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

DİKDÖRTGEN KANATÇIKLI ISI ALICILARDA ÇARPAN JETLE ISI VE AKIM KARAKTERİSTİKLERİNİN DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK BELİRLENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

HAZIRLAYAN: Denizhan BOZDOĞAN
DANIŞMAN: Dr. Öğr. Üyesi Altuğ KARABEY

VAN-2020

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

DİKDÖRTGEN KANATÇIKLI ISI ALICILARDA ÇARPAN JETLE ISI VE AKIM KARAKTERİSTİKLERİNİN DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK BELİRLENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

HAZIRLAYAN: Denizhan BOZDOĞAN

Bu çalışma YYÜ Bilimsel Araştırma Projeleri Başkanlığı tarafından ……. No'lu proje olarak desteklenmiştir

VAN-2020

KABUL VE ONAY SAYFASI

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Dr. Öğretim Üyesi Altuğ KARABEY danışmanlığında, Denizhan BOZDOĞAN tarafından sunulan "Dikdörtgen Kanatçıklı Isı Alıcılarda Jetle Isı ve Akım Karakteristiklerinin Deneysel ve Sayısal Olarak Belirlenmesi" isimli bu çalışma Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği'nin ilgili hükümleri gereğince …../...../..... tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile başarılı bulunmuş ve yüksek lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan: Dr. Öğr. Üyesi Altuğ KARABEY İmza:

Üye: Dr. Öğr. Üyesi İrfan UÇKAN İmza:

Üye: Dr. Öğr. Üyesi Faruk YEŞİLDAL İmza:

Üye:..... İmza:

Üye:..... İmza:

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

İmza

……..……..

Enstitü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

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.

(İmza)

Denizhan BOZDOĞAN

ÖZET

DİKDÖRTGEN KANATÇIKLI ISI ALICILARDA ÇARPAN JETLE ISI VE AKIM KARAKTERİSTİKLERİNİN DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK BELİRLENMESİ

BOZDOĞAN, Denizhan
Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Altuğ KARABEY
Ekim 2020, 70 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 kazanmaktadır. Bu amaçla kullanılan çarpan hava jeti, kağıt kurutması, elektronik elemanların soğutulması, cam temperlenmesi ve gaz türbin kanatlarının soğutulması gibi pek çok endüstriyel uygulamada kullanılmaktadır.

Bu çalışmada, daha önce Taguchi $L_{18}(2^1*3^7)$ deney yöntemi ile optimize edilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcının, çarpan jetle ısı transfer karakteristikleri incelenmiştir. Optimize edilerek elde edilen ısı alıcıda, farklı lüle çapı, h/d mesafesi ve hız değerlerinin etkisi analiz edilmiştir. Deneyler 4 farklı lüle çapında (d=40, 50, 63, 75 mm), 3 farklı lüle-ısı alıcı mesafesinin lüle çapına oranında (h/d=1,2,3) ve altı farklı hız değerinde (V=4, 5, 6, 7, 8, 9 m/sn) gerçekleştirilmiştir.

Sonuç olarak; elde edilen veriler Nu-Re grafikleri şeklinde çizildi ve parametrelerin ısı transferine etkileri analiz edildi. Bunlara ilaveten, ısı transferinin en etkili gerçekleştiği koşul için sayısal analiz yapılarak sonuçlar karşılaştırıldı.

Anahtar kelimeler: Çarpan jet, Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), Isı transferinin iyileşmesi, Zorlanmış taşınım.

ABSTRACT

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL ANALYSIS OF HEAT AND FLOW CHARACTERSTICS WITH IMPINGEMENT JET FOR OPTIMIZED RECTANGULAR FINNED HEAT SINKS

BOZDOGAN, Denizhan
MSc. Thesis, Department of Mechanical Engineering
Supervisor: Assist. Prof. Dr. Altuğ KARABEY
October 2020, 70 pages

Operation of industrial systems induced heat has negative effects on system performance and service life. For this reason, the heat must be transferred as quickly as possible from the system to the environment. For this purpose, impingement jet applications are widely used in various industrial sectors such as paper drying, cooling of electronic components, glass tempering and cooling of gas turbine blades.

In this study, impingement air jet heat transfer characteristics were investigated for rectangular finned heat sinks which optimized according to the Taguchi $L_{18}(2^1*3^7)$ experimental design method. The effect of different nozzle diameter, h/d distance and speed values on the heat sink obtained by optimization was analyzed. The experiments were performed at 4 different nozzle diameters (d=40, 50, 63, 75 mm), 3 different nozzle-heat sink distance to the nozzle diameter (h/d=1, 2, 3) and six different speed values (V = 4, 5, 6, 7, 8, 9 m/sec).

As a result; the obtained data were presented as Nu-Re graphs and the effects of the parameters on heat transfer were analyzed. In addition, numerical analysis was performed for the most effective condition of heat transfer and the results were compared.

Keywords: Computational fluid dynamics (CFD), Forced convection, Heat transfer enhancement, Impinging jet.

