpan jetlerde akışkan hareketi jet çıkışından uzaklaşmaya başladığında kayma tabakası genişlemektedir ve hız profili düzgün dağılımını korumamaktadır. Bu aşamada, potansiyel çekirdek alanı giderek azalmaktadır. Bu aşamaya kadar oluşan akış alanı, bu aşamadan sonrasında serbest jet alanı olacak şekilde sınıflandırılabilmektedir. Çoklu çarpan jetlerde jet ile ısı alıcı arasındaki mesafe yeterli olduğu zaman, akışkan hareketi sabit hız çekirdeği bölgesinden tam gelişme evresine geçiş yapmaktadır. Durma bölgesi, akışkan hareketi hedef olarak belirlenen ısı alıcı ile temas ettiğinde oluşmaktadır. Akışkan hareketi ve hedeflenen ısı alıcı arasında oluşan teması takiben akışkan hareketi aniden yön değiştirecek ve yavaşlayacaktır. Bu bölgeye duvar jet bölgesi denilmektedir (Jordan vd., 2013).

Potansiyel çekirdek, nozul alanı arttıkça azalır. Akışkan akışına oranla nispeten hareketsiz kalan ortam akışkanı ile momentum değişimleri ve akışkan jetleri çevrelerinde bir kesme tabakasının oluşması sebebiyle potansiyel çekirdek azalacaktır. Akışkan hareketini çevreleyen ortam akışkanına aktarılan momentum kayıplarının, serbest jet sınırlarının radyal olacak şekilde genişlemesine neden olacaktır ve bu durum çekirdek bölgesinin giderek küçülmesine sebebiyet verecektir. Çekirdek bölgesinin daralması ile çarpan jetin hedefe doğru olan alanı, çekirdek bölgesinin tam olarak kaybolması için yeterli olana kadar devam edecektir (Jordan vd., 2013).



Şekil 1.2 Serbest jete ait akış bölgeleri gösterimi (Karabey, 2010)

Potansiyel çekirdeğin minimize edilmesini sağlayan bir diğer faktör ise kesme tabakası tarafından tahrik edilen akışın daha türbülanslı hale gelmesidir. Potansiyel yapının dağılmasından sonra, çoklu çarpan jet çıkışından nispeten uzak bir bölgede akışkan hızının daha da düşmesi sebebi ile durgun ortam akışkanı ile etkileşim süreci devam edecektir. Bunun hemen ardından, serbest jetin hedeflenen duvar sebebiyle azalma gösterdiği, radyal yönde bir genişleme gösterdiği ve hedeflenen yüzeye paralel olacak şekilde çoklu çarpan jetin merkezinden dışarıya doğru hızlanmaya başladığı durgunluk bölgesi bulunmaktadır. Bu durum, ısı iletim oranlarının başlangıç esnasında en yüksek olduğu, lakin daha derine inildikçe azalma gösterdiği bölgedir. Akışkan parçacıkları sabit bir hedef yüzeye yaklaştığı zaman, yüzeyde bulunan hareketsiz parçacıkları akışkan parçacıklarını yavaşlamaya zorlar ve bu durum dış tarafa doğru hızlı bir ivme ile pratik bir şekilde yüzeyde durmasını sağlar. Hedeflenen çarpma duvarındaki ilk an olan sıfır hızdan başlayarak, akışkan katmanlarına ait hızların farklılıkları, çoklu çarpan bir jetin diğer bir bölgesi olmakta olan duvar jet bölgesi olacak olan bir sınır tabakayı doğurmaktadır. Hızlı bir hızlanma sebebiyle bu bölgenin oluşum aşaması, çevredeki ortam akışkanı ile sürüklenmenin direkt bir sonucu olarak bir yavaşlama tepkisi ile yer değiştirmektedir (Arvasi, 2022).

Sınırlandırılmış çarpan jet uygulamalarında akış alanının dışında jet akışı ve ortam akışkanı arasında meydana gelen alan oluşmaktadır. Jet akışı, dikey yönde ve duvar jet bölgelerinde meydana gelirken bu yapının dışında kararlı bir spiral girdap

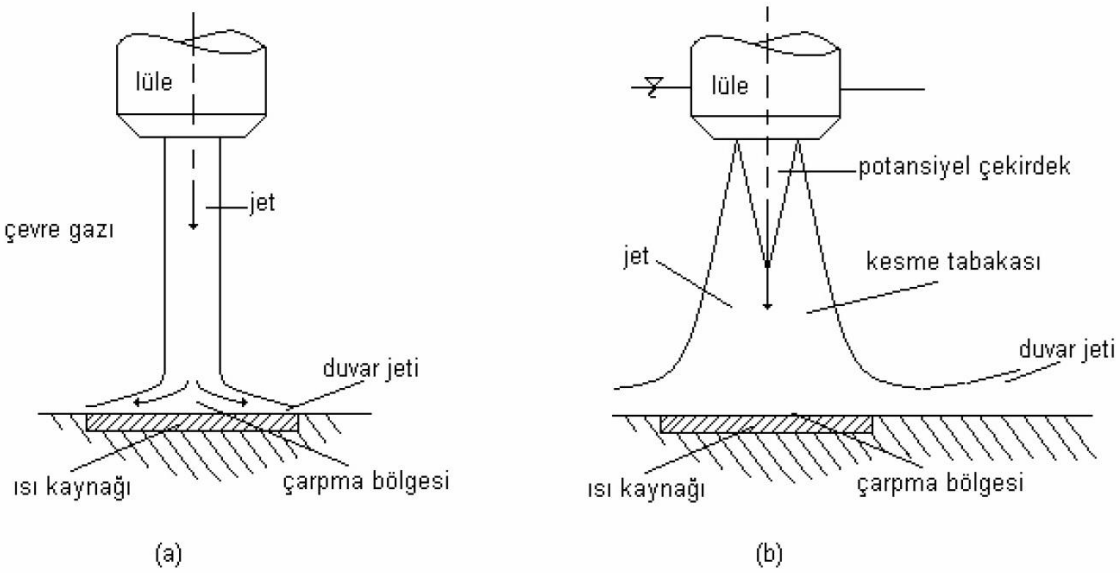
oluşmaktadır. Çoklu çarpan jet tarafından oluşturulan akış alanı için, ısı taşınımı konusuna ve akışkanlar dinamiği konusuna yönelik birçok farklı çalışma yapılmış olsa da, farklı geometrilere sahip lüleler yardımıyla duvar jetleri oluşturarak bir çok farklı yeni çalışma yapılarak detaylı analiz gerektirmektedir (Guo vd., 2017).

1.2 Çoklu Çarpan Jetlerde Soğutma Sisteminin Yapısı

Çarpan jet ile soğutma sistemlerini sınıflandırmak mümkündür; sınırsız jetler, sınırlandırılmış olan jetler, tekli jetler ya da çoklu jetler, dairesel veyahut yarık tipteki jetler, serbest yüzeyli jetler ya da daldırılmış jetler, lülelerin tiplerine ve geometrilerine bağlı olarak değişiklik gösteren jetler (eş eksenli jetler, dönen jetler, vs.) olarak gruplandırılabilir (Karabey, 2010).

1.2.1 Sınırsız Serbest Yüzey Jeti

Serbest yüzey jetlerinin ayırt edici temel özelliği, sıvı fazlar ile gaz fazları ara fazındaki ihmal edilebilir noktada olan kesme gerilmesi olmaktadır. Böylelikle jetin ana hız eğilimi lülelerden çarpma yüzeyine doğru ilerlerken yer çekimi etkisinden etkilenmeden korunmaktadır. Burada jet yer çekiminin merkezine doğru bir şekilde yönlendirilmiş ise yer çekiminin oluşturacağı ivme nedeniyle jetin hızı, lülelerden ilk okunan çıkış hızını geçmiş olacaktır. Hali hazırda mevcut olan soğutma koşulları için ise bu ciddi etki ihmal edilebilir ise de çarpma duvarındaki sürtünme etkilerine, hız profillerine ve türbülans seviyelerine bağlı olacak şekilde çarpan jet lüleden ayrılırken bir takım değişiklikler göstermektedir (Arvasi, 2022).



Şekil 1.3 a) Sınırsız serbest yüzey jeti gösterimi, b) sınırsız dalmış jet gösterimi (Arvasi, 2022)

Jet akışı çarpma yüzeyine yaklaştığı zaman, yüzeye doğru normal yönde yavaşlayarak paralel yönde hızlanmaktadır. Bu tür değişiklikler yüzeye paralel ve güçlü bir basınç dağılımının karakterize etmekte olduğu çarpma bölgesinde meydana gelmektedir. Eğer jet akışı türbülanslıysa basınç dağılımı çarpma bölgesindeki akışı laminerleştirecek yönde etki gösterecektir. Bununla beraber basınç dağılımının sıfıra düşmesi ile akış yönünde bulunan duvar jeti bölgesinde ise türbülansa geçiş eğilimine sebep olacaktır. Dairesel şekilli ve serbest yüzey jeti Şekil (1.3.a)'da bir örnek ile gösterilmiştir. (Arvasi, 2022).

1.2.2 Sınırsız Dalmış Jet

Şekil (1.3.b)'de üzere sınırsız dalmış ve asimetrik olarak yüzeye gönderilen bir jetin; serbest jet bölgesi, çarpma bölgesi ve duvar jeti bölgesi olacak şekilde üç ana bölgesi mevcuttur. Serbest jetin lülelerinden çıkışında akışkan akış yönünde gelişmekte olan çevre ortamının akışkanının kesit tabakasından yanal yayılımıyla karakterize edilmiş olduğu görülmektedir. Lülelerden uzaklaşıldıkça akış alanı kesiti genişlemektedir ve içerisinde akış hızının, kesit tabakasından etkilenmeyeceği potansiyel çekirdek oluşumu azalarak kaybolmaktadır. Potansiyel çekirdeğin uç

kısmındaki jetlerin eksenlerindeki hızlar, bir taraftan hız profilinin çan eğrisi şekline gelmesi ile azalım göstermektedir. Potansiyel çekirdeğin uzunluk değerleri Re (Reynolds) sayısı ve lülelerin çaplarına bağlı olacak şekilde değişmektedir. Lüleler ve hedef levha arasındaki mesafe ise h/d'ye bağlı olacak şekilde ve özellikle de çarpma yüzeyinin potansiyel çekirdeğin altında kalması durumunda ise, daldırılmış jetli sistemde ısı transfer değerleri serbest yüzeyli jetlere nazaran çok daha hassas olmaktadır. Akışkan akışının çarpma bölgesini terk ettiği zaman türbülans oranlarında bir miktar artış olması normaldir ve gözlemlenebilir. Duvar jeti bölgesindeyse jetler ile çevre ortamın akışkanı arasındaki gerçekleşecek olan momentum iletimi doğrultusunda akışkan hızında bir yavaşlama meydana gelmektedir (Karabey, 2010).

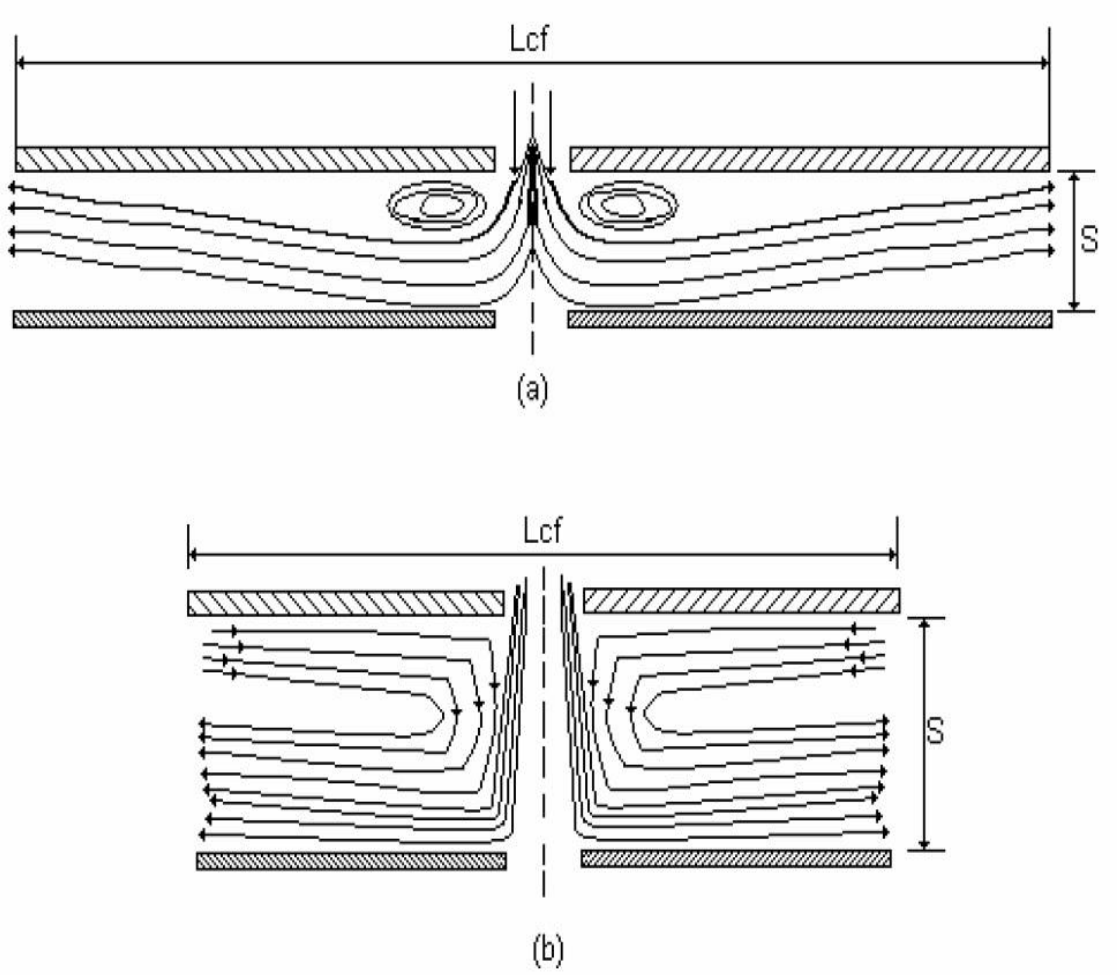
1.2.3 Yarı Sınırlandırılmış Dalmış Jet

Günümüz elektronik cihazlarında ve daha küçük yapılarda tasarımlar mevcut olduğu için soğutma işlemlerinin daha küçük hacimlere sığdırılması ve başarılı bir şekilde çalıştırılması zorunluluğu mevcuttur. Bu karşılaşılan teknolojik sonuç soğutucu akışkan akışı üzerinde ciddi sınırlandırma etkileri oluşturmaktadır. Burada yarı sınırlandırılmış ve kare kesitlere sahip yarık (slot) jetlerinde jetlerin düzlemlerinde ve soğutma yüzeylerine paralel olacak şekilde bir duvar konumlandırılmıştır. Bu konumlandırılan duvar sonuç olarak iki plaka arasında oluşan paralel akışının sınırlanmasına etki etmektedir. Eğer burada sınırlama yüzeyinin genişliği, lülelerin genişliğine ayrıca plaka mesafesine göre büyük ise akışkan akışının girişi, jete ait her iki taraftan da sirkülasyona neden olmaktadır.

Lüleler ve hedef levha mesafesi oranı arttıkça akış, sınırlandırılma duvarının dışarısından etkilenecektir ve sınırlandırma duvarının akışkan akışındaki etkileri ve çarpan jet altında olan ısı transferi değerlerine etkileri azalım gösterecektir. Bu eğilim mesafe artış gösterdikçe devam edecektir. Bu sistem sınırlandırılmamış olan jetlerdeki gibi davranma eğilimi gösterecektir. Bu anlatım için Şekil 1.4 incelenmelidir.

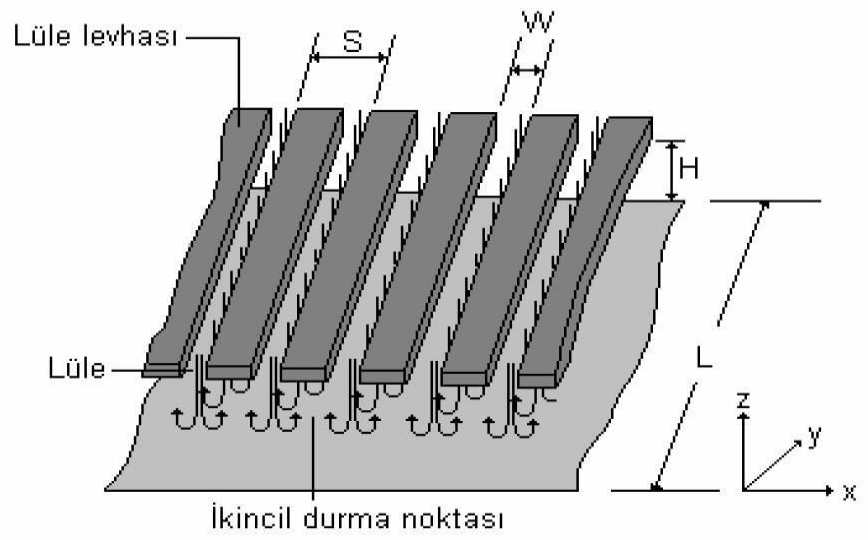
Sınırlandırılmamış olan jetler içinse çarpma levhaları doğrultusunca basınç dağılımları çan eğrisi şeklinde bir hal alacaktır. Bununla beraber potansiyel çekirdek boyutunun lüleler ve hedef levha arasındaki mesafesinden büyük olduğu anlarda, sirkülasyondan dolayı akışkan akışın büzüşmesi durağanlaşan noktanın her iki yan

kısmından basıncın çevre basıncının altına düşmesine sebep olacaktır. Burada jet duvarı boyunca kuvvetli bir ivmelenme sahne alacaktır. Basınç bu aşamadan sonra akış yönü doğrultusunda türbülansa geçiş olayını veya sınır tabaka ayırımını sağlayacak ters bir değişimle eski değerlerine yani çevreye ait olan basınca yükselecektir (Arvasi, 2022).



Şekil 1.4 Yarı sınırlandırılmış ve daldırılmış olan jet, a) kısa hedef yüzey mesafesi, b) uzun hedef yüzey mesafesi (Arvasi, 2022)

1.2.4 Çarpan Slot (Yarık) ve Jet Diziler

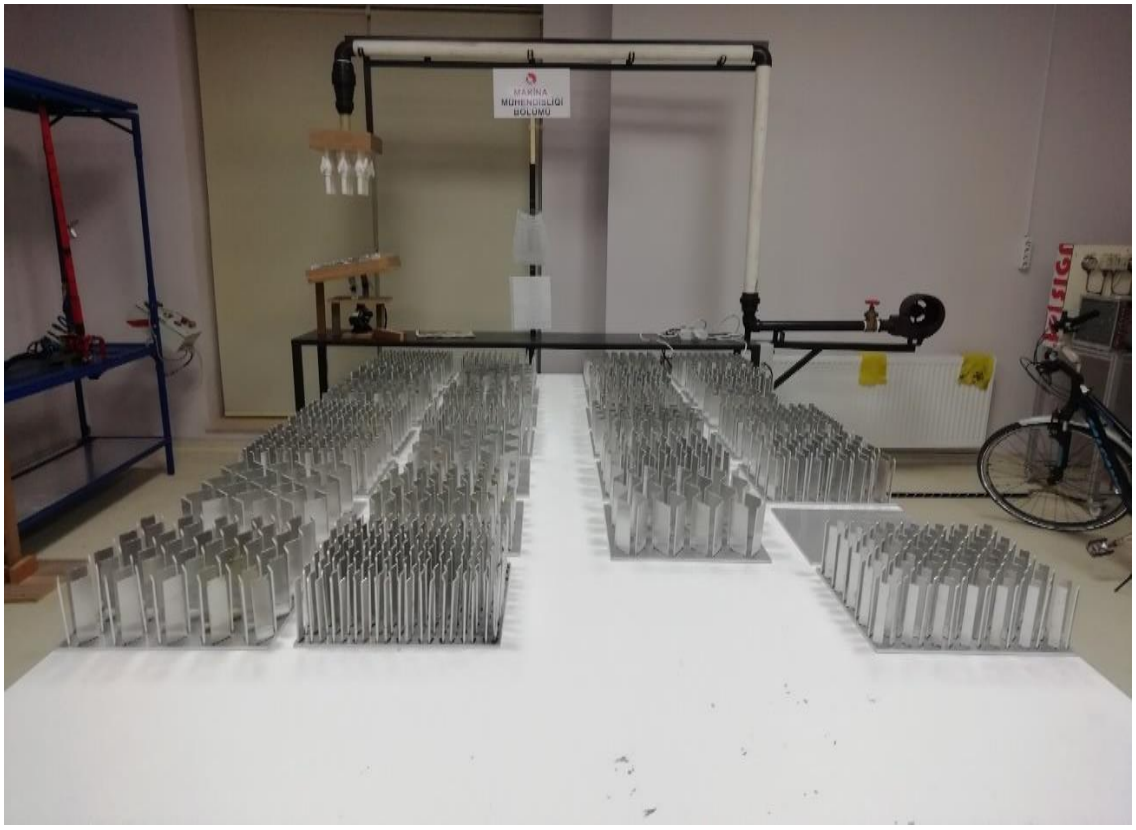


Şekil 1.5 Özel olarak tasarlanmış, bir yüzeye çarpan yarıklı jet (Arvasi, 2022)

Lüleler ile oluşturulan diziler, akışkan çarpması esaslı ısı transferinin ve bununla birlikte kütle transferinin gerçekleştiği cihazlarda sıklık ile kullanılmaktadır. Birden çok çarpma sayesinde ısı ve kütle geçişi sağlayan düzenekler; Şekil 1.5'te gösterildiği üzere yarıklara sahip jet dizilerinden oluşmaktadır. Bütün lülelerden püskürtülmekte olan ve serbest jet bölgesi, durma bölgesi ve duvar jeti bölgelerini içermekte olan akışkan hareketine ek olacak biçimde, bitişik duran duvar jetleri aralarındaki etkileşimden kaynaklı bir sonuç olarak, özel ikincil durma bölgeleri oluşmaktadır. Bu çeşit tasarlanmış özel düzeneklerin önemli bir kısmında çarpan jetler ile hedef levha ile lüle levhası arasında bulunan belirli bir sınıra sahip hacme püskürtme işlemi gerçekleştirilmektedir. Toplam ısı geçişi ya da toplam kütle geçişi, sıcaklığı (madde yoğunluğunu) lülelerin çıkışı ile hedeflenen levhadaki değerlerin arasında olan kullanılmakta olan akışkanın, sistemden kolaylıkla dışarı atılabilmesiyle yakından ilgili olmaktadır. Şekil 1.5'te gösterilmekte olan düzenekte ise, kullanılmış akışkanın yukarıya doğru hareket ederek lülelerden dışarıya doğru çıkmasının mümkün olmadığı için, simetrik bir şekilde artı eksi y yönünde akma eğilimi gösterecektir. Kullanılmış olan akışkanın sıcaklığı (yüzey soğutuluyor ise) ya da madde yoğunluğu (yüzeyden ortama buharlaşma oluyor ise) y yönünde artması gerekeceği için, yüzey akışkan sıcaklığı (yoğunluğu) farkı ve bununla doğru olarak ısı akılarının veya kütle akıların

azalmasına sebep olacaktır. Ortaya çıkan sorunun giderilmesi için kullanılmış olan akışkanın yukarı doğru akarak lülelerin aralarından tekrardan çevre ortama atılması gerekmektedir (Arvasi, 2022).

1.3 Çalışmalarda Kullanılan Örnek Isı Alıcılar ve Kanatçıklar



Şekil 1.6 Boya işlemi yapılmamış kanatçıklı ısı alıcılar (Arvasi, 2022)

Literatürde ısının etkili bir biçimde transferinin sağlanabilmesi için değişik geometrilerde ısı alıcılar kullanılmaktadır (Şekil 1.6.). Tasarlanmış olan ısı alıcılar kanatçıklı hale getirilerek yüzey alanı artırılmış bir şekilde işletme sıcaklığını düşürmeye yardımcı olurlar. Kanatçıklı hale getirilmiş ısı alıcılarda ısı transferi oranları ve sürtünme karakteristikleri literatürde geniş bir çalışma alanına sahip olmaktadır. Kanatçıklar ve bu oluşturmuş oldukları yapılarda kanat yüksekliklerinin nozul çaplarına oranlarına göre (h/d) kısa kanatçık ve uzun kanatçık olmak üzere iki kısma ayrılırlar. Kısa diye adlandırılan kanatçıklar ($0.5 < h/d < 4$) karşımıza genel olarak havacılık endüstrisinde ve elektronik elemanların soğutulması işlemlerinde yararlanılmaktadır.

Uzun diye adlandırılan kanatçıklar (h/d > 4) ise genel olarak yüksek ısı transfer katsayısına ihtiyaç duyulan durumlarda kullanılmaktadır (Özpolat, 2012).



Şekil 1.7 Boya işlemi yapılmış kanatçıklı ısı alıcılar (Arvasi, 2022)

2. KAYNAK BİLDİRİŞLERİ

2.1 Kaynak Bildirişlerine Giriş

Belirli bir geometriye sahip lüle dizisinden çıkan akışkanın bir yüzeye çarpması, çoklu çarpan jet olarak bilinir. Çarpma bölgesinde sınır tabaka kalınlığı azalır, bu durum yerel ısı taşınım katsayısının iyileşmesine katkıda bulunur. Bu nedenle, jetin çarptığı yüzeyde etkili bir ısı ve kütle transferi gerçekleşir.

Maksimum ısı transferi ve soğumanın verimli şekilde sağlanması için endüstride kullanılan en yaygın yöntem çarpan jetlerdir. Bu durumda minimum düzeyde akışkan kullanılarak maksimum oranda ısı transferi gerçekleştirilmek amaçlanmaktadır. Çoklu çarpan hava jetleri, çarpma bölgesinde oluşan yüksek ısı ve kütle transferi nedeniyle tekli ve çoklu olmak üzere birçok endüstriyel uygulamada kullanılır. Bu uygulamalar arasında tekstil, kâğıt ve kereste kurutulması, elektronik parçaların soğutulması, cam sanayi, metallerin ısıl işlemleri ve jet motorlu uçaklarda yanma gazlarının ısıttığı gaz türbin kanatları yer almaktadır. Büyük yüzeyli (kağıt, tekstil vb.) kurutma ortamlarında jet dizileri kullanılır. Bazı bölgelerde istenen kurutma işlemleri için tek veya lüleler arasındaki adımların büyük olduğu geniş aralıklı lüle dizileri kullanılır. Kurutma, sıcak hava kullanımıyla bir katı yüzeyden sıvının ayrıldığı zaman dilimindeki ısı ve kütle transferini içerir.

Son zamanlarda, maksimum düzeyde ısı üretimi sağlayan mikro işlemciler ve elektronik bileşenlerdeki yenilikler, çarpan jetlerin bu bileşenleri soğutmak için kullanılmasını sağlamıştır. Elektronik bileşenlerin ürettiği ısı miktarı arttıkça, bu bileşenlerin soğutulması için kullanılan sistemler daha zor ve daha pahalı hale gelmektedir. Doğal taşınımın soğutma için yetersiz olduğu şartlarda havayla zorlanmış taşınım ve iki fazlı sıvı soğutma uygulamaları devreye girmiştir.

Çoklu çarpan jetlerin akış ve ısı transferi karakteristikleri, lüle geometrisinden lüle çıkışındaki hız profiline, jet ile ısı alıcı arasındaki mesafeden jet içerisindeki akış türüne, çarpma yüzeyine ait özelliklerden jet-ısı alıcı arasındaki sıcaklık farkına kadar çeşitli faktörlere bağlıdır.

Çoklu çarpan jetlerin performansını etkileyen faktörler arasında, çarptırılan akışkan hızı ve sıcaklığı, lüle ile ısı alıcı arası mesafe, akış türü, lüle açısı, geometrisi, sayısı ve laminer ya da türbülanslı akış bulunur.

Bu çalışmada, eğimli şartlarda optimum ısı alıcı dizayn parametreleri belirlenmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı kullanılmıştır. Kanatçık modellemesinde kullanılan parametrelerde boru çapı (d) (25 mm, 32 mm ve 40 mm), hız (V) (5 m/s, 7 m/s ve 9 m/s), mesafe (h/d) (6, 7 ve 8), ısı alıcı açısı (β) (10°, 20° ve 30°), ısı akısı (W) (200 W, 300 W ve 400 W), kanat genişliği (b) (15 mm, 30 mm ve 45 mm), kanatlar arası yatay mesafe (a) (10 mm, 15 mm ve 20 mm), kanatlar arası düşey mesafe (c) (10 mm, 15 mm ve 20 mm), dilimler arası yatay mesafe (e) (10 mm, 15 mm ve 20 mm), dilimler arası düşey mesafe (f) (10 mm, 15 mm ve 20 mm), kanat açısı (α) (15°, 30° ve 45°) olacak şekilde belirlenerek, Nusselt Sayısı çıktı özelliği olarak değerlendirilip belirlenen on bir parametre için deney planlaması adına $L_{27}(3^{11})$ ortogonal dizisi tercih edilmiştir.

Bu çalışmada deney düzeneğinde testler yapılırken optimize edilmiş ısı alıcı alt yüzeyden deney şartlarına uygun olarak 200 W sabit ısı akısında ısıtılmış ve üst yüzeyde bulunan dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı soğutucu akışkan hava kullanılarak farklı çaplarda dokuzar adet nozul yardımıyla soğutulmuştur. Deneyler sonucunda soğutma performansı en verimli olan şartlar analiz edilmiştir. Buna ek olarak optimum şartların kanatçıksız ısı alıcı için karşılaştırılması ve sonuçların analizleri yapılmıştır.

2.2 Çoklu Çarpan Jet Uygulamalarında Kaynak Bildirişleri

Çoklu çarpan jetlerin kullanıldığı ısı transferi uygulamalarında yukarıda belirtilen özelliklerin bir veya birkaçına ait değişimleri inceleyen deneysel ve sayısal çok sayıda çalışma literatürde mevcuttur. Bugüne kadar çarpan jet ile ilgili olarak, çeşitli geometrilerde lüle çıkışları ve farklı ısı değiştirici türleri (karesel, içi dolu/boş silindirik, açısal, vb.) ile ilgili çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalar ayrıca birçok öneri ve tasarım sunmuştur. Çoklu ve açılı çarpan jet uygulamaları, analizleri ve karşılaştırmaları ise bunun tam aksine az sayıda ele alınmıştır.

Bhaumik vd. (2023), kademeli ve sıralı düzenlemelerdeki delikli kanatçıklı ısı alıcıları analiz etmek için sayısal bir model geliştirmişler ve kademeli kanatçık konfigürasyonun daha üniform bir ısıl yayılım sergilediğini bulmuşlardır. Ayrıca,

kanatçık üzerindeki dairesel deliklerin varlığının malzeme tasarrufuna, termal verimliliğin artmasına ve genel ısı transfer etkinliğe katkıda bulunduğunu belirtmişlerdir.

Kim vd. (2022), ısıtılmış bir ısı alıcının bir dizi sıralı jet ile soğutulmasında kanatçık kullanımının ve jet nozulları arasındaki mesafenin ısı transferine etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmalar 15000 Reynolds sayısında yapılmış olup, çalışmalarda kanatçık kullanımı nispeten ısı transferini homojen hale getirse de ortalama değerlerde belirgin bir artış olmadığını gözlemlemişlerdir.

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

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

Karabey ve Arvasi (2023), çoklu çarpan jet çalışmalarında verimli soğutma şartlarının belirlenmesi hedefiyle on bir farklı özelliği üç farklı değişken kullanarak incelemişlerdir. Nusselt sayısı, verimlilik özelliği olarak belirlenmiş ve seçilen on bir ayırt edici unsur için $L_{27}(3^{11})$ ortoganal dizisi deney planı olarak atanmıştır. Çalışmada, lüle çapından yararlanılarak Nusselt sayısı hesaplanarak verimli soğutma şartları, 40 mm lüle çapı, 9 m/s akışkan hızı, 20 mm dilimler arası düşey mesafe, 400 Watt ısı akısı, 20 mm kanatlar arası düşey mesafe, 15 mm kanatçık genişliği, 30° kanatçık açısı, 15 mm dilimler arası yatay mesafe, 10° ısı alıcı açısı, 20 mm kanatlar arası yatay mesafe ve 8 lüle çapının lüle-ısı alıcı mesafesine oranı (h/d) şartlarında elde edilmiştir. Elde edilen veriler ile oluşturulan kanatçıklı optimum ısı alıcı ile düz yüzey, analiz sonucu elde edilmiş olan optimum şartlarda karşılaştırılmış ve optimum şartlarda kanatçıklı ısı

alıcıya ait sonuçların, kanatçıksız ısı alıcıya ait sonuçlara göre %28.61 oranında ısı transfer performansını artırdığı hesaplanmıştır.

Karabey vd. (2022), Taguchi deneysel $L_{18}(2^1*3^7)$ tasarım yöntemi kullanarak tekli çarpma jeti etkisinde optimize edilmiş dikdörtgen kanatçıklara sahip bir ısı alıcının ısı transferi ve akış karakteristiklerini deneysel ve sayısal olarak analiz etmişlerdir. Çarpma jeti soğutması için optimize edilmiş dikdörtgen kanatçıklara sahip bir ısı alıcının ısı transferi ve akış karakteristikleri 6 farklı jet hızı (4, 5, 6, 7, 8 ve 9 m/s), 4 farklı nozul çapı (D=40, 50, 63 ve 75 mm) ve 3 farklı nozul-hedef mesafesi (h/d=1, 2 ve 3) kullanılarak deneysel ve sayısal olarak analiz edilmiştir. Ortalama hedef yüzey sıcaklığındaki değişimler ölçülmüş ve Nusselt sayıları ile Reynolds sayısındaki değişimler hesaplanmıştır. Bu sonuçlar ayrıca ANSYS Fluent yazılımı kullanılarak sayısal olarak da simüle edilmiştir. Deneysel ve sayısal sonuçlar Nu-Re diyagramları kullanılarak karşılaştırılmıştır. Sonuçta Nusselt sayısının Reynolds sayısındaki artış oranları etkisinde doğru orantılı şekilde arttığını göstermiştir. Nusselt sayısının nozul ile ısı alıcı arasındaki mesafe arttıkça azaldığı da bulunmuştur. Deneysel ve sayısal bulguların tutarlı olduğu belirlenmiştir.

Guresci vd. (2018) gerçekleştirdikleri çalışmalarında, kanal akışında Taguchi deneysel $L_{18}(2^1*3^7)$ tasarım yöntemine göre optimize edilen altıgen kanatlı ısı alıcıların, ısı transferi ve akış özelliklerini sayısal olarak analiz etmişlerdir. HAD analizinde Ansys-Fluent Icepak modülü kullanılmıştır. Analiz, 3 farklı kanat yüksekliğinde ve 5 farklı akış hızında iki adet altıgen kanatlı optimize edilmiş soğutucu için yapılmıştır. Tüm kanat yüksekliklerinde OH-1 ve OH-2 ısı alıcıları için artan Reynolds sayısı ile Nusselt sayısı artmıştır. Ayrıca sonuçlar, tüm kanat yükseklikleri için artan Reynolds sayısı ile sürtünme faktörünün azaldığını göstermiştir. HAD sonuçlarına göre Nu-Re ve f-Re varyasyonları elde edilmiş ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Deneysel sonuçlar ve sayısal sonuçların uyumlu olduğu ifade edilmiştir (Guresci vd., 2018).

Jung vd. (2012; 2018), standart ve eğimli jet dizisinin ısı transfer özelliklerini karşılaştırmışlardır. Bulguları, eğimli jet tasarımının standart jet konfigürasyonuna göre daha yüksek ısı transfer performansı sergilediğini göstermiştir. Ancak son jet bölgelerindeki güçlü çapraz akış nedeniyle ısı transferi önemli ölçüde azalmıştır.

Heo vd. (2012) de jet eğim açısını değerlendirmek için teorik bir çalışma yürütmüşlerdir. Eğimli çarpma jetlerinin yerleşimini optimize etmek amacıyla

gerçekleştirdikleri çalışmada en yüksek soğutma etkinliğine yol açan enjeksiyon deliği açısının içbükey bir yüzeyde 60 derece civarında olduğunu bulmuşlardır.

Ravanji ve Zargarabadi (2021), tek bir çarpma jeti altında dairesel bir düzende yerleştirilmiş ve aynı ıslak yüzey alanlarına sahip kare, dairesel, dikdörtgen ve eliptik formunda farklı geometrilerdeki kanatçıkların ısı transferi üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Eliptik kanatçıklar ile pürüzlendirilmiş yüzeyde en iyi soğutma performansını sağlamışlardır. Eliptik form ile daha zayıf bir geri akış bölgesi sağlamışlar ve kanatçık çevresinde daha yüksek hızlara ulaşmışlardır. Sayısal ve deneysel sonuçlar, eliptik kanatçıkların çarpma ve duvar jet bölgelerinde yerel sıcaklıkları önemli ölçüde azalttığını göstermiştir. Bu sayede, alan ortalamalı Nu sayısında düz yüzeye göre %47-54 oranında bir iyileşme gözlemlemişlerdir.

Lu vd. (2019), çarpan jetle soğutmada mikro kanatçık yüksekliğinin ve geometrisinin (dikdörtgen ve beşgen) etkilerini araştırdılar. Kanatçık yüksekliğinin ısı transferini arttırmada önemli bir parametre olduğunu ve pürüzsüz düz yüzeye kıyasla basınç düşüşünün neredeyse aynı kaldığını ifade etmişlerdir.

Smith vd. (2023), bir otomotiv uygulamasında güç elektroniğinin soğutulması için su jeti ve konik yüzey modifikasyonunu birlikte incelemişlerdir. Isı transfer alanı yalnızca %1 ila 3 oranında artmasına rağmen, ortalama yüzey sıcaklığı artışının %3,5 ila 7,5 oranında azaltıldığını belirlemişlerdir. Sonuç olarak konik yüzey modifikasyonların tekdüze bir yüzey sıcaklığı elde etmede etkili olabileceğini, potansiyel olarak cihaz performansını iyileştirebileceğini ve kullanım ömrünü artırabileceğini ifade etmişlerdir.

Nourin ve Amano (2023), çoklu çarpan jetle soğutmada yarım küre şeklindeki çukurlu yapılara sahip hedef yüzeyin ısı transfer verimliliğinin pürüzsüz yüzeye kıyasla %5-10 daha fazla olduğunu tespit etmişlerdir.

Travnicek ve Antosova (2020) tarafından gerçekleştirilen çalışmada, bir yüzeye çarpan dikdörtgen şekilli sentetik (sıfır net kütle akılı) jet akışı incelenmiştir. Çalışma ortamı olarak hava kullanılmış ve geleneksel sentetik jet aktüatörlerinden (SJA) farklı olarak biyomimetik prensiplere dayanan yeni bir aktüatör tasarımı önerilmiştir. Bu yenilikçi tasarım, enine kesit alanı tahrik döngüsü süresince periyodik olarak salınan bir nozul içermektedir. Aktüatör, biri ana diyaframı (konvansiyonel sert nozullu SJA'larda görüldüğü şekilde) ve diğeri özel olarak bu çalışmaya özgü salınan nozul duvarlarını çalıştırmak üzere iki bağımsız tahrik sistemi ile donatılmıştır. Diyafram, elektrodinamik

bir sistemle çalıştırılırken, nozul duvarları piezoelektrik dönüştürücüler yardımıyla harekete geçirilmektedir. Çalışmada kullanılan çalışma frekansı, her iki tahrik sisteminin rezonans frekanslarına göre optimize edilerek 62 Hz olarak belirlenmiştir. Meme açıklığı, yaklaşık 6 mm'lik bir ortalama değer etrafında periyodik olarak salınmaktadır. Deneysel analizler dört farklı yöntemle gerçekleştirilmiştir: salınan meme dudaklarının faz kilitli görselleştirilmesi, hassas bir terazi kullanılarak doğrudan momentum akısının ölçülmesi, sıcak tel anemometrisi ve yüzeye monte edilmiş ısı akısı sensörleriyle yerel ısı transfer katsayılarının belirlenmesi. Çalışma sonucunda elde edilen boyutsuz Nusselt sayısı dağılımı, akışın üç boyutlu yapısını ve eksen kayması etkisini ortaya koymuştur. Ayrıca, diyafram ve meme hareketleri arasındaki faz farkının, jetin momentum akısını ve buna bağlı olarak yüzeydeki ısı transfer oranını artırabileceği saptanmıştır. Bunun temel nedeni, ekstrüzyon stroku sırasında meme kesit alanının, emme fazındaki alandan daha dar olmasıdır. Böylece, ekstrüzyon sırasında jetin çıkış hızı ve taşıdığı momentum artmakta, emme sırasında ise kayıplar azalmaktadır. Maksimum verim, 0.74 oranındaki ekstrüzyon/emme kesit alanı oranı ve 270°'lik faz farkı ile elde edilmiştir (Travnicek ve Antosova, 2020).

Yıldızeli ve Çadırcı (2020) tarafından gerçekleştirilen çalışmada, çarpan jet dizilerini kullanan bir pnömatik temassız levitasyon sistemi sayısal olarak incelenmiş ve elitist Baskın Olmayan Sıralama Genetik Algoritması (NSGA II) olarak bilinen çok amaçlı bir genetik algoritma kullanılarak optimum tasarım seti önermişlerdir. Sabit ve türbülanslı çarpan jet akışı, 0-30, 0-150 aralığındaki jet Reynolds sayısı ile karakterize edilmiştir. Doğru bir sayısal model oluşturmak için çoklu çarpan jet akışı için ön doğrulama testleri yapılmıştır. Temassız levitasyon sistemindeki iyileştirmeleri değerlendirmek için optimizasyon parametrelerine bağlı olarak levitasyon kapasitesi ve enerji tüketimi amaç fonksiyonları olarak seçilmiştir. Tasarım parametreleri sıralı jet nozulları ($2<s/D_{jet}<6$) arasındaki boyutlandırılmamış mesafe, silindirik sütunların en boy oranı ($1<ARP<5$) ve jet Reynolds sayısı olarak belirlenmiştir. Jet-jet etkileşimini önlemek ve pasif bir akış kontrolünü sürdürmek için orijinal tasarıma silindirik sütunlar uygulanmıştır. Optimizasyon algoritması, popülasyon sayısı 50 olan 20 nesil boyunca gerçekleştirilmiştir. Pareto Front tarafından temsil edilen optimum çözüm seti, temassız taşıma sisteminin tasarımı için faydalı sonuçlar sağlayan amaç fonksiyonları arasında değiş tokuş tasarımları önerir. Optimum tasarım noktaları, düzgün dağılmış jet

Reynolds sayılarında, s/D jet = 2 için tekil bir optimum çözüm ve ARP için 1.6 ve 4.2 olarak iki benzersiz çözümde gözlemlenmiştir (Yıldızeli ve Cadirci, 2020).

Zhu vd. (2021), bitişik jetler arasındaki hız farkı ile çok yuvalı nozullu hava jetlerinin ısı transfer özelliklerini analiz etmişlerdir. Araştırma içeriği, bitişik jetlerin varlığı nedeniyle termal homojenlik analizinin ve ısı transfer kapasitesinin etkisini içermektedir. Çoklu çarpan jet ısı transferi, tek nozullu jet ısı transferine kıyasla geliştirilmiştir. Ayrıca, jetlerin Reynolds sayısı ne kadar yakınsa, ısı transferi homojenliği o kadar iyi olur. Jetlerin varlığı, ısı transfer kapasitesini nispeten engelleyecektir. Tek nozullu çarpan jet deneyi ile, deney platformunda tek nozullu jetin ısı transfer özellikleri için ampirik bir formül elde edilmiştir. Çok nozullu çarpan jete ait ampirik formülü, tek nozulün ampirik formülünün genişletilmesiyle elde edilmiştir. Çoklu çarpan jete ait nozulların ampirik formülünün doğruluğu, bir çoklu nozul doğrulama deneyi ile doğrulanmıştır ve ampirik formülün uygulama kapsamı nispeten genişletilmiştir (Zhu vd., 2021).