ÖN SÖZ

Yüksek lisans eğitimimin devamı, tezimin belirlenmesi, deney çalışmalarının yürütülmesi ve tamamlanması aşamalarında yardımlarını ve yapıcı görüşlerini esirgemeyen tez danışmanım Sayın Dr. Öğr. Üyesi Altuğ KARABEY'e en içten teşekkürlerimi sunarım. Çalışmamdaki laboratuvar destekleri ve katkılarından dolayı Van Yüzüncü Yıl Üniversitesi Makine Mühendisliği değerli hocalarına ve Van Yüzüncü Yıl Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi'ne, deney tasarımında bilgilerine başvurduğum Sayın Dr. Öğr. Üyesi Faruk YEŞİLDAL'a teşekkür ederim. Tez çalışmam esnasında bana destek olan Sayın Seyitnur ŞEN'e, Sayın Sakine SARI'ya 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.

2020

Denizhan BOZDOĞAN

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET i
ABSTRACT iii
ÖN SÖZ v
İÇİNDEKİLER vii
ÇİZELGELER ix
ŞEKİLLER LİSTESİ xi
SİMGELER VE KISALTMALAR xiii
1. GİRİŞ 1
1.1. Çarpan Jetlerin Hidrodinamik ve Geometrik Yapısı 3
1.2. Çarpan Jetle Soğutma Sistemlerinin Yapısı 7
1.2.1. Sınırsız serbest yüzey jetleri 7
1.2.2. Sınırsız dalmış jetler 8
1.2.3. Yarı sınırlandırılmış dalmış jetler 8
1.2.4. Çarpan yarık (slot) ve jet dizileri 10
1.2.5. Eş eksenli jetler 11
2. KAYNAK BİLDİRİŞLERİ 13
3. MATERYAL ve YÖNTEM 27
3.1. Materyal 28
3.1.1. Deney düzeneği 28
3.1.2. Test bölgesi 30
3.1.3. Test elemanları 31
3.1.4. Hızölçer ve Prob 32
3.1.5. Termal Kamera 33
3.2. Metot 35
3.2.1. Genel Isı Transferi Kavramları ve Tanımları 35
3.2.1.1. İletimle ısı transferi 35
3.2.1.2 Taşınımla ısı transferi 36
3.2.1.3 Işınımla ısı transferi 37
3.2.2. Isı Transferinin İyileştirilmesi 38

Sayfa

3.2.3. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği 41
3.2.4. Ansys Fluent 43
3.2.5. Sayısal analizde kullanılan temel denklemler 45
3.2.5.1. Kütle korunumu prensibi ve süreklilik denklemi 46
3.2.5.2. Momentumun korunumu prensibi ve momentum denklemi 46
3.2.5.3. Enerjinin korunumu prensibi – Enerji denklemi 46
3.2.5.4. Euler denklemi 47
3.2.5.5. Navier-Stokes denklemi 47
3.2.6. HAD yazılımlarının avantajları 48
3.3. Deneysel Verilerin Karakteristik Hesaplamalarda Kullanılması 49
3.3.1 Isı Transferi Deneylerinin Yapılışı 51
3.3.2. Sayısal Çözümlemenin Yapılışı 52
3.4. Deneysel Belirsizlikler 52
4. BULGULAR 55
4.1 Isı Geçişi Karakteristikleri 55
5. TARTIŞMA ve SONUÇ 67
KAYNAKLAR 71
ÖZ GEÇMİŞ 75

ÇİZELGELER LİSTESİ

Çizelge **Sayfa**

Çizelge 3.1. Deneylerde kullanılan hız transmiteri ve teknik özellikleri 33

Çizelge 3.2. Deneylerde kullanılan termal kamera ve teknik özellikleri. 34

Çizelge 3.3. Isı transferinin tipik değerleri. 37

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil **Sayfa**

Şekil 1.1. Düz bir yüzeye dik olarak çarpan bir jetin oluşturduğu akışın şematik görünümü. 4

Şekil 1.2. Serbest jetin akış bölgeleri. 5

Şekil 1.3. a) Sınırsız serbest yüzey jeti, b) Sınırsız dalmış jet (Can, 1997). 7

Şekil 1.4. Yarı sınırlandırılmış, daldırılmış jet, a) kısa lüle-levha mesafesi, b) uzun lüle-levha mesafesi (Çelik, 2006). 9

Şekil 1.5. Bir dizi yarıklı jetin yüzeye çarpması (Incropera ve DeWitt, 2001). 10

Şekil 1.6. Yanma odalarında kullanılan eş-eksenli bir jetin genel görünüşü. 11

Şekil 3.2. Deney düzeneğinin görünüşü. 29

Şekil 3.4. Test elemanlarının görünüşü. 32

Şekil 3.6. Termal kameranın görünüşü. 34

Şekil 3.7. Sabit sıcaklıkta bir düz levha üzerinde akış için hız sınır tabaka kalınlığı ve yerel ısı transfer katsayısının değişimi. 39

Şekil 3.8. Laminer ve türbülanslı akışlar. 40

Şekil 3.9. Hesaplamalı akışkanlar mekaniği akış şeması. 44

Şekil 4.1. D=40mm çaplı lülede Re sayısı ile Nu sayısının h/d ile değişimi 56

Şekil 4.2. D=50mm çaplı lülede Re sayısı ile Nu sayısının h/d ile değişimi 57

Şekil 4.3. D=63mm çaplı lülede Re sayısı ile Nu sayısının h/d ile değişimi 58

Şekil 4.4. D=75mm çaplı lülede Re sayısı ile Nu sayısının h/d ile değişimi. 59

Şekil **Sayfa**

Şekil 4.5. h/d=1 durumunda Nu sayısı ile Re sayısının lüle çapı ile değişimi. 60

Şekil 4.6. h/d=2 durumunda Nu sayısı ile Re sayısının lüle çapı ile değişimi. 60

Şekil 4.7. h/d=3 durumunda Nu sayısı ile Re sayısının lüle çapı ile değişimi. 61

Şekil 4.8. Optimize edilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı. 62

Şekil 4.9. Optimum ısı alıcısı üzerinde örnek mesh görünümü. 62

Şekil 4.10. Optimize edilmiş ısı alıcının D=75mm nozul çapında h/d=1 ve 9m/s hız değeri için Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması..... 63

Şekil 4.11. Optimize edilmiş ısı alıcının D=75mm nozul çapında h/d=1 ve 4m/s hız değeri için sıcaklık dağılımı. 64

Şekil 4.12. Optimize edilmiş ısı alıcının D=75mm nozul çapında h/d=1 ve 5m/s hız değeri için sıcaklık dağılımı. 64

Şekil 4.13. Optimize edilmiş ısı alıcının D=75mm nozul çapında h/d=1 ve 6m/s hız değeri için sıcaklık dağılımı. 64

Şekil 4.14. Optimize edilmiş ısı alıcının D=75mm nozul çapında h/d=1 ve 7m/s hız değeri için sıcaklık dağılımı. 65

Şekil 4.15. Optimize edilmiş ısı alıcının D=75mm nozul çapında h/d=1 ve 8m/s hız değeri için sıcaklık dağılımı. 65

Şekil 4.16. Optimize edilmiş ısı alıcının D=75mm nozul çapında h/d=1 ve 9m/s hız değeri için sıcaklık dağılımı. 65

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur

Simgeler	**Açıklama**
A	Alan (m^2)
b	Kanat Genişliği (m)
F	Şekil Faktörü
$\mathbf{h_k}$	Kanat Yüksekliği (m)
H/D	Nozul-Hedef Yüzey Arası Mesafe (m)
I	Sisteme Verilen Akım (A)
L	Test Elemanı Uzunluğu (m)
d	Ortalama Damlacık Çapı (µm)
$\dot{m}$	Kütlesel Debi (kg/s)
N	İlaç Normu (l/ha)
n	Damlacık Sayısı
Δ**P**	Basınç Düşümü (Pa)
D	Lüle Dış Çapı
d	Lüle İç Çapı
Re	Reynolds Sayısı
r	Homojenlik Katsayısı
R	Yayılım Faktörü
t	Kanat Kalınlığı (m)
$\mathbf{T_g}$	Giriş Sıcaklığı (^oK)
$\mathbf{T_ç}$	Çıkış Sıcaklığı (^oK)
$\mathbf{T_{ort}}$	Ortalama Akışkan Sıcaklığı (^oK)
$\mathbf{T_y}$	Test Elemanı Yüzey Sıcaklığı (^oK)
$\mathbf{T_{KIMO}}$	Cihaz Tarafından Ölçülen Ortam Sıcaklığı (^oK)
V	İlerleme Hızı (km/h)
Q	Toplam Debi (l/min)

Simgeler	**Açıklama**
W	Genişlik (m)
U_{ort}	Lüle Çıkışındaki Jet Ortalama Hızı (m/s)
U_0	Lüle Çıkışında Jet Eksenindeki Maksimum Hız (m/s)
μ	Akışkanın Dinamik Viskozitesi (kg/ms)
ρ	Akışkanın Yoğunluğu (kg/m^3)
ν	Akışkanın Kinematik Viskozitesi (m^2/s)

Kısaltmalar	**Açıklama**
çık	çıkış
ff	serbest akış
gir	giriş
ort	ortalama
top	toplam
y	yüzey

1. GİRİŞ

İnsanlığın doğasında süreklilik arz eden ilerlemeler ile teknoloji her geçen gün tasarım ve üretimde yeni gelişmeler meydana getirmektedir. Bu gelişmelerin günümüz insan hayatına en önemli yansımalarının başında bilgisayarlar gelir. Her geçen gün artan ileri teknoloji gereksinimlerine cevap verebilmek için bilgisayarların performansının arttırılması gerekmektedir. Artan performans, ısı üretimini veya ısıl yükleri arttırmaktadır. Bu yükler ya boyut arttırılarak (ki bu ergonomik olarak ve estetik açıdan bizleri sınırlandırmaktadır) ya da uygun bir soğutma yöntemi kullanılarak karşılanabilir.

Termal yük altında çalışan elektronik elemanların çalışma sıcaklıklarının kontrol altında tutulması güvenilirlik açısından önemlidir. Elektronik sistemlerde ısınan elemanların soğutulmasında önemli olan, elemanların maksimum çalışma sıcaklıkları altında tutulmasıdır. Örneğin, mikro işlemcilerde çalışma sıcaklıklarının 55-75˚C altında olması, çalışma performansı açısından önemlidir (Sahin, 2008). Bu nedenle, elektronik elemanların tasarım ve işletiminde uygun soğutma yöntemi kullanılarak termal kontrolün sağlanması gerekir (Öztekin, 2011).