Seresht ve Mohammadi (2021), çalışmalarında yağsız hava yakıt karışımının homojenleştirilmesini incelemişlerdir. Alev ön sıcaklığını düşürmüş ve NOx ve partikül maddeyi azaltılmıştır. Dizel jetin, gözenekli ortama yakın bir yapı olarak silindirik engeller düzenine çarpması, yanma odasında yüksek yakıt dağılımına neden olmaktadır. Püskürtülen yakıt, ilk silindirik engele çarparak iki küçük jete bölünmüş ve diğer engellere çarparak çoklu jetlerin yanma odasında bölünmesine ve hızlı karışım oluşumuna neden olmuştur. Çalışmada, dizel yakıtın sabit bir basınç odasına enjeksiyonu CFD yazılımı kullanılarak simüle edilmiştir. Jet uzunluğu, jet genişliği, jet dağılım açısı ve sprey koni açısı şeklinin ilk sayısal sonuçları deneysel verilerle incelenmiştir. Ardından, iki engel düzeni (bir ve üç silindirik) için engel çapının (1-2 mm), enjeksiyon basıncının (400, 800, 1200 bar), lüle ile ilk engel arasındaki mesafenin (4 - 12 mm) etkileri jet uzunluğu, jet genişliği, jet dağılım açısı, sprey koni açısı şekli ve sıcak engeller çarpması ile jet yakıtı çarpması analiz edilmiştir. Silindirler için iki yeni tasarım önerilmiştir. Birincisi, homojen karışım oluşması amacıyla en fazla yakıt dağılımı için üç ve sekiz silindirli bir düzenleme, ikincisi, yüksek gözenekli ortamın (PM) şeklini bırakan sıvıya benzer bir şekil bırakan jet için bir düzenlemedir. Son olarak, alümina nanoparçacıklarının ve dizel yakıt karışımının jet uzunluğu, jet genişliği ve jet dağılım açısı üzerindeki jet çarpması incelenmiştir. Sonuçlar, silindirik engeller

arasındaki mesafenin artmasıyla, tüm geometrik yapılar için jet uzunluğunun yaklaşık 1 mm arttığını ve yakıt dağıtım açısındaki en büyük değişikliğin, 19 derecelik bir artışla 8d1 yapısıyla ilgili olduğunu göstermektedir. Yakıt püskürtme, enjeksiyon sırasında engellerin sıcaklığını önemli ölçüde değiştirmediği ve maksimum duvar filmi kütlesi 1 mm çapındaki bir engel ile ilgili olduğu tespit edilmiştir. Öte yandan, dizel yakıta alümina nano partiküllerinin eklenmesi jet uzunluğunu azaltırken jet genişliğini arttırmıştır (Seresht ve Mohammadi, 2021).

He vd. (2021), çalışmalarında çoklu nozulun kumtaşı numuneleri üzerindeki etkisini sayısal simülasyon ve deney yoluyla incelemişlerdir. Sayısal olarak farklı çap ve açılardaki jetlerin kaya üzerindeki etkileri LS DYNA kullanılarak simüle edilmiş ve farklı açılara sahip jetlerin kaya kırma şekilleri analiz edilmiştir. Deneysel olarak, jet basıncının, çarpma uzaklığının, erozyon süresinin ve dönme hızının kumtaşının kırma etkisi üzerindeki etkileri, yüksek basınçlı su jeti çarpma kumtaşından oluşan deneysel bir platform inşa edilerek incelenmiştir. Araştırma, eğim açısının artmasıyla kaya kırma derinliğinin azaldığını ve eğim açısının artmasıyla kaya kırma genişliğinin arttığını göstermektedir. Kaya kırma derinliği ve genişliği karşılaştırılarak 1.0 mm çapında ve 20°, 30° ve 60° eğim açısına sahip nozulun yapısı belirlenmiştir. Kırık kaya hacmi jet basıncının artmasıyla kademeli olarak artmış ve sayısal simülasyon sonuçları deneysel sonuçlarla tutarlı olduğu tespit edilmiştir. Bu arada, kaya kırma verimi, mesafenin artmasıyla kademeli olarak azalır ve erozyon süresinin artmasıyla kademeli olarak artar ve sonunda stabilize olduğu sonucuna varılmıştır. Deneyler sonucunda, dönme hızının artmasıyla kaya kırma derinliğinin, genişliğinin ve hacminin azaldığı bulunmuştur. Kaya kırma verimliliği için en uygun mesafe 3 mm'dir, erozyon süresi 60 s'den az değildir ve kritik dönüş hızı 300 rpm'dir (He vd., 2021).

Yang ve Peng (2009), çalışmalarında çarpan jetle düzenli dağılıma sahip olmayan kanatçık genişliklerindeki tasarımların ısıl performanslarını nümerik yaklaşımla incelemişlerdir. Korunum denklemleri ortogonal düzenli dağılıma sahip olmayan kademeli kanatçıklar üzerinde kontrol hacmi bazlı sonlu fark yöntemiyle ayrıştırılmışlardır. Hız ve momentum denklemleri arasındaki ilişkiyi SIMPLEC ile çözmüşlerdir. Ünlü k-ε denklemlerini türbülanslı yapı ve davranışı tanımlamak için kullanılmışlar. Değişken parametreler: Reynolds sayısı Re= 5000 - 25000, üç kanat boyu H = 35 - 40 - 45, ve beş kanat dizaynı Tip1-Tip5. Bu çalışmanın hedefi ısı alıcı

üzerindeki kanatçıkların termal performans üzerindeki değişimlerini incelemektir. Sonuçlar göstermiştir ki, Reynolds sayısı yükseldikçe Nusselt sayısı artmıştır. Buna karşın Nusselt sayısı kademeli artan Re sayısı etkisiyle azalır. Buna ek olarak yüksek Reynolds sayılarındaki Nusselt sayısı üzerinde, kanatçık boyutlarının tesiri; düşük Reynolds sayılarındaki şartlardan daha önemlidir. Benzer şekilde düzenli dağılıma sahip olmayan kanatçık optimizasyonu için potansiyel olduğunu belirtmişlerdir (Yang ve Peng, 2009).

Li vd. (2009), deneysel ve sayısal çalışmalarında; belirlenmiş Reynolds sayıları, çarpma uzaklığı ve kanatçık boylarında ısı ve akış özelliklerini incelemişlerdir. Deneysel özellikler: Re= 5000 - 25000, çarpma uzaklığı Y/D = 4 - 28, kanat genişliği W/L = 0,08125 - 0,15625 ve kanatçık yüksekliği H/L = 0.375 – 0.625 olarak seçilmiştir. Sonuçlar Reynolds sayısının arttıkça ısı transferinin de arttığını göstermiştir. Isıl verimliliğin düşük Reynolds sayılarında dahi iyileştirilebileceğini belirtmişlerdir. Diğer taraftan Reynolds sayısı arttıkça iyileşmenin belirsiz hale geldiği ifade edilmiştir. Çarpma uzaklığı arttığında ve değişken Reynolds sayılarında Y/D = 20 olduğu şartlarda termal direnç azalmaktadır. Buna ek olarak çarpma uzaklığı daha da arttığında termal direncin de arttığı gözlemlenmiştir. Kanat genişliği artışının termal direncin azalmasında etkili olabileceği öngörülmektedir. Buna karşın kanat genişlik artmasının belli bir değer üzerine çıkmasıyla termal direncin önemli ölçüde artacağı sonucuna ulaşılmıştır. Termal direncin azalmasının, ilgili çalışma şartlarında (Re, Kanat yüksekliği) kanat genişliğinin artmasına bağlı olduğu ifade edilmiştir. Bu nedenle kanat yüksekliğinin etkisinin kanat genişliği ve Reynolds sayısının etkisinden daha az olduğu belirtilmiştir (Li vd., 2009).

Wong ve Saeid (2009), çalışmalarında, yerel termal dengesizlik durumu altında gözenekli bir kanalda ısıtılan izotermal yüzeyin çoklu çarpan jetle soğutulmasını nümerik olarak incelemişlerdir. Isı transfer özellikleri geniş aralıklardaki parametrelerle belirlemişlerdir. (Pecket Sayısı ($1 \leq Pe \leq 104$), Rayleigh Sayısı ($10 \leq Ra \leq 200$), Darcy sayısı ($10\text{-}6 \leq Da \leq 10\text{-}3$), gözeneklilik ($0.75 \leq \varphi \leq 0.99$), katı ve sıvı arasındaki ısı transfer katsayısı ($1 \leq H \leq 103$) ve gözeneklilik ölçekli ısıl iletkenlik oranı ($0.001 \leq Kr \leq 5$). Sonuçları Pe sayısına karşılık gelen ortalama Nu sayıları olarak sunmuşlardır. Karışık konveksiyon rejiminde Pe sayısının bazı değerleri için minimum Nu sayıları bulmuşlardır. Sonuçlar göstermiştir ki, artan H ve Kr, artan toplam ortalama Nu sayısına

ve hem katı hem sıvılar için termal denge şartlarının artmasına neden oldu. Ortalama Nu sayısı için Darcy sayısı, Rayleigh sayısı ve gözeneklilik, farklı H ve Kr değerlerinde veya sıvı ve katı arasındaki termal iletim oranı değerlendirilmiştir. Isı transferi bozulma oranı Ra sayısının daha yüksek değerleri için önemli olduğu sonucuna varılmıştır. Gözeneklilik değeri arttırılarak toplam ortalama Nu değeri arttırılabilir (Wong ve Saeid, 2009).

Wong ve Saeid (2009), çalışmalarında, Brinkman Forchheimer Genişletilmiş Darcy (BFD) modeli kullanarak çoklu çarpan jetle soğutma araştırmışlardır. Sonuçları taşınım mekanizmasından yararlanarak Rayleigh sayısı (Ra), Peclet sayısı (Pe), gözeneklilik (φ), atalet katsayısı (CF) ve Darcy sayılarının (Da) incelenmesiyle analiz etmişlerdir. İlgili mekanizma incelenmiş ve karışık konveksiyon rejiminde en düşük ortalama Nusselt sayısı elde edilmiştir. Düşük değerdeki Pe değeri için, artan Re ve azalan Da sayısı Nusselt sayısında artışa neden olmuştur. Peclet sayısının yüksek değerlerinde Darcy rejiminde Rayleigh ve Darcy sayılarının etkisinin ihmal edilebilir olduğu belirtilmiştir. Non darcy rejiminde Da için ısı transfer oranı Pe sayısının yüksek olduğu Darcy rejiminden daha yüksektir (Wong ve Saeid, 2009).

Buzzard vd. (2017), çalışmalarında çarpma yüzeyi üzerinde bulunan özel kanatçık modellerinin etkilerini incelemek adına deneysel bir araştırma yapmışlardır. Burada incelenmiş yüzey şekli, daha küçük olan dikdörtgen kanatçıklar ile birlikte yapılmıştır. Büyük dikdörtgen kanatçıklar ve küçük pim kombinasyonları için birlikte araştırmalar yapılmıştır. Testlerde, 900 ila 11000 Reynolds değerlerinde ana akışkan hava soğutmasıyla gerçekleştirilmiştir. Küçük bir dikdörtgen kanatçıklara sahip olan plakaların, büyük ve küçük ölçekli dikdörtgen kanatçıkların bir kombinasyonu dahil olacak şekilde, hedef plakalardan genellikle daha yüksek olan yerel Nusselt sayılarını gösterdiği keşfedilmiştir. Küçük dikdörtgen ve büyük dikdörtgen pürüzlülüğün bir arada olduğu yüzeylerde yüksek Reynolds değerlerinde diğer plakalara göre daha yüksek olan yerel Nusselt değerleri gözlemlenmiştir. Küçük olan pürüzlülük seviyelerinde yaşanan bir artış, tüm Reynolds değerleri için daha yüksek yerel Nusselt sayılarının elde edilmesini sağlamıştır (Buzzard vd., 2017).

Kim vd. (2017), çalışmalarında iç bükey hedef plakalar ve dış bükey hedef plakalar üzerinde sınırlı hava deliği etkisinin kullanılması ile akış alanı ve ısı transferi değerlerinde artış sağlanması üzerinde yürütülen bir deney bildirmişlerdir. Yapılmış

olan ölçümler, 1 mm sabit jet çapı ve çarpan jet ve hedef yüzey aralığı 2 - 10 çarpan jet çapı ile 200 - 600 arasındaki Reynolds sayılarında çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Elde edinilen sonuçlar, yerel Nusselt sayılarının eksenel olarak dağılımının, tüm durumlar adına durgunluk bölgesinde bir adet tepe değeri sunduğunu ve bunun ardından duvar jet bölgesinde kademeli bir biçimde azaldığını göstermiştir. Ayriyeten, tüm çarpan jet ve hedef plaka boşlukları için artış gösteren Reynolds sayıları ile her iki yüzey adına yerel ısı transferi katsayıları artış göstermiştir. Yerel olan Nu sayıları, iç bükey hedef yüzey için durgunluk alanındaki dış bükey hedef yüzey alanının değerinden %47'ye kadar daha büyük olduğu saptanmıştır (Kim vd., 2017).

El-Gabry ve Kaminski (2016), çalışmalarında çarpan jet çarpma dizileri kullanılarak yüzeye ait pürüzlülüğünün ortalama ısı transferi değişimi üzerindeki etkilerinin deneysel bir incelemesini yapmışlardır. Jet açıları, rastgele pürüzlü olacak şekilde ya da pürüzsüz yüzeyden doğrudan düz plakadan ölçülerek 30°-90° arasında değişim göstermiştir. Değişik hava Reynolds değerleri 15000 ila 35000 ve çarpan jet ile hedef yüzey aralıkları 1-2 jet çaplarında çalışmalar yapılmıştır. Pürüzsüz yüzeyler ile bu durum karşılaştırıldığında, pürüzlü yüzeye ait (Nuavg) değerini arttırmıştır. Daha üniform bir termal enerji dağılımı oluşturmuştur. Açısı 90° olan jetin çarpan jet ile hedef yüzey aralığında (2*d) her iki yüzey üzerindeki oluşan etkileri, diğer durumlar ile karşılaştırıldığı zaman maksimum ortalama Nusselt değerine sahip olduğu anlaşılmıştır (El-Gabry ve Kaminski, 2016).

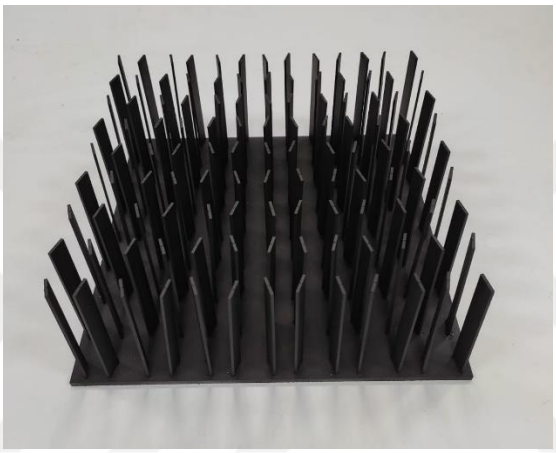
Aldabbagh ve Sezai (2002), çalışmalarında görece daha soğuk olan bir ortamdan sıcak bir hedef plakaya çapraz olarak düzenlenmiş beş nozel ile çarpma jetine ait üç boyut adına sıvı akışkan akışı ve ısı transferi özellikleri test etmişlerdir. 0.25 ile 9 jet genişliği arasında değişmekte olan çarpan jet ve hedef plaka uzunluklarında laminer çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada süreci yöneten denklemler, 100-500 arasında Reynolds sayı aralığında sonlu hacim yöntemi ile incelenmiştir. Çarpan jet durgunluk noktalarına ait yüksek yerel ısı transferi bölgeleri değerleri üretimi ve Nusselt sayılarının durgunluk noktalarından devamlı olarak düştüğünü keşfetmişlerdir. Bunlara ek olarak, çarpan jet ve hedef plaka aralığı azaldığı zaman ise yerel Nusselt sayısının artış gösterdiğini keşfetmişlerdir (Aldabbagh ve Sezai, 2002).

Sahoo ve Sharif (2004), çalışmalarında iki boyutlu alan bölgeli çarpan jet çarpmasında akışkan alanını ve ısı transferindeki iyileştirmeleri deneysel ortamda

araştırmışlardır. Değişik Reynolds sayılarının ve yüzey alanının en boy oran etkileri incelenmiştir. Elde edinilen onuçlar, 100-500 arasında değişen çeşitli akışkan Reynolds sayıları ve 4-10 arasında değişmekte olan en ve boy oranları için gösterilmiştir. Reynolds sayısı arttığı zaman ortalama Nusselt sayısının da artıyor olduğu fark edilmiştir. Bunların yanı durgunluk bölgesi en büyük olan ısı transferi iyileştirmesine sahip olduğu anlaşılmıştır. Sabit bir Reynolds değeri için en ve boy oranı arttıkça, yüzeye ait sürtünme katsayısının da tepe değerinin arttığı keşfedilmiştir (Sahoo ve Sharif, 2004).

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu tez çalışmasında amaç olarak kanatçıklı yüzeylerde çoklu çarpan jetle ısı transferinin iyileştirmesi konusu incelenmiştir. Çalışmada, önceki çalışmada Taguchi $L_{27}(3^{11})$ deney yöntemi kullanılarak optimize edilen dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcının, açılı ve çoklu çarpan jetle ısı transfer özellikleri incelenmiştir. Optimize edilmiş ısı alıcıda, sabit ısı akısı etkisinde farklı ısı alıcı açısı, nozul çapı, boyutsuz mesafesi ve hız büyüklüklerinin tesiri analiz edilmiştir.



Şekil 3.1 Optimize edilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı

Farklı çaplarda plastik borular ve farklı (h/d) oranlarına sahip mesafelerde deneyler yapılmıştır. Lüle ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafenin lüle çapına boyutsuz oranına (h/d) ait 3 farklı değer için deneyler tekrarlanmıştır.

Çarpan jetle soğutma ile ısı transferinin iyileştirilmesi, ısı ve akış karakteristiklerinin analizi, akış görüntüleme deneyleri, infrero termometre ve termoçiftler ile sıcaklıkların ölçümü ile deneysel verilerin karşılaştırılması sağlanmıştır. Bu çalışmada, dizayn edilen geometrilerin jet çarpması etkisi altında ısı transferine etkileri, geometriler etrafında oluşan akışın karakteristik yapıları incelenmiştir.

Çalışmada, daha önce Taguchi $L_{27}(3^{11})$ deney yöntemi ile optimize edilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcının, açılı ve çoklu çarpan jetle ısı transfer karakteristikleri incelenmiştir. Optimize edilerek elde edilen ısı alıcıda, sabit ısı akısı etkisinde farklı ısı alıcı açısı, lüle çapı, h/d mesafesi ve hız değerlerinin etkisi analiz edilmiştir. Deneyler her biri dokuz nozullu üç farklı lüle çapında (d=25, 32, 40 mm), üç farklı lüle-ısı alıcı

mesafesinin lüle çapına oranında (h/d=6, 7, 8), üç farklı ısı alıcı açısında (α=10°, 20°, 30°) ve beş farklı hız değerinde (V=5, 6, 7, 8, 9 m/sn) gerçekleştirilmiştir.

Bu çalışmada deney düzeneğinde testler yapılırken ısı alıcılar alt yüzeyden 200 W sabit ısı akısında ısıtılmış ve üst yüzeyde bulunan dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı soğutucu akışkan hava kullanılarak farklı çaplarda dokuzar adet nozul yardımıyla soğutulmuştur.

Yapılan deneyler sonucunda soğutma performansı en verimli olan şartlar ve ısı alıcı geometrisi elde edilmiştir. Buna ek olarak optimum şartların kanatçıksız ısı alıcı için karşılaştırılması ve sonuçların analiz edilmesi işlemleri detaylı bir şekilde analiz edilmiştir.

Yapılmış olan detaylı ölçümler ile çarpan jetlerin verimini etkileyen ısı ve akış karakteristiklerine ait birçok parametrik veri elde edilmiştir. Özellikle elde edilmiş çarptırılan akışkan hızı ve sıcaklığı, lüle ile levha arası mesafe, ısı alıcı açısı, Nusselt sayısının değeri, kanatçık açısı, lüle geometrisi gibi parametreler çok geniş bir kullanım alanına sahip olan çoklu çarpan jet uygulama alanı için ışık tutacak veriler detaylı bir şekilde derlenmiştir.

Son dönemlerde yüksek ısı akısına sahip mikro işlemciler ve elektronik bileşenlerdeki ilerlemeler çoklu çarpan jetlerin bu bileşenlerin soğutulmasına yönelik uygulamalarını da başlatmıştır. Elektronik bileşenlerin ürettiği ısı miktarının yükselmesi, bu bileşenlerin soğutulması için gereken soğutma sistemlerinin de daha karmaşık hal almasını sağlayarak ve maliyetlerinin de yükselmesine neden olmuştur.

Soğutma uygulamalarında doğal taşınımın yetersiz kaldığı durumlarda, akışkan olarak hava kullanımıyla zorlanmış taşınım uygulamaları kullanılmış daha yüksek ısı akılarına sahip durumlarda sıvı fazdan yararlanılarak soğutma ve iki fazlı soğutma uygulamaları tercih edilmiştir. Bulunan sonuçlar sadece elektronik elemanların soğutulmasına yönelik uygulamalar için değil, çarpan jetlerin kullanıldığı birçok sektör için de yeni projelere başlangıç oluşturacaktır.

Çalışma ile elde edilmiş sonuçların aşağıdaki şekilde sıralanması mümkündür:

a. Çarpan jetle soğutmaya akışkan hızı, ısı akısı, lüle çapı, lüle sayısı ve (h/d) oranı

b. Çarpan jet ile yüzeyden ısı taşınımının artırılması

c. Kullanılan farklı lüle çaplarına ait ölçümlerinden çıkan sonuçların istatistiksel olarak değerlendirilmesi

d. Sistemin analiz edilmesi ve kanatçıksız geometriyle karşılaştırılmasının yapılarak analiz sonuçlarının deneysel verilerle karşılaştırılması

Bu tez çalışması sayesinde gerçekleştirilen işlemler başarılı sonuçlara ulaşmış ve elde edilen veriler, bilimsel camia için değerli ve faydalı katkılar sunmuştur. Hava etkili çoklu çarpan jetle soğutma yönteminin dikdörtgen kanatçıklı yüzeylerdeki avantajları; uygulanan ısı akısı, lüle çapı, akışkan hızı, (h/d) oranı ve akış tipi ile birlikte detaylı olarak incelenmiştir.