Soğutma sistemlerinin tasarımında ve seçiminde soğutulacak sistemin ısıl yük değeri ve dağılımı, çalışılan çevre şartları ve geometrik faktörler dikkate alınmaktadır. Elektronik sistemlerde karşılaşılan ısı akıları 1 W/cm^2'den $100W/cm^2$ değerlerine kadar değişmektedir. Düşük güç yoğunluklu sistemler için, doğal taşınım ile soğutma yeterli olabilirken, yüksek güç yoğunluklu sistemlerde hava ile zorlanmış taşınım uygulamaları devreye girmiş ve daha yüksek ısı akılarında ise sıvıyla soğutma ve iki fazlı soğutma uygulamaları bunların yerini almıştır (Köseoğlu, 2007).

Yüksek termal iletkenliğe sahip soğutucu sıvılar ile doğrudan ya da dolaylı soğutma yapılarak elektronik ekipmanlarda yüksek ısı transferi sağlanabilir. Ancak, bu soğutma yöntemi; sızıntı, korozyon, ilave ağırlık ve yoğuşma gibi riskleri de beraberinde getirmektedir. Sıvı soğutma sistemleri kadar yüksek ısı transferinin sağlanamadığı gaz soğutma yöntemleri ise özellikle havanın kolay temini ve soğutucu sıvıların kullanımındaki dezavantajlara sahip olmamaları gibi özellikleri ile kullanım alanı bulmaktadır (Çengel, 1983).

Son yıllarda hem sıvı hem de gazların kullanılabildiği ve izafi olarak düşük basınç kayıpları ile yüksek ısı transferi oluşturan "çarpan jetlerle soğutma" dikkatleri üzerine çekmektedir. Çarpan jet, dairesel veya dikdörtgen lüleden çıkan akışkanın, bir yüzeye çarpması sonucu elde edilmektedir. Çarpma bölgesinde sınır tabaka kalınlığı azalır ve buna bağlı olarak yerel ısı taşınım katsayısı artar. Böylece, jetin çarptığı yüzeyde etkin ısı ve kütle aktarımı sağlanır.

Endüstride, yüksek ısı transferi elde etmek ve soğumanın en iyi şekilde sağlanması için kullanılan tekniklerin başında çarpan jetler gelir. Burada amaç, en az miktarda akışkan kullanılarak yüksek oranda ısı transferi gerçekleştirmektir. Çarpan hava jetleri, çarpma bölgesinde oluşan yüksek ısı ve kütle transferi nedeniyle, tekli ve çoklu olmak üzere, tekstil, kağıt ve kereste kurutması, elektronik elemanların soğutulması, cam sanayisi, metallerin ısıl işlemleri, jet motorlu uçaklarda yüksek sıcaklıklara sahip yanma gazlarının ısıttığı gaz türbini kanatlarının soğutulması gibi pek çok endüstriyel uygulamada kullanılmaktadır. Belli bölgelerde istenen kurutma işlemlerinde tek veya lüleler arasındaki adımın büyük olduğu geniş aralıklı lüle dizileri kullanılırken, büyük yüzeyli kurutma ortamlarında ise (kağıt, tekstil vb. ürünler) jet dizileri kullanılır. Kurutma, sıcak hava ile bir katıdan sıvının uzaklaştırıldığı ısı ve kütle transferinin bir arada gerçekleştiği bir prosestir (Karabey, 2010).

Soğutma yöntemlerinde, ısı transferi katsayısının yüksek olması yanı sıra bir diğer istenilen önemli özellik, soğutulan yüzeyde üniform bir soğutmanın sağlanabilmesidir. Literatürde mikroçip soğutma gibi bazı uygulamalarda, durma noktası ve durma noktasından birkaç santimetre uzaktaki radyal konumlar arasındaki sıcaklık farkının 20 K'i aştığında termal gerilmelerin meydana gelebileceği, bu nedenle yeni tasarımlarda amacın sadece ısı transferini arttırmak değil, bunun yanında daha üniform soğutma meydana getirecek tasarım çalışmalarının geliştirilmesi gerektiğinden bahsedilmiştir. Bu amaçla lüle ve çarpma yüzeyi için farklı geometriler ve farklı konumlar için deneysel ve teorik pek çok çalışma yapılmış ve yapılmaktadır (Huang, 1996).

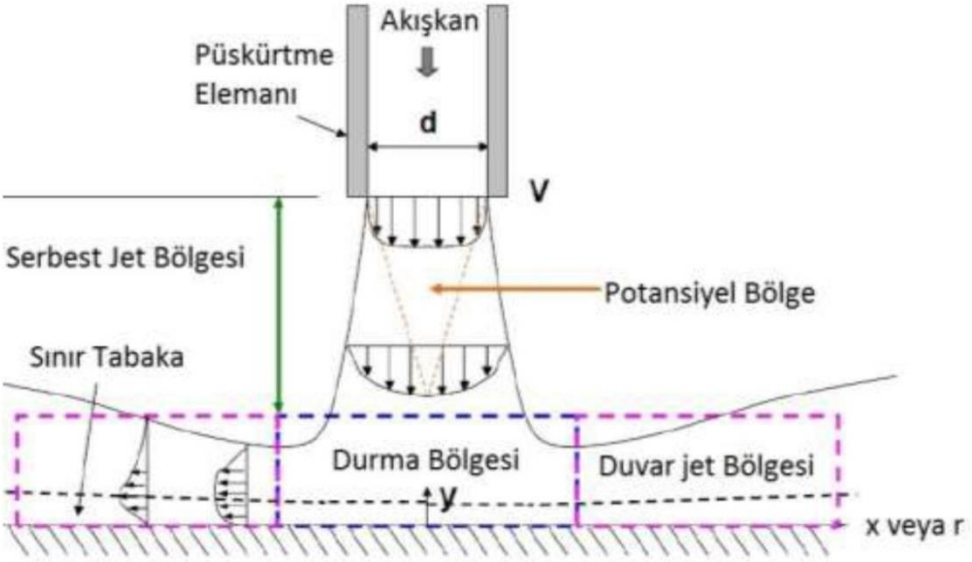
Bu çalışmada, daha önce Taguchi $L_{18}(2^1*3^7)$ deney yöntemi ile optimize edilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcının (Karabey, 2010), çarpan jetle ısı ve akım karakteristikleri incelenmiştir. Optimize edilerek elde edilen ve "Genel" olarak adlandırılan ısı alıcıda; dört farklı nozul çapında (d=40, 50, 63, 75 mm), üç farklı nozul-