Çalışmanın ilk aşamasında, farklı çaplara sahip plastik borular ve uygun fittings malzemeleri kullanılarak, deney sistemine uygun lüleler tasarlanmış ve üretilmiştir. Kurulan çoklu çarpan jet deney düzeneği ile birlikte kullanılan havanın lüleden çıkış hızı ve akış karakteristiği termal kamera, hız ölçer ve termoçiftler aracılığıyla ölçülmüş; elde edilen veriler, her bir ölçüm cihazına ait bilgisayar ya da mobil uygulamalar üzerinden dikkatli bir şekilde okunarak kayıt altına alınmıştır.

İkinci aşamada ise, lüle ile hedef yüzey arasındaki mesafenin lüle çapına oranı olan (h/d) için üç farklı değer belirlenerek deneyler tekrarlanmış ve elde edilen veriler ile soğutma performansı analiz edilmiştir. Elde edilen sonuçlar Nu – (h/d) grafikleri üzerinden değerlendirilmiş, böylece optimum geometri ve akış şartları belirlenmiştir. Bu optimum koşullar, kanatçıksız bir ısı alıcı ile karşılaştırılmış ve sonuçlar ayrıntılı olarak analiz edilmiştir.

Deneylerde kullanılan optimize edilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı tabanı ve kanatçıkları ayrı ayrı üretilerek imal edilmiştir. Bu tasarımla uygun olarak kanatçıklı yapılar ve ısı alıcı plakalar lazer kesim ile kesilmiştir ardından özel ısıl iletken yapıştırıcılar ile birbirlerine deney tasarımına uygun bir şekilde entegre edilmiştir. Elde edilmiş olan kanatçıklı ısı alıcı plakalar ışınımı minimuma (yok sayılabilir değer) getirmeye yeterli olan siyah renkli sprey boya ile boyanmıştır.

Çalışma, Van Yüzüncü Yıl Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde bulunan Enerji laboratuvarı ortamında deney düzeneği kurularak yapılmıştır. Laboratuvar ortamında bu çalışma ile ilgili materyal metot kısmında yer alan materyal ve malzemeler temin edilmiştir. Deney sisteminin daha da iyileştirilmesi adına Van Yüzüncü Yıl Üniversitesi, Bilimsel Araştırma Projeleri (BAP)

birimine sunulmuş olan proje kapsamında ihtiyaç duyulan alet ve teçhizatların da sisteme eklenmesi ile deneylere başlanmıştır.

3.1 Materyal

3.1.1 Deney Sistemi

Yapılan çalışmada, test elemanları 300 mm x 300 mm boyutlarında, üzerlerine dış çapları 25 mm-32 mm-40 mm olarak tasarlanmış üç ayrı çapta çoklu (9'ar adetli) lülenin montajının yapılabildiği özel tasarlanmış bir deney düzeneği kullanılmıştır (Şekil 3.2).

Deney sisteminde akışkan olarak yüksek verime sahip olduğu için hava tercih edilmiştir. Kullanılan soğutucu akışkan çarpma bölgesine, radyal akışa sahip bir fan yardımıyla gönderilmiştir. Kullanılmış olan hava hızı, fana entegre edilmiş fanın devrini ayarlamaya yardımcı olan fan devir sürücüsü yardımıyla kontrol edilmiştir.



Şekil 3.2 Deney sistemi genel görünümü

Yapılan deneylerde lüleler düzgün, alüminyum folyolu olan plastik borulardan imal edilmiştir. Farklı çapların kullanıldığı deney sisteminde çapların kontrolü sistem çıkışında bulunan dirsekteki mevcut redüksiyonlar yardımıyla yeni çoklu nozulların

takılması işlemi ile sağlanmıştır. Redüksiyonun ardından montesi yapılan çoklu lüleler deney düzeneğinde sabitlenecek yerlere uygun bir şekilde imal edilmiştir (Şekil 3.3).

Redüksiyonların ardından monte edilen çoklu lüleler, deney düzeneğinde belirlenen sabit konumlara göre imal edilerek sistemle tam uyumlu olacak şekilde yerleştirilmiştir (Şekil 3.3). Bu sayede farklı çap ve geometri kombinasyonlarının karşılaştırmalı olarak incelenmesi mümkün olmuştur.



Şekil 3.3 Çoklu nozulların (D=40 mm) sisteme monte edilmesi

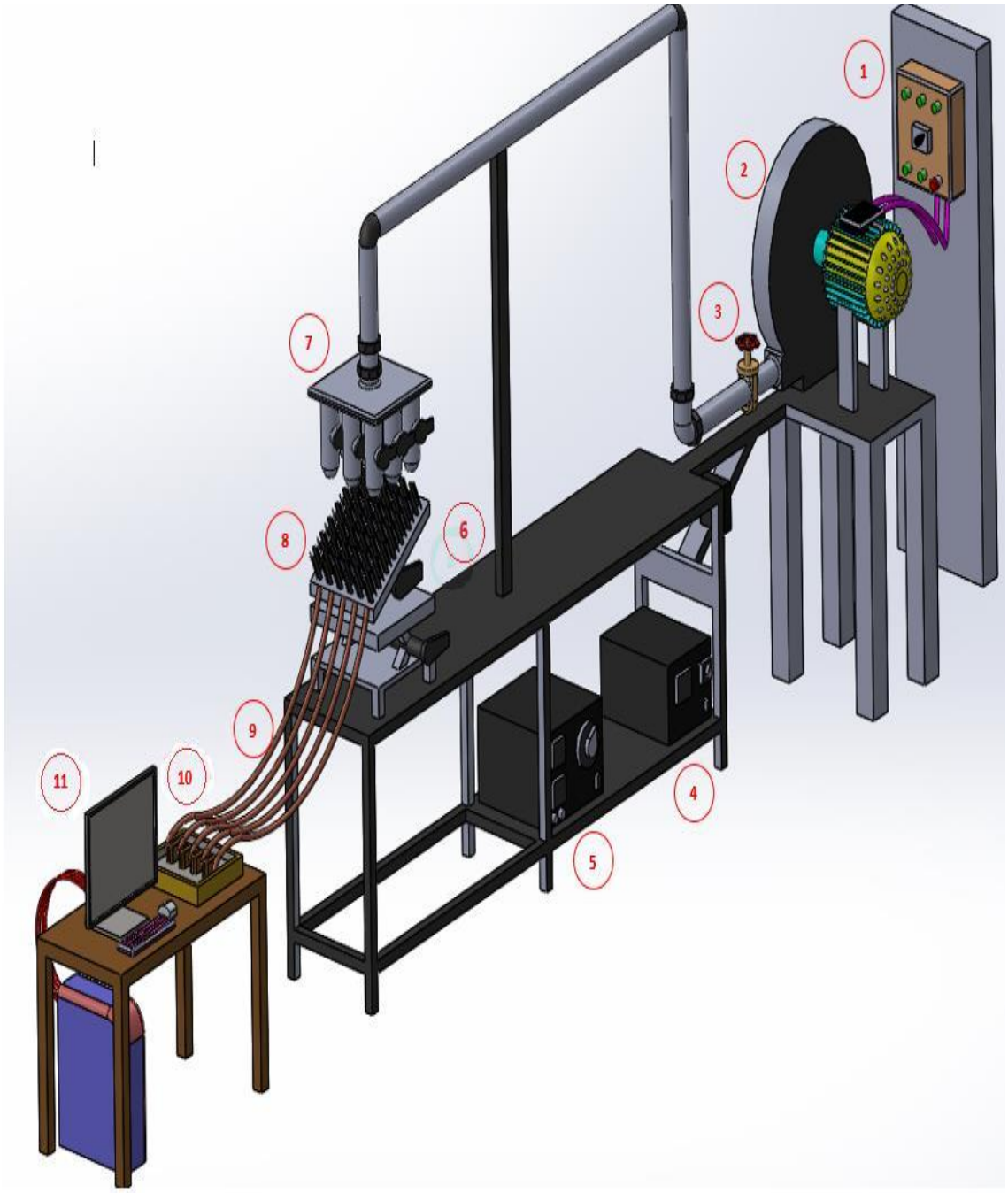


Şekil 3.4 Çoklu nozul örnekleri (D=25 mm ve D=32 mm)

Yapılan deneylerde, lüle sisteminin uzunluğu belirlenirken, dairesel kesitli borularda tam gelişmiş akımın sağlanabilmesi amacıyla literatürde kabul gören **32D** uzunluğu esas alınmıştır. Bu, akışın düzgün ve kararlı bir profil kazanmasını sağlayarak çarpan jet deneylerinin doğruluğunu ve tekrarlanabilirliğini artırmak amacıyla tercih edilmiştir.

Deney düzeneğinin şematik görünümü Şekil 3.5'te verilmiş olup, sistemde kullanılan temel ekipmanlar aşağıdaki gibi numaralandırılmıştır:

1. Fan (soğutucu hava akışını sağlayan radyal tip)
2. Fan devir sürücüsü (hava hızının ayarlanmasını sağlar)
3. Lüle bağlantı boruları (alüminyum folyolu plastik malzeme)
4. Redüksiyon bağlantıları (lüle çaplarının değiştirilmesini sağlar)
5. Çoklu lüle bloğu (her biri 9'ar adet nozul içeren sistem)
6. Isıtıcı alt plakalar (sabit ısı akısı ile çalışan yüzey)
7. Dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcılar (ısı transferi ölçüm alanı)
8. Termoçiftler (noktasal sıcaklık ölçümleri için)
9. Termal kamera (ısı dağılımının görüntülenmesi için)
10. Veri toplama sistemleri (bilgisayar destekli kayıt ve analiz)



Şekil 3.5 Deney düzeneğine ait şematik görünüş (1) Devir sürücüsü, (2) Fan, (3) Vana, (4) Regülatör, (5) Varyak, (6) Kriko, (7) Çoklu çarpan jet lüleleri, (8) Kanatçıklı ısı alıcı plaka, (9) Isıl çiftler, (10) Veri kaydedici, (11) Analiz bilgisayarı

Deney düzeneği, sistemin işlevsel ve ölçümsel ihtiyaçlarını karşılayacak şekilde tasarlanmış olup, genel boyutları 600 mm x 2500 mm x 900 mm olacak şekilde oluşturulmuştur. Bu boyutlar hem lüle bağlantılarının hem de hava akış sisteminin verimli şekilde yerleştirilmesine olanak tanımıştır.

Test bölgesi, deneylerin gerçekleştirildiği ana ölçüm alanı olup, 300 mm x 300 mm boyutlarındadır. Bu bölge, çoklu çarpan jetlerin hedef yüzeyle etkileşime girdiği ve ısı transferinin doğrudan ölçüldüğü alandır.

Deneylerde sağlanan minimum hava hızı 5 m/s olarak belirlenmiş ve fan devri bu hızın altına düşmeyecek şekilde ayarlanmıştır. Bu, zorlanmış taşınımın etkili bir şekilde gerçekleşmesini ve jet çarpmasının belirgin ısı transferi sonuçları doğurmasını sağlamıştır.

Sistemde kullanılabilen maksimum lüle çapı 40 mm olarak belirlenmiştir. Bu değer, deney seti üzerinde uygulanabilecek en büyük jet çapı olup, farklı çaplardaki lülelerin değiştirilebilirliği sayesinde farklı akış koşulları altında sistem davranışlarının karşılaştırmalı analizine imkân tanımaktadır.

3.1.2 Test Alanı

Van Yüzüncü Yıl Üniversitesi Makine Mühendisliği Enerji Laboratuvarı'nda bulunan deney sistemi ile çoklu çarpan jetin verimliliğini etkileyen parametrelerin incelenmesi amaçlı ve soğutma sisteminin akış karakteristiklerini belirleme amacına yönelik tasarlanmıştır.

Yapılan tez çalışmasına ait deney sisteminde hem akış analizleri hem de ısı transferi analizleri ile ilgili deneyler yapıldığı için deney sisteminde modifikasyonlar yapılmıştır. Özellikle akışkan sağlanmasında kullanılan fan sistemi, daha yüksek güç ve verimliliğe sahip bir model ile değiştirilmiş; böylece hem daha geniş bir hız aralığında çalışma imkânı elde edilmiş hem de sistemin performansı artırılmıştır.

Yeni fan sistemine entegre edilen devir ayar sürücüsü sayesinde deneyler esnasında hassas hava hızı kontrolü mümkün hale gelmiştir. Bu geliştirmeler neticesinde yalnızca ilgili tez çalışmasına katkı sağlanmakla kalınmamış, aynı zamanda bölüm laboratuvarının altyapısı da önemli ölçüde zenginleştirilerek ileride yapılacak benzer çalışmalar için daha donanımlı bir ortam oluşturulmuştur.



Şekil 3.6 Deneylerde kullanılan fan ve fan devir sürücüsü

Çarpma bölgesinin alt kısmına yerleştirilen özel tasarımlı dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcıların farklı h/d oranlarında rahatlıkla test edilebilmesini sağlamak amacıyla, sistemde yukarı ve aşağı yönde hassas hareket imkânı sunan bir kriko mekanizması entegre edilmiştir.

Kriko sistemi sayesinde, lüle ile hedef yüzey arasındaki mesafe kolaylıkla ayarlanabilmekte ve her deney için istenilen boyutsuz yükseklik oranı (h/d) elde edilebilmektedir. Böylece deneysel tekrarlanabilirlik sağlanmış ve farklı geometrik konfigürasyonlarda çarpan jetle ısı transferi analizleri yüksek doğrulukla gerçekleştirilebilir hâle getirilmiştir.

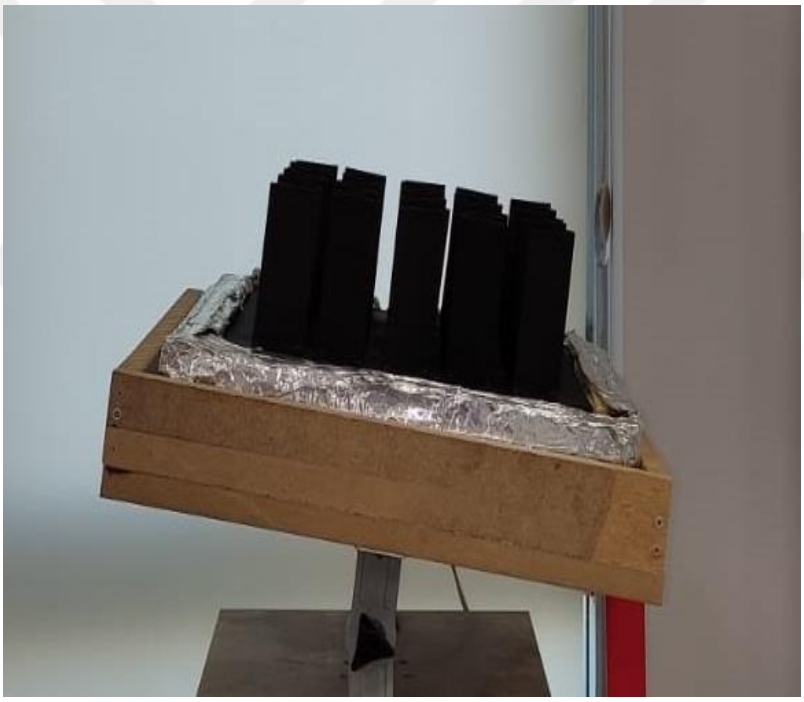


Şekil 3.7 Kriko sistemi gösterimi

Krikonun düzeneğinin hemen üst kısmına MDF lam mobilya malzemesinden imal edilmiş olan 400 mm x 400 mm ebatlarında ve ısıtıcı ünitenin üzerine kolaylıkla taşınabileceği düzlemsel bir taban alan oluşturulmuştur. Bu taban, üzerine monte edilen ısıtıcı ünitenin kolaylıkla taşınabilmesine olanak tanıyacak şekilde tasarlanmıştır.

Dengeli ve homojen bir ısı dağılımı sağlamak amacıyla, bu düzlem üzerine 305 mm x 305 mm ebatlarında bir ısıtıcı plaka yerleştirilmiş ve sabitlenmiştir. Isı kaynağı oluşturan sistemin üzerine farklı konfigürasyonlara göre tasarlanmış olan daralan genişleyen geometride belirli kurallara göre dizilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı değiştiriciler beraberinde deneyler yapılmıştır.

Isı değiştirici geometrisinin oluşturulmasında optimizasyon sonuçları dikkate alınmıştır.



Şekil 3.8 Test alanı

MDF lam mobilya malzemesinden yapılmış olan 305 mm x 305 mm ebatlarına sahip kutunun içerisine gelecek olan taban plakanın tam orta kısmına 300 mm x 300 mm ebatlarına sahip 50 mm kalınlığında özel olarak hazırlanmış ateş tuğlası yerleştirilmiştir. Ateş bu tuğlasının üst kısmında açılan uygun bölmelere her biri 1000 W gücünde olan 220 V şehir şebekesi ile takviye edilen 2 adet ısıtıcı düzenek kurulmuştur.

Ateş tuğlasının alt kısmı ve ateş tuğlasının yan kenarları ile hazne kenarları arasında bulunan boşluk ilk olarak 750°C sıcaklığa dayanabilecek taş yünü ile doldurulmuştur ve diğer boşluklarsa cam yünü izolasyon malzemesi kullanılarak yalıtılmıştır. Böylece ısı yalıtımı maksimum seviyeye çıkarılarak dış ortamdan gelen etkiler azaltılmıştır.

Isıtıcı sistemin enerji beslemesi, reosta kontrollü bir varyak aracılığıyla sağlanmış ve sabit bir ısı akısı oluşturulabilmesi için ısıtıcıya sabit gerilim uygulanmıştır. Şehir şebekesinden kaynaklanabilecek gerilim dalgalanmaları ve düzensizliklerin önüne geçmek amacıyla, sistem ayrıca bir şebeke regülatörü ile desteklenmiştir.

Sistem kararlı çalışma haline ulaşıncaya kadar yapılan deneylerde, tüm olumsuzlukların etkisini azaltmak adına her 15 dakikalık periyotlarla sisteme giren enerji gücü ölçülmüş, bu değerlerin ortalamaları alınarak deneysel analizlerde kullanılmak üzere kaydedilmiştir.



Şekil 3.9 Regülatör

Deney düzeneğinde kullanılan varyak, sistemin ihtiyacı olan sabit ve kontrollü ısı akılarını sağlamak amacıyla deney planına özel olarak seçilmiş ve sisteme entegre edilmiştir. Varyak sayesinde, ısıtıcı ünitelere uygulanan gerilim hassas şekilde ayarlanabilmiş ve sabit ısı akısı koşulları deney süresince sürdürülebilmiştir.

Bu çalışmada kullanılan varyağın teknik özellikleri şu şekilde belirlenmiştir:

- Giriş Gerilimi: 220 V AC, 50 Hz
- Çıkış Gerilimi: 0 – 250 V ayarlanabilir, nominalde 220 V
- Çıkış Gücü: 11.250 VA
- Maksimum Akım: 45 A

Varyak sayesinde, 305 mm x 305 mm boyutlarındaki ısıtıcı düzeneğe istenilen ısı akısı başarıyla uygulanmış, sistemde ihtiyaç duyulan farklı enerji seviyeleri kontrollü ve güvenli şekilde sağlanabilmiştir.



Şekil 3.10 Varyak

3.1.3 Test Ekipmanları

Elektrik ve elektronik endüstrisinde ısı değiştirici tasarımlarında kullanılacak malzemelerin doğru belirlenmesi, sistemin genel performansı açısından kritik öneme sahiptir. Bu alanda bakır ve alüminyum, yüksek ısıl iletkenlikleri ve uygun maliyetleri nedeniyle diğer metallere kıyasla en çok tercih edilen malzemelerdir.

Alüminyum, daha düşük yoğunluğu ve işlenebilirliği sayesinde hafif yapılar için ideal olup, aynı zamanda maliyet açısından avantaj sağlar. Ancak ısıl iletkenlik

açısından bakır, alüminyumdan yaklaşık iki kat daha yüksek bir ısı iletim katsayısına sahiptir (Incropera ve DeWitt, 2001).

Bu özellik, özellikle yüksek ısı akısı gerektiren ve hava akışının fazla olduğu sistemlerde bakırı daha verimli bir seçenek haline getirmektedir.

Bakır ve alüminyumun karşılaştırılmasında şu noktalar öne çıkmaktadır:

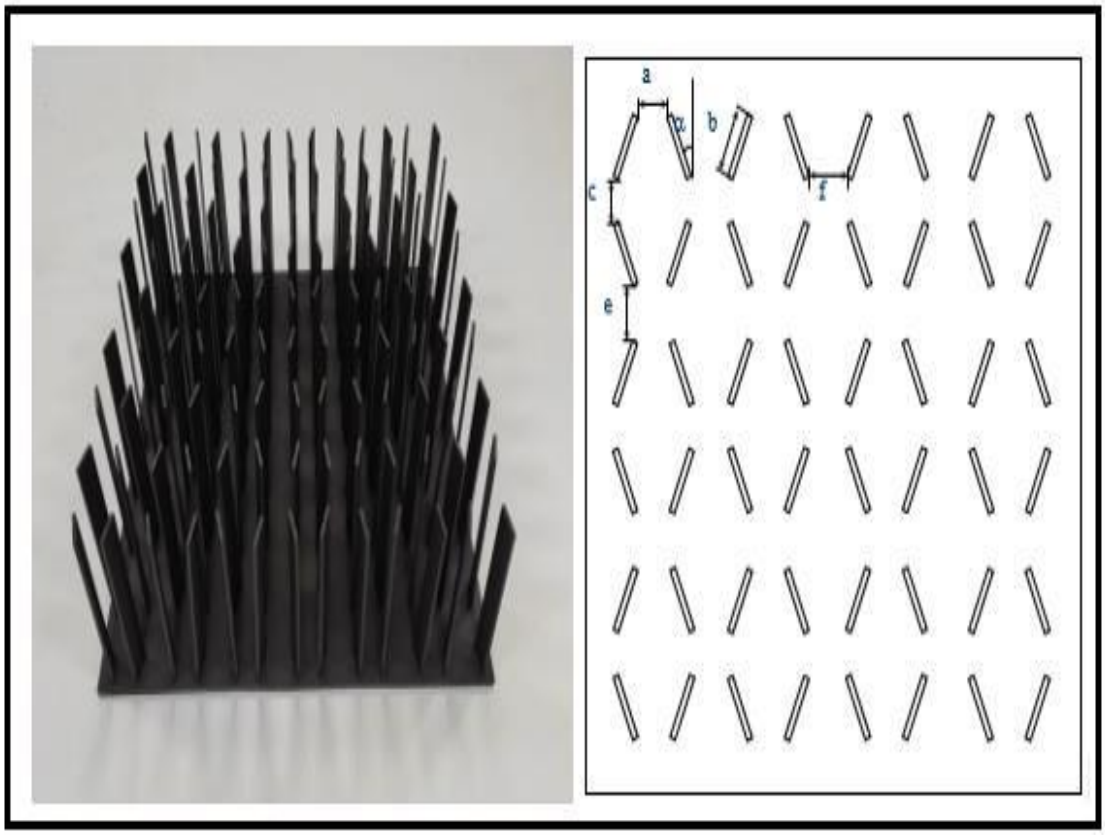
- Toplam ısıl direnç açısından bakır, alüminyuma göre yaklaşık %30 daha iyi performans sergiler.
- Ancak yoğunluk bakımından, bakır alüminyumdan yaklaşık 3 kat daha ağırdır.
- Maliyet açısından da bakır, piyasadaki dalgalanmalara daha açık olup alüminyuma göre daha pahalıdır.

Sonuç olarak, yüksek ısı iletimi ve verimlilik öncelikli sistemlerde bakır öne çıkarken; hafiflik, işlenebilirlik ve maliyet avantajı aranan uygulamalarda ise alüminyum daha uygun bir alternatif olarak değerlendirilmektedir.

Alüminyum metalinin, termal avantajlarının maliyet ve işlenebilirlik gibi özelliklerle birleşerek dezavantajlarının önüne geçmesi, elektronik cihazlarda ve soğutucu sistemlerde yaygın olarak tercih edilmesini sağlamaktadır. Bu durum, özellikle fan sistemleri ve elektronik soğutma modülleri üretimi yapan firmalar için alüminyumu hem ekonomik hem de kolay ulaşılabilir bir seçenek haline getirmiştir.

Yapılan deneylerde kullanılan tüm ısı alıcı tabanlar (base) ve kanatçıklar, endüstride sıkça tercih edilen Al 1050 O sınıfı alüminyumdan imal edilmiştir. Söz konusu çalışma kapsamında, daha önce Prof. Dr. Kenan Yakut danışmanlığında ve şu anda bu tezi yürüten yüksek lisans öğrencisi Doğan Yorulmaz'ın danışmanı olan Dr. Öğr. Üyesi Altuğ Karabey tarafından yürütülen bir yüksek lisans tezinde üretilmiş olan alüminyum ısı alıcı taban (base) ve 2 mm et kalınlığına sahip dikdörtgen kanatçıklar aynı imalat metodolojisiyle üretilerek bu çalışmada kullanılmıştır.

Kanatçıklar, önceden lazer kesimle işaretlenmiş yerlerine, uç kısımlarına ısı iletim bileşiği uygulanarak dikkatlice yerleştirilmiştir. Bu işlemler, deneysel doğruluğun korunması ve tekrarlanabilirliğin sağlanması adına standart yöntemlere uygun biçimde yine bu tez çalışmasını yürüten Doğan Yorulmaz tarafından titizlikle gerçekleştirilmiştir. Tüm üretim ve montaj detaylarına, ilgili daha önce yapılmış olan yüksek lisans tezinden erişilmesi mümkündür (Karabey, 2010).



Şekil 3.11 Optimize edilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı parametreleri

Çizelge 3.1 Deneylerde incelenen parametreler

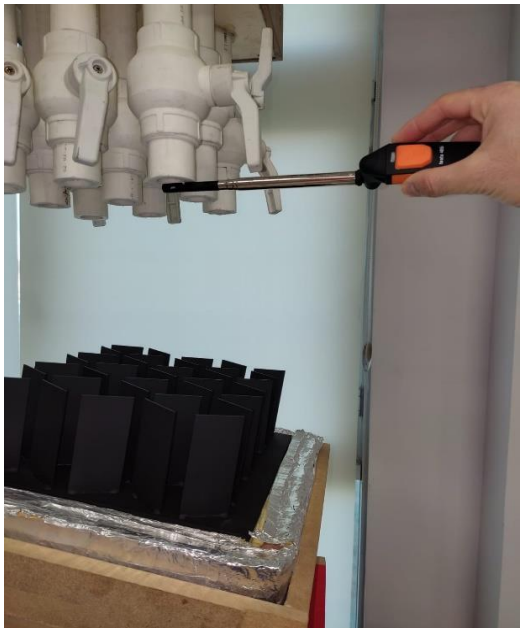
Deneysel Parametreler						
Parametreler		**Seviye-1**	**Seviye-2**	**Seviye-3**	**Seviye-4**	**Seviye-5**
A	Boru Çapı (mm)	25	32	40	-	-
B	Boyutsuz Mesafe (h/d)	6	7	8	-	-
C	Hava Hızı (m/s)	5	6	7	8	9
D	Isı Alıcı Açısı (derece)	10	20	30	-	-
E	Kanat Açısı(derece)	15	-	-	-	-
F	Isı Akısı (Watt)	200	-	-	-	-
G	Kanat Genişliği (mm)	15	-	-	-	-
H	Kanatlararası Yatay Mesafe (a) (mm)	20	-	-	-	-
I	Kanatlararası Düşey Mesafe (c) (mm)	20	-	-	-	-
J	Dilimlerarası Yatay Mesafe (f) (mm)	15	-	-	-	-
K	Dilimlerarası Düşey Mesafe (e) (mm)	20	-	-	-	-

3.1.4 Hız Transmitteri

Yapılan deneysel çalışmalarda, çarpan jet sistemine ait akışkanın ortalama hız değerlerinin doğru ve hassas bir şekilde belirlenmesi büyük önem taşımaktadır. Bu bağlamda, sıcak tel anemometre prensibiyle çalışan TESTO marka bir hız transmitteri kullanılmıştır. Bu cihaz, akışkan içerisindeki hız değişimlerini yüksek hassasiyetle ölçebilme yeteneği sayesinde, deneysel verilerin güvenilirliğine önemli katkı sağlamaktadır.

Tez kapsamında yapılan hız ölçümleri, hız transmitterine bağlı özel bir prob yardımıyla gerçekleştirilmiş ve prob sayesinde, her bir lülenin çıkışında, çarpan jetin merkez noktasındaki hız değerleri dikkatlice tespit edilmiştir. Hazırlanan özel sistem ile bu prob, her farklı çapta ve yerleşimdeki lüle merkezine hizalanarak konumlandırılmış ve ölçümler sırasında sistematik sapmaların önüne geçilmiştir.

Çizelge 3.2'de, kullanılan hız transmitterine ait teknik özellikler detaylı olarak verilmiş; cihazın çalışma aralığı, doğruluk payı ve ölçüm çözünürlüğü gibi bilgiler sunulmuştur. Bu özellikler, yapılan ölçümlerin güvenilirliği açısından deneysel çalışmanın temel dayanaklarını oluşturmuştur.



Şekil 3.12 Hız transmitteri ile lüle çıkışında hava hızı ölçümü

Çizelge 3.2 Deneylerde kullanılan hız transmitteri ve teknik özellikleri

Hız Probunun Özellikleri		
Model	Ölçülebilen Hız Aralık Değeri	Doğruluk Oranı
TESTO 405i	0.0 m/s – 30.0 m/s	±(0.1 m/sn + 5 % ölç.değ.) (0 … 2 m/sn) ±(0.3 m/sn + 5 % ölç.değ.) (2 … 15 m/sn)



Şekil 3.13 Hız transmitteri görünüşü

3.1.5 Termal Kamera

İmal edilen çoklu çarpan jet deney düzeneğinde, ısıtma işlemi sırasında sistemin kararlı hale ulaştığı noktada denge sıcaklıklarının doğru şekilde belirlenmesi, deneysel verilerin doğruluğu açısından büyük önem taşımaktadır. Bu nedenle, hata oranlarının minimize edilmesi amacıyla TESTO marka infrared termal kamera kullanılmıştır. Bu cihaz, yüzey sıcaklıklarının temassız ve yüksek hassasiyetle ölçülmesini mümkün kılarak deneysel sistemin güvenilirliğini artırmıştır.

Termal kamera ile elde edilen görüntüler, TESTO firmasının özel analiz yazılımı aracılığıyla bilgisayarda detaylı olarak incelenmiş ve elde edilen sıcaklık verileri kayıt altına alınmıştır. Çizelge 3.3'te, kullanılan termal kameraya ait teknik özellikler (ölçüm aralığı, doğruluk, çözünürlük, spektral hassasiyet gibi) ayrıntılı bir şekilde sunulmuştur.

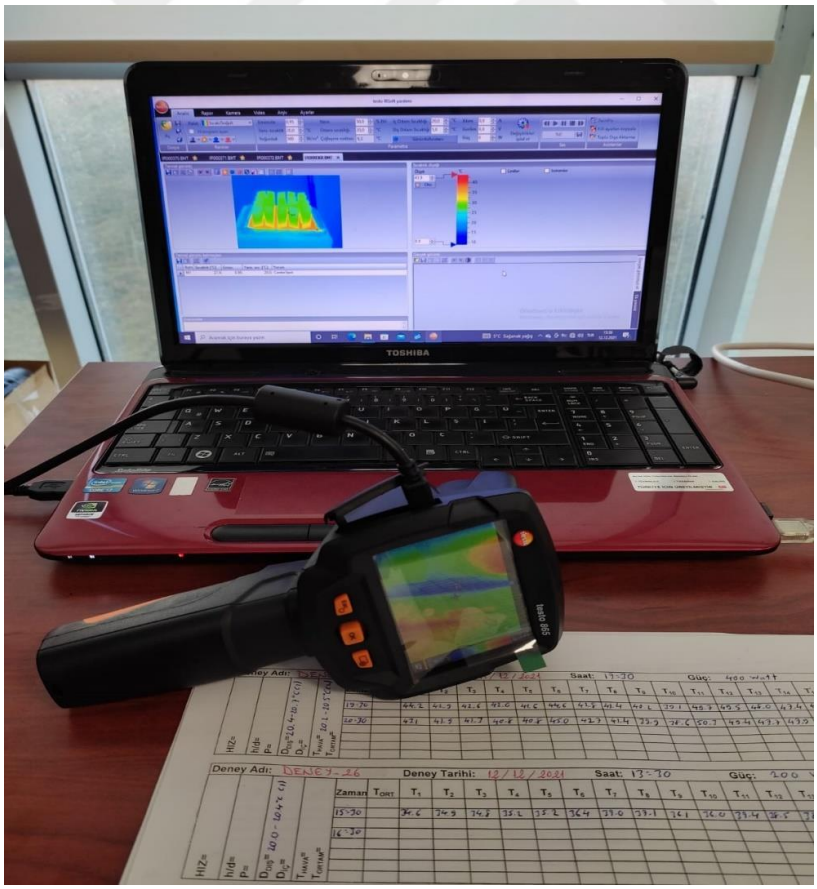
Ölçümler sırasında, termal kamera yaklaşık olarak 45° açıyla ve 40 cm mesafeden hedef yüzeye yönlendirilmiş, böylece ölçüm doğruluğunu etkileyebilecek yansıma veya sapmalardan kaçınılmıştır. Ölçümler, sistemin kararlılığı sağlandıktan sonra, her bir farklı hız değeri, farklı lüle çapı ve lüle-ısı alıcı mesafesi (h/d oranı) için dikkatli ve titiz bir şekilde gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 3.3 Deneylerde kullanılan termal kameraya ait teknik özellikler

Teknik Bilgiler Listesi	
Ekran	3.5'' Dokunmatik
Termal Çözünürlük	160 x 120 Piksel
Uzamsal Çözünürlük	1.82 mrad
Termal Hassasiyet	≤ 0.05°C (-50°C…650°C)
Doğruluk Oranı	± 2°C ve ± %2
Görüş Alanı Boyutu	25° X19°
Görüntü Frekansı	60 Hz



Şekil 3.14 Deneylerde kullanılan termal kamera



Şekil 3.15 Termal kameradan ısıl değerlerin alınması

3.1.6 Isıl Çift

Deneysel çalışmada yüzey sıcaklıklarının hassas ve güvenilir bir şekilde ölçülmesi amacıyla, toplam 16 adet T tipi ısıl çift (termokupl) kullanılmıştır. Bunlardan 15 tanesi taban alana yerleştirilerek yüzey sıcaklıklarının dağılımı, 1 tanesi ise ortam sıcaklığının tespiti için konumlandırılmıştır. Bu yaklaşım sayesinde sistemin hem lokal hem de genel sıcaklık davranışı detaylı şekilde izlenmiştir.

Ayrıca ortam sıcaklığının doğrulanması için TESTO marka bir hız transmitteri yardımıyla ikinci bir sıcaklık ölçümü gerçekleştirilerek, çevresel koşullar çift noktalı kontrol yöntemiyle gözlemlenmiştir.

Kullanılan ısıl çiftler, 0.25 mm iç çap ve 0.75 mm dış çapa sahip, fiberglas örgülü, T tipi, yanmaya, kimyasal etkilere ve aşınmaya karşı dayanıklı modellerden seçilmiştir. Bu özellikler, yüksek sıcaklıklı deney ortamlarında uzun ömürlü ve güvenilir ölçümler yapılmasını sağlamıştır.

Isıl çiftler, ORDEL marka ve %0.1°C hassasiyetle çalışan, 15°C-85°C aralığında doğru ölçüm yapabilen bir veri kaydediciye (DataLogger) bağlanmıştır. Cihaz üzerinden alınan sıcaklık verileri, bilgisayar ortamına aktarılmış ve ORDEL'e ait özel yazılım yardımıyla kayıt altına alınarak analizlerde kullanılmıştır.



Şekil 3.16 Veri kaydedici görüntüsü

3.2 Yöntem

3.2.1 Isı Transferi İçin Genel Kapsam ve Tanımlamalar

Isı transferinin üç temel yöntemi, ısı alıcılarının performansını büyük ölçüde etkiler. Örneğin, kanatçıklı yüzeylerde taşınımla ısı transferi genellikle önemli bir rol oynar çünkü yüzeyin genişliği ve yüzey özellikleri, akışkan ile etkileşime giren bölgeyi artırarak taşınım verimliliğini artırabilir. Ayrıca, kanatçıkların geometrisi, akışın yönünü ve hızını etkileyerek ısıl transferin daha etkin bir şekilde gerçekleşmesine yardımcı olur. İletimle ısı transferi, genellikle sabit yüzeyler ve katı materyaller için geçerli olup, yüzeydeki sıcaklık farklarına bağlı olarak ısı geçişi sağlar. Bu durumda, iletim katsayısı veya malzemenin ısıl iletkenliği önem kazanır. Son olarak, ışınımda, yüzeylerin sıcaklık farkına bağlı olarak elektromanyetik dalgalar şeklinde enerji yayılır. Bu tip ısı transferi genellikle yüksek sıcaklıklarda ve ısıya maruz kalan açık alanlarda daha belirgin hale gelir. Güneş panelleri ya da yüksek sıcaklıklı ısıtıcılar gibi sistemlerde ışınım ön planda olabilir. Bu üç ısı transferi yöntemi, enerji verimliliğini etkileyen temel faktörler arasında yer alır. Isı transferinin etkinliği, özellikle endüstriyel uygulamalarda, enerji tasarrufu ve verimlilik için kritik bir parametre olduğundan, bu yöntemlerin her birinin etkili bir şekilde optimize edilmesi önemlidir (Karabey, 2010).

3.2.1.1 İletim ile Isı Transferi

Isı iletimi, bir ortamda sıcaklık farkı olduğunda, daha sıcak bölgedeki moleküllerin kinetik enerjisinin, soğuk bölgelere doğru yayılmasıyla gerçekleşir. Bu olay, moleküllerin fiziksel hareketi olmaksızın, sadece enerji aktarımıyla olur. Moleküller arasında gerçekleşen bu enerji aktarımı, ortamın ısıl iletkenliğine ve ortamda bulunan sıcaklık farkına bağlıdır.

Fourier Yasası, ısı iletimi olayını matematiksel olarak ifade eder. Fourier Yasası'na göre, bir malzemedeki ısı akışı, malzemenin ısıl iletkenliği, yüzey alanı ve sıcaklık farkı ile doğru orantılıdır ve mesafe ile ters orantılıdır. Matematiksel formülü açıklamak gerekirse Eşitlik (3.1) de sunulduğu gibi, ısıl iletkenliği yüksek olan malzemeler, ısıyı daha kolay iletebilirler. Ayrıca sıcaklık farkı arttıkça, ısı akışı da artar.

Isı iletimi, genellikle katı maddeler ve sıvılar için geçerli olmakla birlikte, gazlar için de belirli koşullar altında önemli olabilir. Isı iletiminin uygulamaları oldukça geniştir ve inşaat, enerji sistemleri, elektronik cihazlar ve ısıtma/soğutma sistemleri gibi pek çok alanda kullanılır. Özellikle, yüksek ısıl iletkenliği olan malzemeler, ısıyı etkili bir şekilde dağıtmak veya izole etmek için tercih edilir (Yüncü ve Kakaç, 1999).

Kesit alanları sabit olan cisimlerden bir boyuta sahip kararlı ısı iletimi (kondüksiyon), Eşitlik (3.1) ile ifade edilmektedir. Bu denklemlerde 'k' ısı iletimi kat sayısını temsil etmektedir ve bunun birimi W/mK 'dir, 'A' kesit alanı olmakla beraber birimi m^2'dir, 'Q_{kond}' iletim (kondüksiyon) ile ısı transferi miktarı olmakla beraber birimi Watt'tır, 'T' sıcaklık olmakla beraber birimi $Kelvin$'dir ve 'x' kalınlık olmakla beraber birimi m'dir.

$$Q_{kond} = - k A (dT / dx) \quad (3.1)$$

3.2.1.2 Taşınım ile Isı Transferi

Konveksiyon (taşınım), bir katı yüzey ile bu yüzeye bitişik olan, hareket eden sıvılar veya gazlar arasında gerçekleşen enerji transferi işlemidir. Bu süreç, ısı iletimi ve akışkan hareketinin birleşik etkilerini kapsamaktadır. Doğal taşınım (konveksiyon), akışkan içindeki sıcaklık değişikliklerinin oluşturduğu yoğunluk farkları nedeniyle meydana gelen kaldırma kuvvetlerine dayanmaktadır. Diğer taraftan, zorlanmış taşınım (konveksiyon), akışkanın hareketinin dış bir kuvvet tarafından, örneğin atmosferik rüzgâr, fan veya pompa gibi bir etki ile sağlandığı bir durumdur (Karabey, 2010).

Sıcak bir maddeden soğutucu akışkana taşınım yoluyla ısı transferi, Newton'un Soğutma Yasası ile ifade edilir. Bu yasa, Eşitlik (3.2)'de sunulduğu gibi tanımlanır. Bu denklemde, h taşınım katsayısını ifade eder ve birimi W/m^{2}K'dir, A yüzey alanını ifade eder ve birimi m^2'dir, Q_{konv} taşınımla gerçekleşen ısı transferi miktarını belirtir ve birimi Watt (W) olarak ifade edilir. T_y yüzey sıcaklığı olup birimi Kelvin (K) cinsindendir ve T_∞ ortam sıcaklığıdır ve yine birimi Kelvin (K) olarak ifade edilir.

$$Q_{konv} = h A (T_y - T_\infty) \quad (3.2)$$

3.2.1.3 Işınım ile Isı Transferi

İletim (kondüksiyon) ve taşınım (konveksiyon) ısı transferi süreçlerinde, enerji bir ortam aracılığıyla aktarılmakta olup, transferin gerçekleşebilmesi için bir ortamın bulunması gerekmektedir. Bununla birlikte, herhangi bir ortamın olmadığı durumlarda bile enerji transferi mümkündür. Bu tür bir ısı transferi, elektromanyetik dalgalar aracılığıyla gerçekleştiğinden, ışınım (radyasyon) olarak adlandırılmaktadır. Işıma terimi, tüm elektromanyetik dalga etkileşimleri çerçevesinde yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Sonlu sıcaklık değerine sahip her nesne, kendi etrafındaki cisimlerden radyasyon alırken aynı zamanda kendi radyasyonunu yaymaktadır, bu süreç aynı zamanda radyasyonun soğurulması olarak da tanımlanabilir (Yüncü ve Kakaç, 1999).

Radyasyonun (ışıma) etkileri hesaplanırken kullanılan denklem Eşitlik (3.3)'te ifade edilmiştir. Bir yüzey ile çevresi arasında olan net radyasyon (ışınım) ısı değişimi miktarı dikkate alınmaktadır. Burada 'σ', Stefan Boltzman sabiti olmakla beraber birimi W/m^2K^4'tür; 'ε', yayma oranı olmakla beraber birimsizdir; 'A', yüzey alanı olmakla beraber birimi m^2'dir; '$Qrad$', ışınım (radyasyon) ile ısı transfer miktarı olmakla beraber birimi $Watt$'tır; 'T_y' yüzey sıcaklığı olmakla beraber birimi $Kelvin$'dir ve 'T_∞', ortam sıcaklığı olmakla beraber birimi $Kelvin$'dir.

$$Q_{rad} = \varepsilon \, A \, \sigma \, (T_y^4 - T_\infty^4) \tag{3.3}$$

3.2.2 Deneysel Verilerin Hesaplanması

Gerçekleştirilen deneysel çalışmalarda, kararlı hale gelmiş durumlar için test elemanından gerçekleştirilen ısı transferi miktarları aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir (Incropera ve DeWitt, 2001);

$$Q_{top} = Q_{konv} + Q_{rad} + Q_{kond} \tag{3.4}$$

burada;

$$\dot{Q}_{konv} = \dot{m} \, C_p \, (T_{çık} - T_{gir}) = V^2 / R = VI \tag{3.5}$$

Sistemde oluşan kararlı haldeki taşınım miktarı;

$$Q_{konv} = h_{ort}\ A_s\ (T_{yort} - T_{jet}) \tag{3.6}$$

bu iki şekilde de ifade edilebilmektedir.

Kararlı duruma ulaşıldığında, kanatçıklardan gerçekleşen ışınımla (radyasyon) ısı transferi, belirli noktalara bağlı olarak değişecektir. Bu transferin etkili olabilmesi için; ışınım yapan yüzeyin sıcaklığı, deneysel ortamın sıcaklık dağılımı, kanatçıkların ve ısıtıcı plaka tabanının yayma oranı, ısı transferi yüzeyinin özellikleri ve kanatçıkların birbirlerine olan etkileri önemli faktörlerdir.