ısı alıcı mesafesinin nozul çapına oranı (h/d=1, 2, 3) değerlerinde ve altı farklı hız seçeneği için (4-5-6-7-8-9 m/sn) ısı ve akım karakteristikleri belirlenmiştir. Sonuç olarak; elde edilen veriler Nu-Re ve Cpx-l/(l0/2), Cpy-l/(l0/2) grafikleri şeklinde çizilmiştir. Bunlara ilaveten dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcılar için iyileştirme verim analizi yapıldı ve η-Re değişimi şeklinde sunuldu.

Çalışma 5 aşamadan oluşmaktadır. Giriş kısmı: Bu kısım çarpan jetin tanımını, kullanım alanlarını, çarpan jetlerin hidrolik ve geometrik yapısını ve çarpan jetlerin sınıflandırılmasını içermektedir. Literatür bildirişleri: Literatürde yapılmış çarpan jet çalışmalarını içermektedir. Materyal ve yöntem: Bu kısmında, kuramsal temel oluşturması amacıyla ısı transferi mekanizmalarından ve HAD paket programı olan ANSYS Fluent yazılımından bahsedilmiştir. Sonrasında deney düzeneği, deneysel çalışma ve çalışmada kullanılan materyaller tanıtılmıştır. Araştırma bulguları: Bu kısımda deneysel ve sayısal çalışmalar sonucu elde edilen veriler analiz edilerek Nu-Re grafikleri sunulmuştur. Ek olarak ısı alıcılar üzerindeki sıcaklık dağılımını gösteren termal görüntüler ve veriler ışığında elde edilen korelasyon paylaşılmıştır. Sonuç: Bu kısımda ise deneysel ve sayısal analiz sonuçlarının değerlendirilmesi yapılmıştır.

1.1. Çarpan Jetlerin Hidrodinamik ve Geometrik Yapısı

Tipik bir jetteki akış Şekil 1.1'de şematik olarak gösterilmektedir. Çarpan jetler, D çapında dairesel veya W genişliğinde yarık lüleden H mesafesi kadar uzaktaki hedef çarpma yüzeyine çarptırılarak elde edilir. Akışkan hızı lüle çıkışında sabit bir hız dağılımına sahiptir yani üniformdur. Çarpma, Şekil 1.1'de gösterildiği üzere, çarpma yüzeyine dik olabileceği gibi, eğik açıyla da olabilir. Dik açılı çarpan jetlerde hedef yüzey ile jet ekseninin kesişimine "Durma Noktası" denir. Çarpan jetler, serbest jet bölgesi, durma veya çarpma bölgesi ve duvar jeti bölgesi olmak üzere toplam üç bölüme ayrılır.



Şekil 1.1. Düz bir yüzeye dik olarak çarpan bir jetin oluşturduğu akışın şematik görünümü.

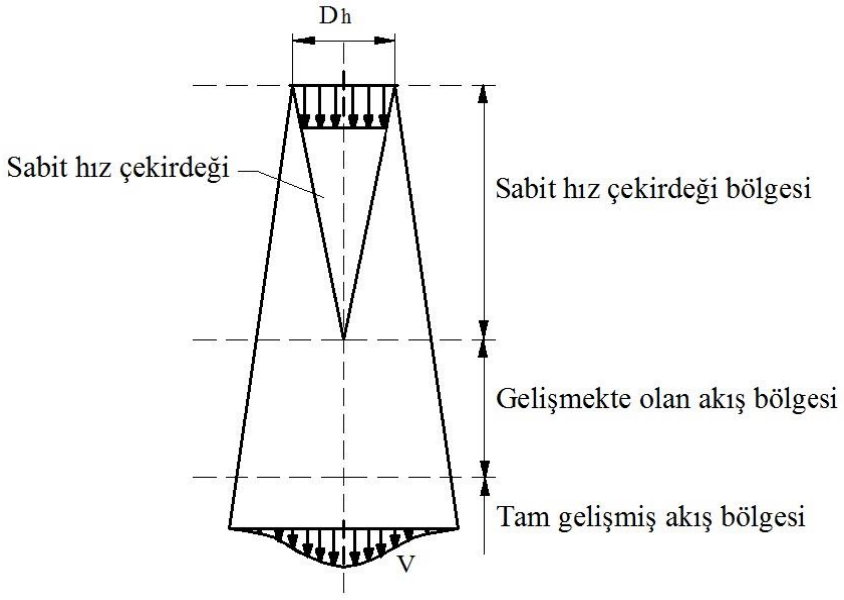
Serbest jet bölgesinde, jet ile durgun çevre arasında kütle, momentum ve enerji aktarımı söz konusudur. Bu etkileşim, jet içinde radyal yönde sabit olmayan bir hız profili oluşmasına, jetin serbest sınırının genişlemesine, toplam kütlesel debinin artmasına, jet sıcaklığının düşmesine ve sabit hız çekirdeği bölgesinin daralmasına yol açar. Serbest jet bölgesinin karakteristiklerinden biri de bu bölgedeki akışın çarpma yüzeyinden etkilenmemesidir. Serbest jet bölgesinde tüm jet kesiti boyunca hız profili sabit değildir. Çıkış noktasından itibaren uzaklık arttıkça; jet ile çevresi arasındaki momentum aktarımı, jetin serbest sınırının genişlemesine ve sabit hız çekirdeğinin daralmasına yol açar. Hız, lüle çıkışından itibaren uzaklık arttıkça azalır. Bu bölge kayma gerilmesine maruz kalır. Çekirdeğin oluştuğu bu bölgede, lüle merkez hattında akış hızı her zaman lüle çıkış hızına eşittir. Bu bölgede, akışkan genelde viskozitesiz kabul edildiği için potansiyel çekirdek bölgesi olarak isimlendirilir.

Durma veya çarpma bölgesinde akış, çarpma yüzeyinden etkilenmekte olup akışın çarpma yüzeyine dik durumdan paralel duruma dönmesi söz konusudur. Bu bölge içerisindeki hız, çarpma yüzeyine dik yönde azalırken, çarpma yüzeyine paralel yönde bir artış göstermektedir. Yüzeye paralel ve dik hızların sıfır olduğu durgunluk noktası da bu bölge içerisindedir. Durma bölgesinin karakteristiklerinden biri de çarpma yüzeyine yakın bölgede sınır tabaksı analiziyle belirlenen, akışın ivmelenmesiyle sınır tabakasının incelmesi aynı zamanda çevreyle momentum aktarımı sebebiyle sınır

tabakasının kalınlaşma etkilerinin birbirini dengelemesi sonucu sınır tabakası kalınlığının fazla değişmemesidir.

Çarpma bölgesinde önce yavaşlayıp daha sonra hızlanan akış, duvar jeti bölgesinde, çarpma yüzeyine paralel olup, çevrede durgun olarak bulunan akışkanla momentum aktarımının ve çarpma plakasıyla etkileşiminin sonucu yavaşlar. Bu bölge içerisindeki hızlar çarpma yüzeyinde ve serbest yüzeyde sıfır değerine sahiptir. Durma ve duvar jeti bölgesinde jet ile çarpma yüzeyi arasındaki güçlü etkileşim bu bölgelerdeki yerel ısı transferini ve dolayısıyla ortalama ısı transferini etkiler. Bu bölgede paralel akışa göre daha fazla ısı transferi sağlanır çünkü, çevre havası ile jet akışkanı arasındaki kayma gerilmelerinin oluşturduğu türbülans alt levhadaki sınır tabakaya iletilmektedir. Taşınım ile ısı transferi hem durma bölgesinde hem de duvar jeti bölgesinde oluşur.

Lüle çıkışından başlayan ve çarpma yüzeyinden etkilenmeyen akış bölgesine "serbest jet bölgesi" denir. Lüle ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafenin yeterli olduğu durumda serbest jet bölgesi, potansiyel çekirdek bölgesi, gelişme bölgesi ve tam gelişmiş bölge olmak üzere üç alt bölgeden oluşmaktadır. Sekil 1.2'de bu bölgeler görülmektedir.



Şekil 1.2. Serbest jetin akış bölgeleri.

Serbest jet bölgesi başlangıcında, lüle çıkışından itibaren jet ile çevre akışkan arasında momentum aktarımı meydana gelir. Bu momentum aktarımı, jetin lüle

çıkışında sahip olduğu hızın azalmasına neden olur. Başka bir ifade ile lüle çıkışından itibaren, jet hızının sabit olduğu bölge lüleden uzaklaştıkça daralmakta ve böylece "potansiyel çekirdek (sabit hız çekirdeği)" meydana gelmektedir. Literatürde lüle çıkışı jet hızının %95 değerine kadar olan bölge "potansiyel çekirdek" olarak tanımlanır (Ashforth ve Frost, 1997).

Ayrıca, lüle şekline, lüle çıkışındaki hız dağılımına, türbülans şiddeti ve sınırlandırılmış veya sınırlandırılmamış çalışma koşullarına bağlı olarak potansiyel çekirdek uzunluğu değişmekle birlikte, dairesel jetlerde, Reynolds sayısına bağlı olarak jet lüle çapının 6-7 katı kadar uzunlukta, yarık lüleler için yarık genişliğinin 4-7 katı ya da lüle çıkış şartlarına bağlı olarak lüle genişliğinin 5-8 katı kadar olduğu belirtilmiştir (Ashforth ve Frost, 1997).