Hesaplamalar sırasında, ışınım yüzeylerinin sıcaklıkları ve kanatçıkların geometrik düzenlemeleri dikkatlice şekil faktörü olarak ele alınmaktadır.

Kararlı halde olan toplam ışınım ile ısı transferi miktarı;

$$Q_{rad} = F\ A_s\ \sigma\ (T_y^4 - T_h^4) \tag{3.7}$$

Eşitlik (3.7)'de sunulan şekilde ifade edilmektedir.

Sunulan bu denklemde 'F' şekil faktörü olmaktadır, 'σ' Stefan Boltzman sabiti olmaktadır, 'A_s' yüzey alanı olmaktadır, 'T_y' ve 'T_h' sırası ile yüzey sıcaklığı ve havanın sıcaklığı olmaktadır.

Yapılan deneylerin gerçekleştirildiği test bölgesi, daha önce belirtildiği gibi tamamen yalıtılmıştır ve test elemanının yüzeyi, kanatçıklarla birlikte mat siyah boya ile kaplanmıştır. Ayrıca, ışınım etkileşimi için önemli bir faktör olan ısıtıcı plakanın üst yüzeyinin sıcaklığı, ortamda bulunan hava karışımının sıcaklığına eşit olacağı için, hava sıcaklığı verilen ifadede de belirtilmiştir.

Bu çalışmada, ısıtıcı plaka tabanları ve kanatçıklar dikkatlice temizlenmiş, koru renkli mat siyah boya ile kaplanmış ve düzgünleştirilmiştir. Ayrıca, çalışılan sıcaklık değerlerinin çok yüksek olmaması nedeniyle ışınım nedeniyle meydana gelen enerji kayıplarının, sisteme sağlanan enerjinin yalnızca %1-3 civarında olacağı öngörülmüştür.

Test yüzeyinin yalıtımı (mat siyah boya ile kaplama) ve test bölgesinin yalıtım malzemeleri ile tamamen izole edilmiş olması nedeniyle, ayrıca ısıtıcı devresinin bulunduğu haznenin dış yüzeyindeki sıcaklık, çevre sıcaklığına yakın olduğu dikkate

alındığında, ısı iletiminden kaynaklanan kayıplar da sisteme verilen enerjiyle kıyaslandığında oldukça düşük kalmaktadır ve bu kayıplar ihmal edilebilir seviyededir.

Bu durumda Eşitlik (3.4);

$$Q_{top} = Q_{konv} \tag{3.8}$$

biçimine dönüşmektedir.

Deney sistemine uygulanan ısı, varyak aracılığıyla kontrol edildikten sonra, akım ve gerilim değerlerinin çarpılmasıyla hesaplanmaktadır. Elde edilen bu değer, akışkan kanalı içerisinden geçen hava tipi akışkanın aldığı ısı miktarını temsil etmektedir. Bu işlem sonucunda, elde edilen enerji değeri "Watt" cinsinden ifade edilir ve bu değer, akışkanın aldığı ısıyı gösterir ($Q_t = VI$). Bu durumda;

$$Q_{top} = Q_{konv} = V^2 / R = VI \tag{3.9}$$

Eşitlik (3.5), Eşitlik (3.6) ve Eşitlik (3.9)'dan faydalanarak ortalama ısı transferi katsayısı aşağıdaki biçimde hesaplanmaktadır:

$$h_{ort} = Q_{konv} / A_s \, (T_{yort} - T_{jet}) \tag{3.10}$$

Bu denklemde, 'T_{yort}' ortalama yüzey sıcaklığını, 'T_{jet}' ise lülelerin çıkışlarında ölçülen jetin sıcaklık değerlerini temsil etmektedir. 'As' ise toplam ısı transfer yüzey alanını ifade etmektedir. Literatürde, ısı transferi yüzey alanı için hem projeksiyon alanı hem de toplam ısı transferi alanı kullanılmaktadır. Ancak bu tez çalışmasında, toplam ısı transferi alanı tercih edilmiştir. Bu kullanılan alan, kanatçıklar ve taban plakasının oluşturduğu toplam ısı transfer yüzey alanını ifade etmektedir ve aşağıdaki şekilde tanımlanabilir:

$$As = WL + N \, [(2bH) + (2th_k)] \tag{3.11}$$

Belirtilen denklemde, 'W' kanatçıkların üzerinde sıralanmış ısı alıcı plakanın taban genişliğini, 'L' ise ısı alıcı plakanın taban uzunluğunu ifade etmektedir. 'b'

kanatçıklara ait genişliği, 'H' ise kanatçıkların yüksekliğini temsil etmektedir. 't' kanatçıkların et kalınlığını, 'N' ise ısı alıcı plaka üzerinde bulunan toplam kanatçık sayısını göstermektedir.

Hazırlanan tez çalışmasında elde edilecek sonuçlar arasında değerlendirme ölçütü olarak Nusselt (Nu) sayısı dikkate alınmıştır. Nusselt sayısı hesaplanırken çoklu lüle sisteminde herhangi bir lülenin iç çapı değeri esas alınmıştır. Boyutsuz bir büyüklük olan Nusselt sayısı (Nu), aşağıdaki denklem kullanılarak hesaplanmıştır:

$$Nu = h\, D_h / k \tag{3.12}$$

Türbülanslı akışta, lüle kesiti boyunca akışkan hızının ortalaması hesaplanırken, genellikle lüle merkezinde ölçülen hız değeri kullanılır. Akışkan hızının kesit alanındaki ortalama değeri, aşağıdaki denklemle hesaplanabilir:

$$U_{ort} = 0{,}817\, U_0 \tag{3.13}$$

Boyutsuz bir büyüklük olan Reynolds sayısı, akışın özelliklerini tanımlamak için kullanılan önemli bir parametredir ve aşağıdaki denklemle hesaplanmaktadır:

$$Re = D_h\, U_{ort} / \nu \tag{3.14}$$

3.2.3 Deneylerin Yapılışı

Çalışmada, daha önce Taguchi $L_{27}(3^{11})$ deney yöntemi ile optimize edilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcının, açılı ve çoklu çarpan jetle ısı transfer karakteristikleri incelenmiştir. Optimize edilerek elde edilen ısı alıcıda, sabit ısı akısı etkisinde farklı ısı alıcı açısı, lüle çapı, h/d mesafesi ve hız değerlerinin etkisi analiz edilmiştir. Deneyler her biri dokuz nozullu üç farklı lüle çapında (d=25, 32, 40 mm), üç farklı lüle-ısı alıcı mesafesinin lüle çapına oranında (h/d=6, 7, 8), üç farklı ısı alıcı açısında (α=10°, 20°, 30°) ve beş farklı hız değerinde (V=5, 6, 7, 8, 9 m/sn) gerçekleştirilmiştir. Deney planına uygun olacak şekilde alüminyum plakaların yüzeylerine gelecek olan kanatçıkların konumları lazer kesim tezgahlarında markalatılmıştır. Uygun yükseklik,

genişlik ve et kalınlığında kanatçıklar lazer kesim tezgahlarında kesilmiştir. Hazırlanmış olan kanatçıklar ısı alıcı yüzeyinde markalanmış olan alanlara tam denk gelecek şekilde özel iletken dolgu malzemesi sürülerek sabitlenmiştir.

Kanatçıklı ısı alıcı oluşturulduktan sonra, her plakada eşit sayıda katman olacak şekilde mat siyah sprey boya ile kaplanmıştır. Sonrasında, tamamlanan test elemanı, deney sistemine yerleştirilmiştir ve yerleştirilen bu eleman, tam jet çıkış merkezine denk gelecek şekilde konumlandırılmıştır. Şebeke elektriğindeki dalgalanmalardan dolayı sistemin kararlı hale gelmesine engel oluşmaması adına, ilk olarak şebeke bağlantısı regülatör aracılığıyla denetlenmiştir.

Varyak kullanılarak ısı alıcıda oluşturulması gereken ısı akısı için uygun akım ve gerilim oranları belirlenmiştir. Bu işlemin ardından, fanın bağlı olduğu fan devir sürücüsü çalıştırılarak, fanın sağlayacağı hız seviyesine göre devir ayarlanmıştır. Fan, istenilen akışkan hızını sağlamak amacıyla çalıştırılmıştır. İstenilen hız değeri, hız transmitteri ile lüle çıkış merkezinden ölçülerek doğrulanmış ve sabitlenmiştir. Isı alıcının kararlı hale gelmesi için sistem yaklaşık 120-150 dakika süreyle çalıştırılmıştır. Bu aşamada, sistemin kararlı hale gelip gelmediği, termal kamera ve ısıl çiftler ile yapılan ölçümlerle tespit edilmiş ve veri kaydedici ile termal kamera programları kullanılarak değerler kaydedilmiştir.

Sistemin kararlı hale gelmesinin ardından, ısı alıcının yüzeyinden 15 farklı noktada ısıl çiftler ile ısıl değerler okunmuş ve kaydedilmiştir. Bu ölçümler sonrasında, 5 adet termal görüntü alınarak, ısıl ölçümler karşılaştırılmış ve doğrulama işlemi yapılmıştır. Deneylerin tamamlanmasının ardından, tekrar deneyine geçilmeden önce 60-90 dakika arası bekleme süresi geçirilmiş ve ardından aynı prosedürle 15 farklı noktadan ısıl çiftler ile ölçümler alınarak, termal kamera ile 5 farklı görüntü alınarak analizler gerçekleştirilmiştir. Bu süreçte ısıl değerler kontrol edilmiştir.

Deneyler arasında her 30 dakikada bir sistem dinlendirildikten sonra, bir sonraki deney başlatılmıştır.

4. BULGULAR

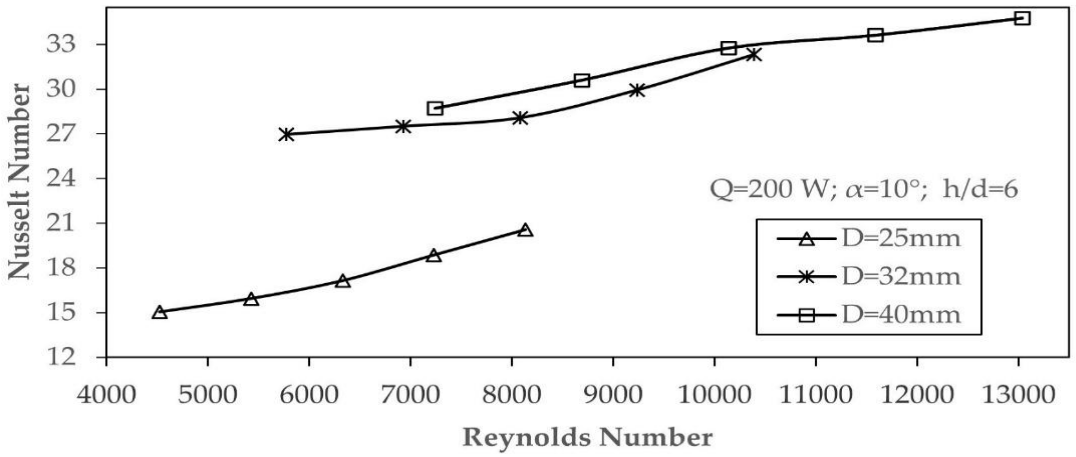
Bu çalışmada, önceden Taguchi $L_{27}(3^{11})$ deney yöntemi kullanılarak optimize edilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı metal plakanın, çarpan jetle ısı transfer özellikleri incelenmiştir (Arvasi 2022; Karabey ve Arvasi 2023). Optimize edilerek elde edilen ısı alıcı metal plakada, sabit ısı akısı etkisinde farklı ısı alıcı metal plaka açısı, lüle çapı, h/d mesafesi ve hız değerlerinin etkisi analiz edilmiştir. Deneyler her biri dokuz nozullu üç farklı lüle çapında (d=25, 32, 40 mm), üç farklı ısı alıcı metal plaka açısında (α=10°, 20°, 30°), üç farklı boyutsuz mesafede (h/d=6, 7, 8) ve beş farklı hız değerinde (V=5, 6, 7, 8, 9 m/sn) gerçekleştirilmiştir.

Nu Sayısı, tüm durumlar için artan Reynolds Sayısı ile birlikte artmaktadır. Ancak, artım oranı nozul çapına ve jet havasının hız büyüklüğüne bağlı olarak farklılık göstermektedir. Nozul çapındaki artım Nu sayısında artıma yol açar. Termal performans en büyük çapta (D=40 mm) en iyi performansı gösterirken, bunu 32 mm çap takip etti, en küçük çap (25 mm) ise en kötü termal performansı gösterdi. Genel olarak, Nu Sayısı azalan h/d ile artar ve ilişki çoğunlukla doğrusaldır. Buna ek olarak Nu Sayısı değerleri birbirine çok yakın olmasıyla birlikte azalan ısı alıcı metal plaka açısı ile Nu Sayısının arttığı gözlemlenmiştir.

4.1 Nu Sayısının Reynolds Sayısı ile Değişimi

4.1.1 10° Eğimli Isı Alıcı Metal Plaka İçin Deneysel Sonuçların Analizi

Dikdörtgen kanatçıklı, 10° eğimli ısı alıcı metal plakaya ait Nu sayısı artan Reynolds Sayısı ile artar. Nozul çapındaki ve jet hava hızındaki artım Nu sayısında bir artıma yol açar. Diğer taraftan, Nu Sayısı azalan boyutsuz h/d mesafesi ile artar ve ilişki çoğunlukla doğrusaldır. Boyutsuz mesafeler (h/d=6, 7, 8) için Nu sayılarının Re sayısıyla değişiminin sonuçları Şekil 4.1, Şekil 4.2 ve Şekil 4.3'te sunulmuştur.

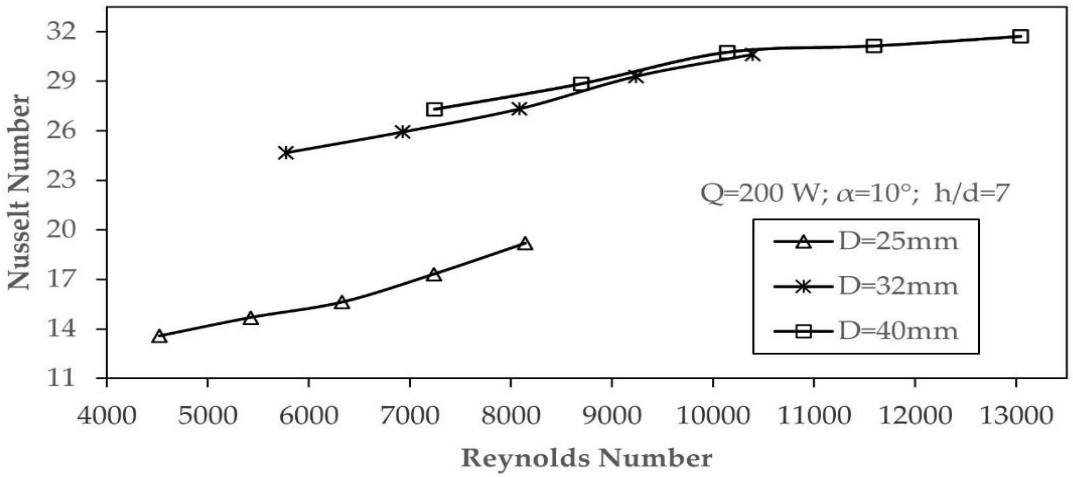


Şekil 4.1 200 W ısı akısı ve h/d=6 şartlarında, 10° eğimli ısı alıcı metal plakaya ait deneysel sonuçların analizi

Dikdörtgen kanatçıklı, 10° eğimli ısı alıcı metal plakanın, 200 W sabit ısı akısında, farklı boyutsuz mesafede ve lüle çapları etkisinde, beş farklı hız değeri için Nu-Re değişiminin deneysel sonuçları Şekil 4.1'de sunulmuştur. Deneysel sonuçlar göz önüne alındığında Nu sayısının, artan Reynolds Sayısı ve lüle çapı ile arttığı belirlenmiştir. Buna karşın, Nu sayısının azalan boyutsuz h/d mesafesi ile arttığı ve ilişkinin çoğunlukla doğrusal olduğu sonucuna varılmıştır. Nu sayısı, jetin tüm hız değerleri arasında yaklaşık aynı oranda etkilenirken 7 m/sn hız değerinde düşük hız değerlerine göre daha yüksek oranda etkilenmektedir. Tüm lüle çapları ve boyutsuz lüle-ısı alıcı metal plaka mesafesinin lüle çapına oranları için akış hızının en yüksek olduğu noktalarda (9.0 m/s) Nu sayısı en yüksek değere ulaşmaktadır. Sabit ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 10° eğimli ısı alıcı metal plakaya ait en yüksek Nu sayısı, D = 40 mm olan lülede, h/d=6 mesafesinde ve 9 m/s akış hızında hesaplanmıştır.

Sabit ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 10° eğimli ısı alıcı metal plaka için 25 mm lüle çapında, h/d=6 mesafesinde, hız değerleri arasındaki birbirini takip eden artıma bağlı Nu Sayısı değerlerinde %6 - %10 aralığında artım olduğu görülmektedir. Buna ek olarak dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı metal plakada aynı şartlarda en düşük (5.0 m/s) ve en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %36.8 artım gözlenmiştir. Sabit ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 10° eğimli ısı alıcı metal plaka için 32 mm lüle çapında, h/d=6 mesafesinde, hız değerleri arasındaki birbirini takip eden artıma bağlı Nu Sayısı değerlerinde %2 - %8 aralığında artım olduğu görülmektedir. Buna ek olarak dikdörtgen

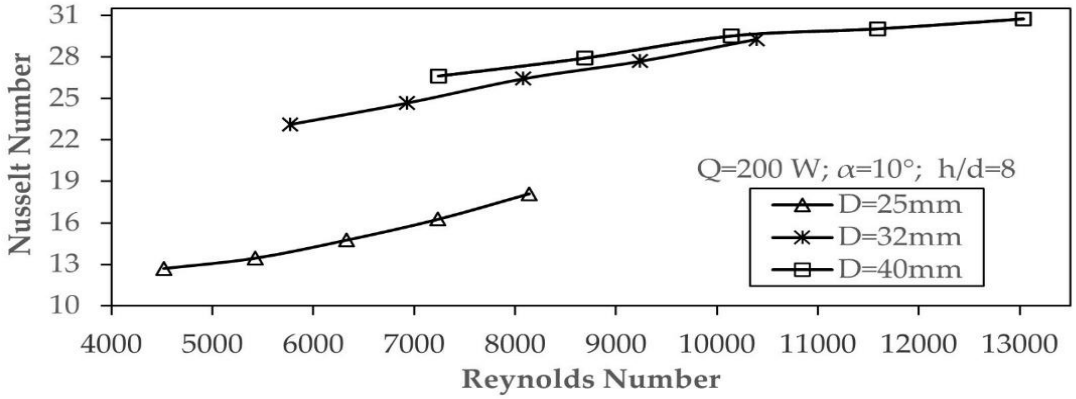
kanatçıklı ısı alıcı metal plakada aynı şartlarda en düşük (5.0 m/s) ve en yüksek (9.0 m/s) hız değerleri arasında Nu sayısında %19.8 artım gözlenmiştir. Sabit ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 10° eğimli ısı alıcı metal plaka için 40 mm lüle çapında, h/d=6 mesafesinde, hız değerleri arasındaki birbirini takip eden artıma bağlı Nu Sayısı değerlerinde %2.7 - %7 aralığında artım olduğu görülmektedir. Buna ek olarak dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı metal plakada aynı şartlarda en düşük (5.0 m/s) ve en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %21.1 artım gözlenmiştir. Sabit ısı akısı (200 W) ve h/d=6 şartlarında, 10° eğimli ısı alıcı metal plaka deneysel sonuçlarına göre, akışkan hızı ve lüle çapı arttıkça ısı transferinin arttığı belirlenmiştir.



Şekil 4.2 200 W ısı akısı ve h/d=7 şartlarında, 10° eğimli ısı alıcı metal plakaya ait deneysel sonuçların analizi

Sabit ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 10° eğimli ısı alıcı metal plaka için 25 mm lüle çapında, h/d=7 mesafesinde, hız değerleri arasındaki birbirini takip eden artıma bağlı Nu Sayısı değerlerinde %6.4 - %10.9 aralığında artım olduğu görülmektedir. Buna ek olarak dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı metal plakada aynı şartlarda en düşük (5.0m/s) ve en yüksek (9.0m/s) akış hızları arasında Nu sayısında %41.6 artım gözlenmiştir. Sabit ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 10° eğimli ısı alıcı metal plaka için 32 mm lüle çapında, h/d=7 mesafesinde, hız değerleri arasındaki birbirini takip eden artıma bağlı Nu Sayısı değerlerinde %4.5 - %7.2 aralığında artım olduğu görülmektedir. Buna ek olarak dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı metal plakada aynı şartlarda en düşük (5.0m/s) ve en yüksek (9.0m/s) hızları arasında Nu sayısında %24.1 artım gözlenmiştir. Sabit ısı

akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 10° eğimli ısı alıcı metal plaka plaka için 40 mm lüle çapında, h/d=7 mesafesinde, hız değerleri arasındaki birbirini takip eden artıma bağlı Nu Sayısı değerlerinde %1.2 - %6.6 aralığında artım olduğu görülmektedir. Buna ek olarak dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı metal plakada aynı şartlarda en düşük (5.0m/s) ve en yüksek (9.0m/s) akış hızları arasında Nu sayısında %16.1 artım gözlenmiştir. Sabit ısı akısı (200 W) ve h/d=7 şartlarında, 10° eğimli ısı alıcı metal plaka deneysel sonuçlarına göre, akışkan hızı ve lüle çapı arttıkça ısı transferinin arttığı belirlenmiştir.