Eğer lüle-ısı alıcı uzaklığı, yeterince büyük ise potansiyel çekirdeğin hemen altında, jet kesiti boyunca hız profili sabit olmaz ve potansiyel çekirdek bölgesinin bitiş kısmından uzaklık arttıkça eksenel hızın azaldığı "gelişme bölgesi" meydana gelir. Gelişme bölgesinden sonra hız profilinin artık değişmediği, serbest jet bölgesi içinde kalan bölgeye ise "tam gelişmiş bölge" adı verilir. Huang (1996), türbülanslı serbest jetler için tam gelişmiş bölgenin jet çıkısından $20d_j$ eksenel uzaklıkta meydana geldiğini ve pek çok pratik uygulamada, çarpan jet akışlarının $20d_j$'den daha küçük uzaklıklarda olduğunu ifade etmiştir.

Çarpan jetlerin akış ve ısı transferi özellikleri, jet çıkış geometrisinden jet çıkışındaki hız profiline, jet ile plaka arasındaki mesafeden jet içerisindeki türbülansa, çarpma plakası geometrisinden jet ile plaka arasındaki sıcaklık farkına kadar birçok parametreye bağlı olarak değişmektedir.

Çarpan jetlerin verimini; çarptırılan akışkan hızı ve sıcaklığı, lüle ile levha arası mesafe, Reynolds sayısının değeri, lüle açısı, lüle şekli, miktarı ve lüleler arası mesafe ile akışın laminer ya da türbülanslı olması etkilemektedir.

Çevre ile jet arasındaki momentum aktarımının neticesinde, jet merkezindeki hızın azalması gelişmekte olan akış bölgesinde kendini gösterir. Bu bölgenin sonunda akış tam gelişmiş hale ulaşır. Rajanatram tam gelişmiş bölgedeki jetin genişlemesinin ve hızdaki azalmanın doğrusal olduğunu belirtmiştir.

Viskanta, Re sayısına bağlı olarak dairesel serbest jetleri yayınımlı laminer jet, $Re<300$, tam laminer jet, $300<Re<1000$, geçişli veya yarı türbülanslı jet, $1000<Re<3000$, tam

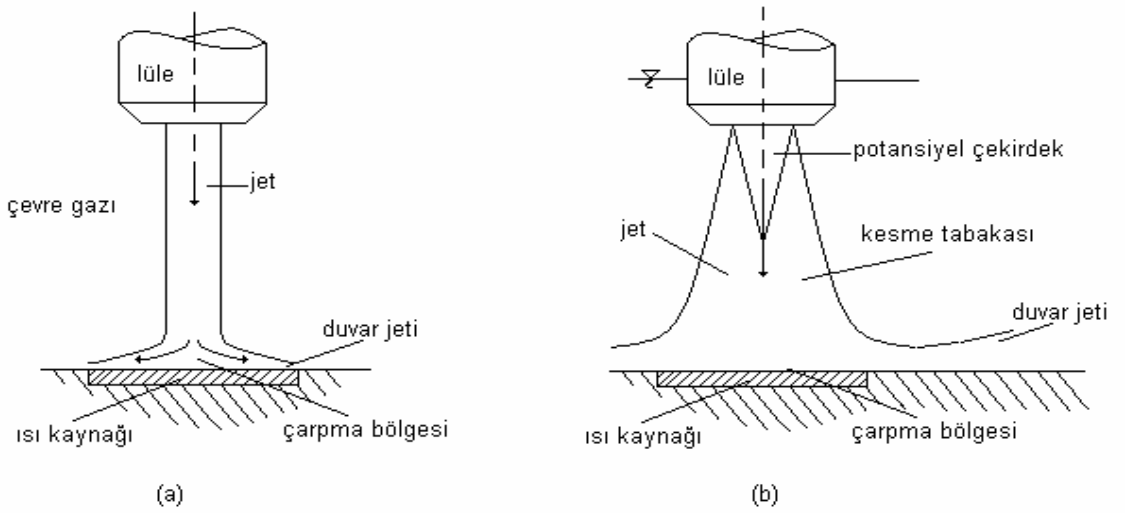
türbülanslı jet, Re>3000 şeklinde sınıflandırmıştır. Ayrıca, çıkışta laminer olan bir jetin, çarpmadan önce hala laminer olup olmamasının aralarında jet Re sayısı, jet çıkışındaki hız profili, jet plaka arası mesafe, jetin sınırlı olup olmadığı gibi etkenlerin bulunduğu birçok parametreye bağlı olduğunu belirtmiştir (Köseoğlu, 2007).

1.2. Çarpan Jetle Soğutma Sistemlerinin Yapısı

Jetle soğutma sistemleri aşağıdaki şekilde sınıflandırılabilir, sınırsız ve sınırlandırılmış jetler, tek veya çoklu jetler, dairesel veya yarık tipli jetler, serbest yüzeyli veya daldırılmış jetler, lüle tip ve geometrisine bağlı olarak değişen jetler (eş eksenli, dönen jetler, vs.).

1.2.1. Sınırsız serbest yüzey jetleri

Serbest yüzey jetinin ayırt edici bir özelliği, sıvı-gaz ara fazındaki ihmal edilebilecek mertebede olan kesme gerilmesidir. Böylece jet ana hız profili lüleden çarpma yüzeyine ilerlerken yer çekiminden etkilenmeden korunur. Eğer jet yer çekimi merkezine doğru yönlendirilmişse yer çekimi ivmesi sebebiyle jet hızı, lüle çıkış hızını geçecektir. Hali hazırdaki soğutma koşulları için bu etki ihmal edilebilirse de duvar sürtünme etkilerine, hız profilleri ve türbülans seviyesine bağlı olarak jet lüleden ayrılırken bazı değişiklikler gösterir.