Şekil 4.3 200 W ısı akısı ve h/d=8 şartlarında, 10° eğimli ısı alıcı metal plakaya ait deneysel sonuçların analizi

Sabit ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 10° eğimli ısı alıcı metal plaka için 25 mm lüle çapında, h/d=8 mesafesinde, hız değerleri arasındaki birbirini takip eden artıma bağlı Nu Sayısı değerlerinde %5.9 - %11.4 aralığında artım olduğu görülmektedir. Buna ek olarak dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı metal plakada aynı şartlarda en düşük (5.0 m/s) ve en yüksek (9.0 m/s) akış hızları arasında Nu sayısında %42.6 artım gözlenmiştir. Sabit ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 10° eğimli ısı alıcı metal plaka için 32 mm lüle çapında, h/d=8 mesafesinde, hız değerleri arasındaki birbirini takip eden artıma bağlı Nu Sayısı değerlerinde %4.7 - %7.2 aralığında artım olduğu görülmektedir. Buna ek olarak dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı metal plakada aynı şartlarda en düşük (5.0 m/s) ve en yüksek (9.0 m/s) akış hızları arasında Nu sayısında %26.6 artım gözlenmiştir. Sabit ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 10° eğimli ısı alıcı metal plaka için 40 mm lüle çapında, h/d=8 mesafesinde, hız değerleri arasındaki birbirini takip eden artıma bağlı Nu Sayısı değerlerinde %1.8 - %5.8 aralığında artım olduğu görülmektedir. Buna ek olarak dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı metal plakada aynı şartlarda en düşük (5.0 m/s) ve

en yüksek (9.0 m/s) akış hızları arasında Nu sayısında %15.7 bir artım gözlenmiştir. Sabit ısı akısı (200 W) ve h/d=8 şartlarında, 10° eğimli ısı alıcı metal plaka deneysel sonuçlarına göre, akışkan hızı ve lüle çapı arttıkça ısı transferinin arttığı belirlenmiştir.

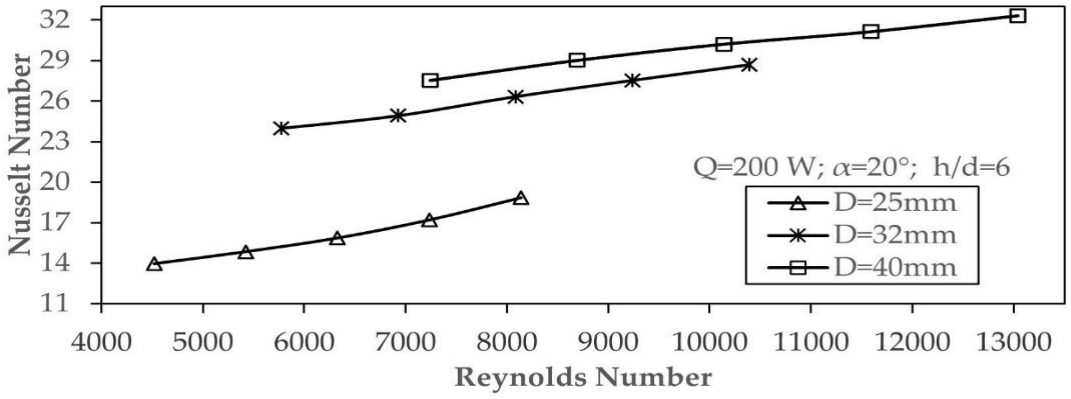
200 W ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 10° eğimli ısı alıcı metal plaka için aynı lüle çapında, farklı lüle-ısı alıcı metal plaka mesafesinin lüle çapına oranlarındaki en yüksek ve en düşük akış hızlarına ait Nu Sayıları karşılaştırılmıştır. Buna göre h/d=6 ve h/d=7 boyutsuz mesafeleri arasında, 25 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) akış hızları arasında Nu sayısında %9.8 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) akış hızları arasında Nu sayısında %6.7 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=6 ve h/d=7 boyutsuz mesafeleri arasında, 32 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) akış hızları arasında Nu sayısında %6.3 azalma eğilimi, en yüksek (9,0 m/s) akış hızları arasında Nu sayısında %5.3 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=6 ve h/d=7 boyutsuz mesafeleri arasında, 40 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %4.8 azalma, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %8.7 azalma gözlenmiştir. h/d=7 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 25 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %6.3 azalma eğilimi, en düşük (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %5.7 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=7 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 32 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %6.2 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %4.3 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=7 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 40 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %2.6 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %3 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=6 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 25 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %15.6 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %12 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=6 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 32 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %14.2 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %9.4 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=6 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 40 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %7.3 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %11.5 azalma eğilimi gözlenmiştir.

4.1.2 20º Eğimli Isı Alıcı Metal Plaka İçin Deneysel Sonuçların Analizi

Dikdörtgen kanatçıklı, 20° eğimli ısı alıcı metal plakaya ait Nu sayısı artan Reynolds Sayısı ile artar. Nozul çapındaki ve jet hava hızındaki artım Nu sayısında bir artıma yol açar. Diğer taraftan, Nu Sayısı azalan boyutsuz h/d mesafesi ile artar ve ilişki çoğunlukla doğrusaldır. Boyutsuz mesafeler (h/d=6, 7, 8) için Nu sayılarının Re sayısıyla değişiminin sonuçları Şekil 4.4, Şekil 4.5 ve Şekil 4.6'da sunulmuştur.

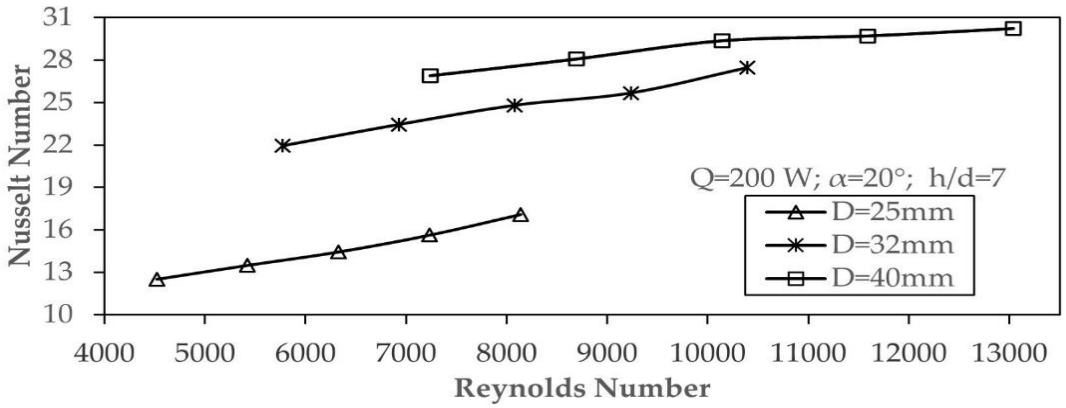
Dikdörtgen kanatçıklı, 20° eğimli ısı alıcı metal plakanın, 200 W sabit ısı akısında, farklı lüle-ısı alıcı metal plaka mesafesinin lüle çapına oranında ve lüle çapları etkisinde, beş farklı hız değeri için Nu-Re değişiminin deneysel sonuçları Şekil 4.4, Şekil 4.5 ve Şekil 4.6'da sunulmuştur. Deneysel sonuçlar göz önüne alındığında Nu Sayısının, artan Reynolds Sayısı ve lüle çapı ile arttığı belirlenmiştir. Buna karşın, Nu Sayısının azalan boyutsuz h/d mesafesi ile arttığı ve ilişkinin çoğunlukla doğrusal olduğu sonucuna varılmıştır.

Nu sayısı, jetin tüm hız seviyeleri arasında neredeyse aynı seviyede etkilenirken 7 m/sn mertebesinde düşük hızlara göre daha fazla etkilenmektedir. Tüm lüle çapları ve boyutsuz lüle-ısı alıcı metal plaka mesafesinin lüle çapına oranları için akış hızının en yüksek olduğu noktalarda (9.0 m/s) Nu sayısı en yüksek değer almaktadır. Sabit ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 20° eğimli ısı alıcı metal plakaya ait en yüksek Nu sayısı, D=40 mm olan lülede, h/d=6 mesafesinde ve 9 m/s akış hızında hesaplanmıştır.



Şekil 4.4 200 W ısı akısı ve h/d=6 şartlarında, 20° eğimli ısı alıcı metal plakaya ait deneysel sonuçların analizi

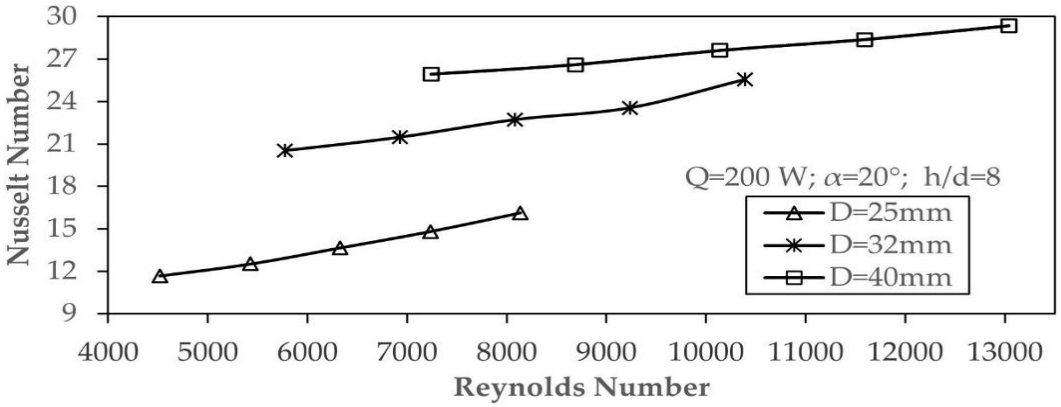
Sabit ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 20° eğimli ısı alıcı metal plaka için 25 mm lüle çapında, h/d=6 mesafesinde, hız değerleri arasındaki birbirini takip eden artıma bağlı Nu Sayısı değerlerinde %6.4 - %9.6 aralığında artım olduğu görülmektedir. Buna ek olarak dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı metal plakada aynı şartlarda en düşük (5.0 m/s) ve en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %35 artım gözlenmiştir. Sabit ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 20° eğimli ısı alıcı metal plaka için 32 mm lüle çapında, h/d=6 mesafesinde, hız değerleri arasındaki birbirini takip eden artıma bağlı Nu Sayısı değerlerinde %3.9 - %5.7 aralığında artım olduğu görülmektedir. Buna ek olarak dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı metal plakada aynı şartlarda en düşük (5.0 m/s) ve en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %19.7 artım gözlenmiştir. Sabit ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 20° eğimli ısı alıcı metal plaka için 40 mm lüle çapında, h/d=6 mesafesinde, hız değerleri arasındaki birbirini takip eden artıma bağlı Nu Sayısı değerlerinde %3 - %5.4 aralığında artım olduğu görülmektedir. Buna ek olarak dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı metal plakada aynı şartlarda en düşük (5.0 m/s) ve en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %17.4 artım gözlenmiştir. Sabit ısı akısı (200 W) ve h/d=6 şartlarında, 20° eğimli ısı alıcı metal plaka deneysel sonuçlarına göre, akışkan hızı ve lüle çapı arttıkça ısı transferinin arttığı belirlenmiştir.



Şekil 4.5 200 W ısı akısı ve h/d=7 şartlarında, 20° eğimli ısı alıcı metal plakaya ait deneysel sonuçların analizi

Sabit ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 20° eğimli ısı alıcı metal plaka için 25 mm lüle çapında, h/d=7 mesafesinde, hız değerleri arasındaki birbirini takip eden artıma bağlı Nu Sayısı değerlerinde %7.1 - %9.4 aralığında artım olduğu görülmektedir. Buna ek olarak dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı metal plakada aynı şartlarda en düşük (5.0 m/s)

ve en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %36.8 artım gözlenmiştir. Sabit ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 20° eğimli ısı alıcı metal plaka için 32 mm lüle çapında, h/d=7 mesafesinde, hız değerleri arasındaki birbirini takip eden artıma bağlı Nu Sayısı değerlerinde %3.5 - %7 aralığında artım olduğu görülmektedir. Buna ek olarak dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı metal plakada aynı şartlarda en düşük (5.0 m/s) ve en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %25.3 artım gözlenmiştir. Sabit ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 20° eğimli ısı alıcı metal plaka için 40 mm lüle çapında, h/d=7 mesafesinde, hız değerleri arasındaki birbirini takip eden artıma bağlı Nu Sayısı değerlerinde %1.2 - %4.6 aralığında artım olduğu görülmektedir. Buna ek olarak dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı metal plakada aynı şartlarda en düşük (5.0 m/s) ve en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %12.5 artım gözlenmiştir. Sabit ısı akısı (200 W) ve h/d=7 şartlarında, 20° eğimli ısı alıcı metal plaka deneysel sonuçlarına göre, akışkan hızı ve lüle çapı arttıkça ısı transferinin arttığı belirlenmiştir.



Şekil 4.6 200 W ısı akısı ve h/d=8 şartlarında, 20° eğimli ısı alıcı metal plakaya ait deneysel sonuçların analizi

Sabit ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 20° eğimli ısı alıcı metal plaka için 25 mm lüle çapında, h/d=8 mesafesinde, hız değerleri arasındaki birbirini takip eden artıma bağlı Nu Sayısı değerlerinde %7.1 - %9.1 aralığında artım olduğu görülmektedir. Buna ek olarak dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı metal plakada aynı şartlarda en düşük (5.0 m/s) ve en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %37.8 artım gözlenmiştir. Sabit ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 20° eğimli ısı alıcı metal plaka için 32 mm lüle çapında, h/d=8 mesafesinde, hız değerleri arasındaki birbirini takip eden artıma bağlı Nu Sayısı değerlerinde %3.7 - %8.5 aralığında artım olduğu görülmektedir. Buna ek olarak

dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı metal plakada aynı şartlarda en düşük (5.0 m/s) ve en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %24.5 artım gözlenmiştir. Sabit ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 20° eğimli ısı alıcı metal plaka için 40 mm lüle çapında, h/d=8 mesafesinde, hız değerleri arasındaki birbirini takip eden artıma bağlı Nu Sayısı değerlerinde %2.6 - %3.8 aralığında artım olduğu görülmektedir. Buna ek olarak dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı metal plakada aynı şartlarda en düşük (5.0 m/s) ve en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %13.2 artım gözlenmiştir. Sabit ısı akısı (200 W) ve h/d=7 şartlarında, 20° eğimli ısı alıcı metal plaka deneysel sonuçlarına göre, akışkan hızı ve lüle çapı arttıkça ısı transferinin arttığı belirlenmiştir.

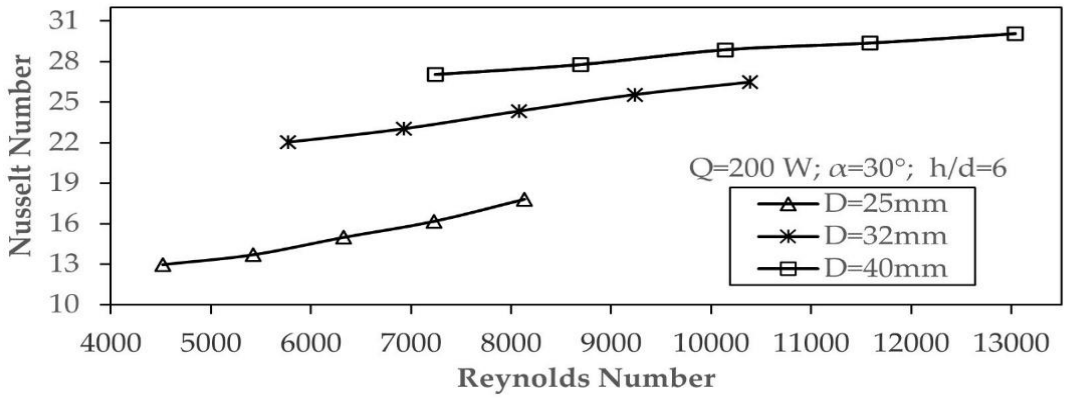
200 W ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 20° eğimli ısı alıcı metal plaka için aynı lüle çapında, farklı lüle-ısı alıcı metal plaka mesafesinin lüle çapına oranlarındaki en yüksek ve en düşük akış hızlarına ait Nu Sayıları karşılaştırılmıştır. Buna göre h/d=6 ve h/d=7 boyutsuz mesafeleri arasında, 25 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %10.5 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %9.4 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=6 ve h/d=7 boyutsuz mesafeleri arasında, 32 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %8.6 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %4.3 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=6 ve h/d=7 boyutsuz mesafeleri arasında, 40 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %2.4 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %6.5 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=7 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 25 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %6.4 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %5.7 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=7 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 32 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %6.4 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %7 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=7 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 40 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %3.5 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %2.9'luk bir azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=6 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 25 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %16.3 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %14.5 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=6 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 32 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %14.5 azalma eğilimi, en yüksek (9.0

m/s) hızları arasında Nu sayısında %11 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=6 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 40 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %5.9'luk bir azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %9.2 azalma eğilimi gözlenmiştir.

4.1.3 30º Eğimli Isı Alıcı Metal Plaka İçin Deneysel Sonuçların Analizi

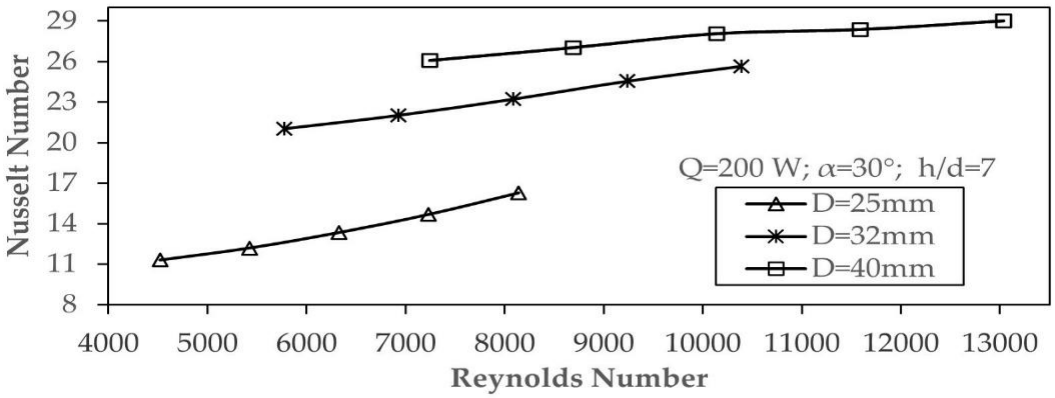
Dikdörtgen kanatçıklı, 30° eğimli ısı alıcı metal plakaya ait Nu sayısı artan Reynolds Sayısı ile artar. Nozul çapındaki ve jet hava hızındaki artım Nu sayısında bir artıma yol açar. Diğer taraftan, Nu Sayısı azalan boyutsuz h/d mesafesi ile artar ve ilişki çoğunlukla doğrusaldır. Boyutsuz mesafeler (h/d=6, 7, 8) için Nu sayılarının Re sayısıyla değişiminin sonuçları Şekil 4.7, Şekil 4.8 ve Şekil 4.9'da sunulmuştur.

Dikdörtgen kanatçıklı, 30° eğimli ısı alıcı metal plakanın, 200 W sabit ısı akısında, farklı lüle-ısı alıcı metal plaka mesafesinin lüle çapına oranında ve lüle çapları etkisinde, beş farklı hız değeri için Nu-Re değişiminin deneysel sonuçları Şekil 4.7'de sunulmuştur. Deneysel sonuçlar göz önüne alındığında Nu Sayısının, artan Reynolds Sayısı ve lüle çapı ile arttığı belirlenmiştir. Buna karşın, Nu Sayısının azalan boyutsuz h/d mesafesi ile arttığı ve ilişkinin çoğunlukla doğrusal olduğu sonucuna varılmıştır. Nu sayısı, jetin tüm hız seviyeleri arasında neredeyse aynı seviyede etkilenirken 7 m/sn mertebesinde düşük hızlara göre daha fazla etkilenmektedir. Tüm lüle çapları ve boyutsuz lüle-ısı alıcı metal plaka mesafesinin lüle çapına oranları için akış hızının en yüksek olduğu noktalarda (9.0 m/s) Nu sayısı en yüksek değer almaktadır. Sabit ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 30° eğimli ısı alıcı metal plakaya ait en yüksek Nu sayısı, D=40 mm olan lülede, h/d=6 mesafesinde ve 9 m/s akış hızında hesaplanmıştır.



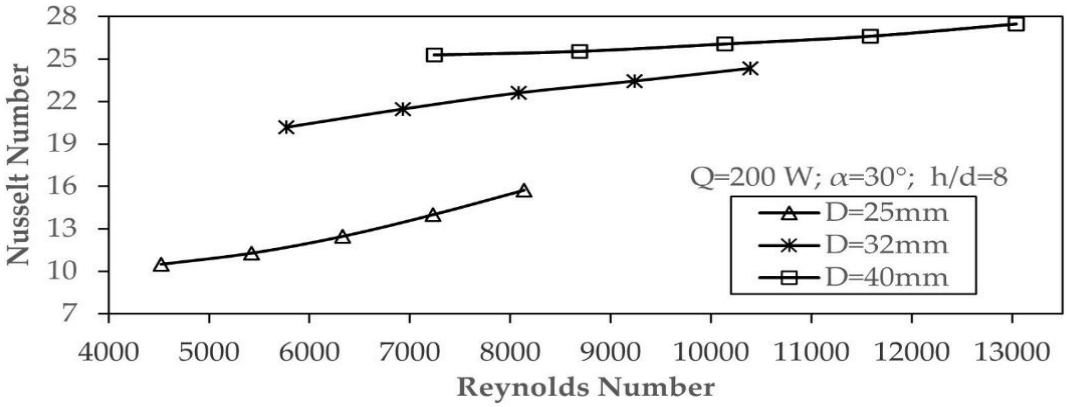
Şekil 4.7 200 W ısı akısı ve h/d=6 şartlarında, 30° eğimli ısı alıcı metal plakaya ait deneysel sonuçların analizi

Sabit ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 30° eğimli ısı alıcı metal plaka için 25 mm lüle çapında, h/d=6 mesafesinde, hız değerleri arasındaki birbirini takip eden artıma bağlı Nu Sayısı değerlerinde %5.6 - %10.2 aralığında artım olduğu görülmektedir. Buna ek olarak dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı metal plakada aynı şartlarda en düşük (5.0 m/s) ve en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %37.4 artım gözlenmiştir. Sabit ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 30° eğimli ısı alıcı metal plaka için 32 mm lüle çapında, h/d=6 mesafesinde, hız değerleri arasındaki birbirini takip eden artıma bağlı Nu Sayısı değerlerinde %3.6 - %5.7 aralığında artım olduğu görülmektedir. Buna ek olarak dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı metal plakada aynı şartlarda en düşük (5.0 m/s) ve en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %20.2 artım gözlenmiştir. Sabit ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 30° eğimli ısı alıcı metal plaka için 40 mm lüle çapında, h/d=6 mesafesinde, hız değerleri arasındaki birbirini takip eden artıma bağlı Nu Sayısı değerlerinde %1.7 - %4 aralığında artım olduğu görülmektedir. Buna ek olarak dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı metal plakada aynı şartlarda en düşük (5.0 m/s) ve en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %11.2 artım gözlenmiştir. Sabit ısı akısı (200 W) ve h/d=6 şartlarında, 30° eğimli ısı alıcı metal plaka deneysel sonuçlarına göre, akışkan hızı ve lüle çapı arttıkça ısı transferinin arttığı belirlenmiştir.



Şekil 4.8 200 W ısı akısı ve h/d=7 şartlarında, 30° eğimli ısı alıcı metal plakaya ait deneysel sonuçların analizi

Sabit ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 30° eğimli ısı alıcı metal plaka için 25 mm lüle çapında, h/d=7 mesafesinde, hız değerleri arasındaki birbirini takip eden artıma bağlı Nu Sayısı değerlerinde %7.9 - %10.8 aralığında artım olduğu görülmektedir. Buna ek olarak dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı metal plakada aynı şartlarda en düşük (5.0 m/s) ve en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %44 artım gözlenmiştir. Sabit ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 30° eğimli ısı alıcı metal plaka için 32 mm lüle çapında, h/d=7 mesafesinde, hız değerleri arasındaki birbirini takip eden artıma bağlı Nu Sayısı değerlerinde %4.5 - %5.8 aralığında artım olduğu görülmektedir. Buna ek olarak dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı metal plakada aynı şartlarda en düşük (5.0 m/s) ve en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %22.1 artım gözlenmiştir. Sabit ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 30° eğimli ısı alıcı metal plaka için 40mm lüle çapında, h/d=7 mesafesinde, hız değerleri arasındaki birbirini takip eden artıma bağlı Nu Sayısı değerlerinde %1.1 - %3.9 aralığında artım olduğu görülmektedir. Buna ek olarak dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı metal plakada aynı şartlarda en düşük (5.0 m/s) ve en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %11.4 artım gözlenmiştir. Sabit ısı akısı (200 W) ve h/d=7 şartlarında, 30° eğimli ısı alıcı metal plaka deneysel sonuçlarına göre, akışkan hızı ve lüle çapı arttıkça ısı transferinin arttığı belirlenmiştir.



Şekil 4.9 200 W ısı akısı ve h/d=8 şartlarında, 30° eğimli ısı alıcı metal plakaya ait deneysel sonuçların analizi

Sabit ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 30° eğimli ısı alıcı metal plaka için 25 mm lüle çapında, h/d=8 mesafesinde, hız değerleri arasındaki birbirini takip eden artıma bağlı Nu Sayısı değerlerinde %7.5 - %12.4 aralığında artım olduğu görülmektedir. Buna ek olarak dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı metal plakada aynı şartlarda en düşük (5.0 m/s) ve en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %49.9'luk bir artım gözlenmiştir. Sabit ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 30° eğimli ısı alıcı metal plaka için 32 mm lüle çapında, h/d=8 mesafesinde, hız değerleri arasındaki birbirini takip eden artıma bağlı Nu Sayısı değerlerinde %3.7 - %6.3 aralığında artım olduğu görülmektedir. Buna ek olarak dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı metal plakada aynı şartlarda en düşük (5.0 m/s) ve en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %20.5 artım gözlenmiştir. Sabit ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 30° eğimli ısı alıcı metal plaka için 40 mm lüle çapında, h/d=8 mesafesinde, hız değerleri arasındaki birbirini takip eden artıma bağlı Nu Sayısı değerlerinde %1 - %3.2 aralığında artım olduğu görülmektedir. Buna ek olarak dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı metal plakada aynı şartlarda en düşük (5.0 m/s) ve en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %8.6 artım gözlenmiştir. Sabit ısı akısı (200 W) ve h/d=8 şartlarında, 30° eğimli ısı alıcı metal plaka deneysel sonuçlarına göre, akışkan hızı ve lüle çapı arttıkça ısı transferinin arttığı belirlenmiştir.

200 W ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 30° eğimli ısı alıcı metal plaka için aynı lüle çapında, farklı lüle-ısı alıcı metal plaka mesafesinin lüle çapına oranlarındaki en yüksek ve en düşük akış hızlarına ait Nu Sayıları karşılaştırılmıştır. Buna göre h/d=6 ve h/d=7 boyutsuz mesafeleri arasında, 25 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %12.8 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu

sayısında %8.6 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=6 ve h/d=7 boyutsuz mesafeleri arasında, 32 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %4.5 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %3 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=6 ve h/d=7 boyutsuz mesafeleri arasında, 40 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %3.6 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %3.4 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=7 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 25 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %7.2 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %3.4 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=7 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 32 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %4 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %5.3 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=7 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 40 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %3 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %5.4 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=6 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 25 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %19.1 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %11.7 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=6 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 32 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %8.3 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %8.1 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=6 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 40 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %6.4 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %8.6 azalma eğilimi gözlenmiştir.

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Yüksek ısı akılarında termal yönetim, elektronik cihazlar için çok önemlidir ve çarpan jetle soğutma, bu alanda, umut verici bir çözümler sunmaktadır. Günümüzde, soğutma sistemleri tasarımında sistemin verimliliği en önemli parametrelerden biridir. Yüksek verimli sistemler ısı transferini artırır. Eğimli yüzeylerde çoklu çarpan jetle daralan-genişleyen geometriye sahip dikdörtgen kanatçıklardan oluşan ısı alıcı metal plaka yüzeyde soğutucu akışkan olarak havanın kullanıldığı bir dizi soğutma deneyleri ile ısı transferi olayı ve bu olaya ait akış karakteristiklerinin incelendiği deneysel bir çalışması gerçekleştirilmiştir. Isı alıcı metal plaka açısı, lüle çapı, boyutsuz mesafe ve hız değişkenleriyle ısı transfer performansının analiz edilmesinin önemi göz önüne alındığında, bu çalışma, çoklu ve eğimli çarpan jet sistemleri hakkında endüstriye bilimsel olarak kanıtlanmış cevaplar sağlamayı amaçlamaktadır. Deneysel analizlerden elde edilen sonuçlar aşağıdaki şekilde maddelendirilmiştir.

- ✓ Deneysel sonuçlar göz önüne alındığında Nu Sayısının, artan Reynolds Sayısı ile arttığı belirlenmiştir.
- ✓ Analiz sonuçlarına göre Nu sayısının artan boru çapı ile arttığı hesaplanmıştır.
- ✓ Nu sayısının artan boyutsuz h/d mesafesi ile azaldığı ve ilişkinin çoğunlukla doğrusal olduğu sonucuna varılmıştır.
- ✓ Nu sayısı, jetin tüm hız seviyeleri arasında neredeyse aynı seviyede etkilenirken 7m/sn mertebesinde düşük hızlara göre daha fazla etkilenmiştir.
- ✓ İncelenen tüm eğimli ısı alıcı metal plaka şartlarında, lüle çapları ve boyutsuz lüle-ısı alıcı metal plaka mesafesinin lüle çapına oranları için akış hızının en yüksek olduğu noktalarda (9.0 m/s) Nu sayısı en yüksek değer almıştır.
- ✓ İncelenen aynı akış hızı, lüle çapı ve boyutsuz h/d mesafesi deneysel şartlarına ait açı değerleri karşılaştırıldığında Nu sayılarının birbirine çok yakın olduğu sonucuna varılmıştır.
- ✓ Sabit ısı akısında ve incelenen tüm açı değerlerinde, dikdörtgen kanatçıklı eğimli ısı alıcı metal plakaya ait en yüksek Nu sayısı, 10° ısı alıcı metal plaka eğiminde, D=40 mm olan lüle çapında, h/d=6 boyutsuz mesafesinde ve 9 m/s akış hızında hesaplanmıştır.

- ✓ Sabit ısı akısında ve incelenen tüm açı değerlerinde, dikdörtgen kanatçıklı eğimli ısı alıcı metal plakaya ait en düşük Nu sayısı 30° ısı alıcı metal plaka eğiminde, D=25 mm olan lüle çapında, h/d=8 boyutsuz mesafesinde ve 5 m/s akış hızında hesaplanmıştır.
- ✓ 200 W ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 10° eğimli ısı alıcı metal plaka için aynı lüle çapında, farklı lüle-ısı alıcı metal plaka mesafesinin lüle çapına oranlarındaki en yüksek ve en düşük akış hızlarına ait Nu Sayıları karşılaştırılmıştır. Buna göre h/d=6 ve h/d=7 boyutsuz mesafeleri arasında, 25 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %9.8 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %6.7 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=6 ve h/d=7 boyutsuz mesafeleri arasında, 32 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %6.3 azalma eğilimi, en yüksek (9,0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %5.3 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=6 ve h/d=7 boyutsuz mesafeleri arasında, 40 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %4.8 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %8.7 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=7 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 25 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %6.3 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %5.7 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=7 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 32 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %6.2 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %4.3 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=7 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 40 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %2.6 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %3 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=6 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 25 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %15.6 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %12 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=6 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 32 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %14.2 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %9.4 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=6 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 40 mm lüle çapında

en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %7.3 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %11.5 azalma eğilimi gözlenmiştir.

- ✓ 200 W ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 20° eğimli ısı alıcı metal plaka için aynı lüle çapında, farklı lüle-ısı alıcı metal plaka mesafesinin lüle çapına oranlarındaki en yüksek ve en düşük akış hızlarına ait Nu Sayıları karşılaştırılmıştır. Buna göre h/d=6 ve h/d=7 boyutsuz mesafeleri arasında, 25 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %10.5 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %9.4 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=6 ve h/d=7 boyutsuz mesafeleri arasında, 32 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %8.6 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %4.3 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=6 ve h/d=7 boyutsuz mesafeleri arasında, 40 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %2.4 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %6.5 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=7 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 25 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %6.4 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %5.7 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=7 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 32 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %6.4 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %7 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=7 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 40 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %3.5 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %2.9'luk bir azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=6 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 25 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %16.3 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %14.5 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=6 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 32 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %14.5 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %11 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=6 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 40 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %5.9'luk bir azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %9.2 azalma eğilimi gözlenmiştir.

- ✓ 200 W ısı akısında, dikdörtgen kanatçıklı, 30° eğimli ısı alıcı metal plaka için aynı lüle çapında, farklı lüle-ısı alıcı metal plaka mesafesinin lüle çapına oranlarındaki en yüksek ve en düşük akış hızlarına ait Nu Sayıları karşılaştırılmıştır. Buna göre h/d=6 ve h/d=7 boyutsuz mesafeleri arasında, 25 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %12.8 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %8.6 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=6 ve h/d=7 boyutsuz mesafeleri arasında, 32 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %4.5 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %3 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=6 ve h/d=7 boyutsuz mesafeleri arasında, 40 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %3.6 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %3.4 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=7 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 25 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %7.2 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %3.4 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=7 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 32 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %4 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %5.3 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=7 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 40 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %3 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %5.4 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=6 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 25 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %19.1 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %11.7 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=6 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 32 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %8.3 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %8.1 azalma eğilimi gözlenmiştir. h/d=6 ve h/d=8 boyutsuz mesafeleri arasında, 40 mm lüle çapında en düşük (5.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %6.4 azalma eğilimi, en yüksek (9.0 m/s) hızları arasında Nu sayısında %8.6 azalma eğilimi gözlenmiştir.

Çarpan jetle soğumayı etkileyen parametreler incelendiğinde, tek değişkenli yöntem kullanılarak yapılan analizler, çarpan jetle soğutma sistemlerinin optimizasyonu

için yeni bakış açıları sağlayacak, ısıl performans ve verimlilikle ilgili iyileştirmeler sunacaktır. Gelecek çalışmalarda, farklı akışkanlar kullanılarak, daha fazla parametrelerle ve daha geniş parametre aralıklarında analizler gerçekleştirilerek, çarpan jetlerin soğutma etkisi üzerine sayısal ve deneysel araştırmalar yapılıp bu teknolojinin uygulanması için daha fazla rehberlik ve veri sağlanabilir.

KAYNAKLAR

Aldabbagh, L.B.Y., Sezai, I. (2002). Numerical simulation of three-dimensional laminar multiple impinging square jets. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 23(4), 509-518.

Arvasi, S. (2022). *Çoklu çarpan jetle ısı transferinde ısı alıcı dizayn parametrelerinin taguchi yöntemiyle optimizasyonu*, Yüksek lisans tezi. Van Yüzüncü Yıl Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Van, Türkiye.

Bhaumik, M., Dhanawade, K., Sur, A. (2023). A numerical model analysis on perforated aerofoil shaped pin fin arrays in heat dissipation enhancement pressure drop and optimization. *Materials Today Proceedings,* 92(2), 1319-1333.

Buzzard, W.C., Ren, Z., Ligrani, P.M., Nakamata, C., Ueguchi, S. (20179. Influences of target surface small-scale rectangle roughness on impingement jet array heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 110, 805-816.

El-Gabry, L.A., Kaminski, D.A. (2005). Experimental investigation of local heat transfer distribution on smooth and roughened surfaces under an array of angled impinging jets. *Journal of Turbomachinery,* 127, 532–544.

Rabbani, G., Singh, D. (2021). Large eddy simulation of turbulent slot jet impingement on heated flat plate. **In Recent Advances in Mechanical Engineering. Lectures Notes in Mechanical Engineering**, Springer, Singapore.

Guo, T., Rau, M.J., Vlachos, P.P., Garimella, S.V. (2017). Axisymmetric wall jet development in confined jet impingement. *Physics of Fluids*, 29(2), 025102.

Guresci, K., Yesildal, F., Karabey, A., Yakut, R., Yakut, K. (2018). Numerical analysis with experimental comparison in duct flow using optimized heat sinks. *Journal of Radiation Research and Applied Sciences*, 11(2), 116–123.

He, L., Liu, Y., Wu, Y., Sun, H., Shen, K., Yang, X. (2021). The effects of process parameters on the rock-breaking efficiency of multi-nozzle jet. *Journal of Petroleum Science and Engineering,* 206, 108857.

Heo, M.W., Lee, K.D., Kim, K.Y. (2012). Parametric study and optimization of staggered inclined impinging jets on a concave surface for heat transfer augmentation. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 61, 442–62.

Incropera, F., DeWitt, P.D. (2001). **Introduction to heat transfer**. John Wiley & Sons Inc.: Fourth Edition, Denver, USA.

Jordan, C.N., Elston, C.A., Wright, L.M., Crites, D.C. (2013). Leading-edge impingement with racetrack-shaped jets and varying inlet supply conditions. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, 55140(3), AT12A020.

Jung, E.Y., Park, C.U., Lee, D.H., Kim, K.M., Woo, T.K., Cho, H.H. (2012). Heat transfer characteristics of an angled array impinging jet on a concave duct. *In Heat Transfer (PARTS A and B),* 4, 601-607.

Jung, E.Y., Park, C.U., Lee, D.H., Kim, K.M., Cho, H.H. 2018. Effect of the injection angle on local heat transfer in a showerhead cooling with array impingement jets. *International Journal of Thermal Science*, 124, 344–355.

Karabey, A., Bozdogan, D. (2022). Experimental comparison of heat and flow characteristics of rectangular finned heat sink and flat plate using single nozzle impingement air jet. **CONV-22: International Symposium on Convective Heat and Mass Transfer**, Izmir, Turkey.

Karabey, A., Arvasi, S. (2023). Optimization of the design parameters using The Taguchi Method in inclined impingement multijet heat transfer with rectangular finned heat sink. *Heat Transfer Research*, 54(10), 37-51.

Karabey, A., (2010). *Isı alıcılarda çarpan jetin ısı ve akım karakteristiklerinin belirlenmesi,* Yüksek lisans tezi. Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum, Türkiye.

Kim, T., Jung, E.Y., Bang, M., Lee, C., Moon, H.K., Cho, H.H. (2022). Heat transfer measurements for array jet impingement with castellated wall. *Journal of Turbomachinery*, 144(3), 031009.

Kim, Y.H., Lee, D.H., Han, S.H. (2017). Investigation of impingement surface geometry effects on heat transfer in a laminar confined impinging slot jet. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 115, 347-353.

Köseoğlu, M.F. 2007. *Çarpan akışkan jetleri kullanılarak elektronik elemanların soğutulmasının deneysel ve sayısal olarak incelenmesi*, Doktora tezi. Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, Türkiye.

Li, H.Y., Chen, K.Y., Chiang, M.H. (2009). Thermal-fluid characteristics of plate-fin heat sinks cooled by impingement jet. *Energy Conversion and Management*, 50, 2738-2746.

Lu, X., Li, W., Li, X., Ren, J., Jiang, H., Ligrani, P. (2019). Flow and heat transfer characteristics of micro pin-fins under jet impingement arrays. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 143, 118416.

Nourin, F.N., Amano, R.S. (2023). Heat transfer augmentation with multiple jet impingement cooling on dimpled surface for gas turbine blades. *ASME Journal of Energy Resources Technology*, 145(2), 022101.

Özpolat, Y.E. (2012). *Çarpan jet ile ısı transferinde altıgen kanatçıklı ısı alıcının Taguchi Yöntemiyle optimizasyonu*, Yüksek lisans tezi. Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum, Türkiye.

Ravanji, A., Zargarabadi, M.R. (2021). Effects of pin-fin shape on cooling performance of a circular jet impinging on a flat surface. *International Journal of Thermal Science*, 161, 106684.

Sahoo, D., Sharif, M.A.R. (2004). Numerical modeling of slot-jet impingement cooling of a constant heat flux surface confined by a parallel wall. *International Journal of Thermal Sciences*, 43(9), 877-887.

Seresht, S., Mohammadi A. (2021). Liquid fuel distribution in the combustion chamber by jet impingement on small cylindrical obstacles. *Fuel*, 304, 121387.

Smith, A.H., Bhavnani, S.H., Knight, R.W. (2023). Promoting fountain behaviors with cone surface structures under impinging jets. *Applied Thermal Engineering*, 232, 120888.

Şahin, F. (2008). *Jet çarpmalı dikdörtgen kesitli bir kanalın ısı transferi büyüklüklerinin deneysel ve teorik analizi*, Doktora tezi. Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya, Türkiye.

Travnicek, Z., Antosova, Z. (2020). Impingement heat transfer to the synthetic jet issuing from a nozzle with an oscillating cross section. *International Journal of Thermal Sciences,* 153, 106349.

Wong, C.K., Saeid, N.H. (2009). Numerical study of mixed convection on jet impingement cooling in a horizontal porous layer under local thermal non-equilibrium conditions. *International Journal of Thermal Sciences,* 48, 860–870.

Wong, C.K., Saeid, N.H. (2009). Numerical study of non-Darcian effects on jet impingement cooling in a horizontal porous layer in the mixed convection regime. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36, 45–50.

Yang, T.Y., Peng, H.S. (2009). Numerical study of the heat sink with un-uniform fin width designs. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 3473–3480.

Yang, X., Wu, H., Feng, Z. (2022). Jet impingement heat transfer characteristics with variable extended jet holes under strong crossflow conditions. *Aerospace*, *9*(1), 44.

Yildizeli, A., Cadirci, S. (2020). Multi-objective optimization of multiple impinging jet system through genetic algorithm. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 158, 119978.

Yüncü, H., Kakaç, S. (1999). ***Temel ısı transferi***. Bilim Yayıncılık: Ankara, Türkiye.

Zhu, J., Dou, R., Hu, Y., Zhang, S., Wang, X., (2021). Heat transfer of multi-slot nozzles air jet impingement with different Reynolds number. *Applied Thermal Engineering*, 186, 116470

ÖZ GEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Adı Soyadı : Doğan YORULMAZ

Eğitim Bilgileri

Lisans

Üniversite : Pamukkale Üniversitesi
Fakülte : Mühendislik Fakültesi
Bölüm : Makine Mühendisliği
Mezuniyet Yılı : 2017

Akademik Yayınlar

Karabey, A., Yorulmaz, D. (2024). Experimental investigation on multi-jet impingement cooling for flat plate using angled nozzle. **4th International World Energy Conference (IWEC'24)** (pp.72). Kayseri, Turkey.

Karabey, A., Yorulmaz, D. (2025). Experimental analysis of heat and flow characteristics on inclined and multiple impingement jet heat transfer using optimized heat sink. *Applied Sciences*, 15(5), 1-19.

VAN YÜZÜNCÜ YIL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
LİSANSÜSTÜ TEZ ORİJİNALLİK RAPORU

Tarih 11/07/2025

Açılı ve Çoklu Çarpan Jetle Isı Transferinde Isı ve Akım Karakteristiklerinin Optimize Edilmiş Isı Alıcıda İncelenmesi

Yukarıda başlığı belirtilen tez çalışmamın, kapak sayfası, giriş, ana bölümler ve sonuç bölümlerinden oluşan toplam 49 (kırk dokuz) sayfalık kısmına ilişkin, 11/07/2025 tarihinde Van Yüzüncü Yıl Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından Turnitin adlı intihal tespit programından aşağıda belirtilen filtrelemeler uygulanarak alınmış olan orijinallik raporuna göre tezimin benzerlik oranı %10'dur.

Uygulanan filtreler aşağıda verilmiştir:

- Kabul ve onay sayfası hariç,
- Teşekkür hariç,
- İçindekiler hariç,
- Simge ve kısaltmalar hariç,
- Gereç ve yöntemler hariç,
- Kaynakça hariç,
- Alıntılar hariç,
- Tezden çıkan yayınlar hariç,
- 7 kelimeden daha az örtüşme içeren metin kısımları hariç (Limit match size to 7 words)

Van Yüzüncü Yıl Üniversitesi Lisansüstü Tez Orijinallik Raporu Alınması ve Kullanılmasına İlişkin Yönergeyi inceledim ve bu yönergede belirtilen azami benzerlik oranlarına göre tez çalışmamın herhangi bir intihal içermediğini; aksinin tespit edileceği muhtemel durumda doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi ve yukarıda vermiş olduğum bilgilerin doğru olduğunu beyan ederim.

Gereğini bilgilerinize arz ederim.

Tarih ve İmza

Adı Soyadı: Doğan YORULMAZ
Öğrenci No: 22910001135
Anabilim Dalı: Makine Mühendisliği
Programı: Tezli Yüksek Lisans
Statüsü: (X) Yüksek lisans ( ) Doktora

DANIŞMAN	**ENSTİTÜ ONAYI**
UYGUNDUR	UYGUNDUR
Dr. Öğretim Üyesi Altuğ KARABEY	