Şekil 1.3. a) Sınırsız serbest yüzey jeti, b) Sınırsız dalmış jet (Can, 1997).

Jet çarpma yüzeyine yaklaşırken, yüzeye normal yönde yavaşlayıp paralel yönde hızlanır. Bu değişiklikler yüzeye paralel, güçlü bir basınç dağılımının karakterize ettiği çarpma bölgesinde meydana gelir. Eğer jet türbülanslı ise basınç dağılımı çarpma bölgesinde akışı laminerleştirme yönünde etkili olacaktır. Bununla birlikte basınç dağılımı sıfıra düşerek akış yönündeki duvar jet bölgesinde türbülansa geçişe sebep olur. Dairesel ve serbest yüzey jeti Şekil (1.3.a)'da gösterilmiştir.

1.2.2. Sınırsız dalmış jetler

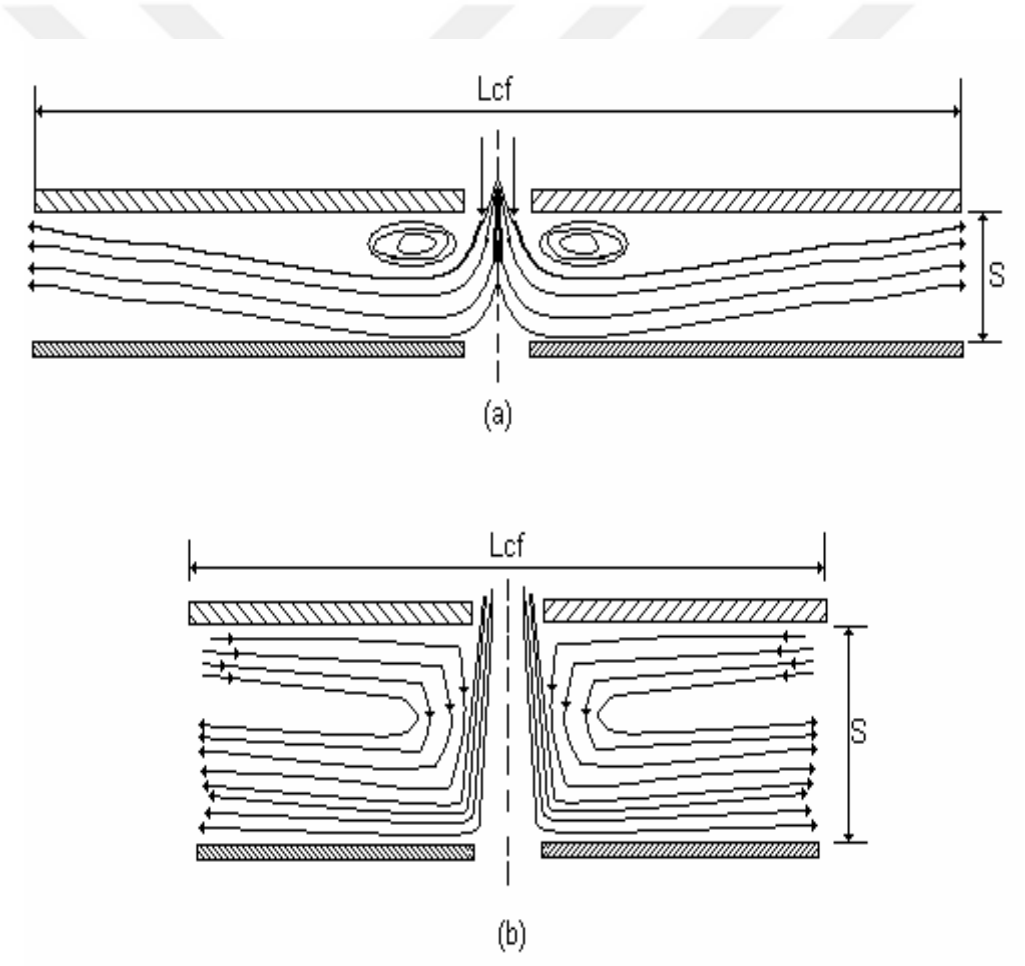
Şekil (1.3.b)'de görüldüğü gibi sınırsız, dalmış ve asimetrik püskürtmeli bir jet; serbest jet, çarpma bölgesi ve duvar jeti olmak üzere üç ana bölgeye ayrılır. Serbest jet lüle çıkışında akış yönünde gelişen çevre akışkanının kesit tabakasında yanal yayılımı ile karakterize edilmiştir. Lüleden uzaklaştıkça kesit tabakası genişler ve içinde akışkan hızının kesit tabakasından etkilenmediği potansiyel çekirdek büzülerek kaybolur. Potansiyel çekirdeğin ucunda jetin eksenindeki hız, bir yandan hız profili çan eğrisi şekline gelirken azalır. Potansiyel çekirdeğin uzunluğu Re sayısı ve lüle çapına bağlı olarak değişir. Lüle-levha arası mesafe h/d'ye bağlı olarak ve özellikle çarpma yüzeyi potansiyel çekirdeğin altında ise, daldırılmış jet püskürtmeli sistemlerde ısı transferi serbest yüzeyli jetlere göre daha hassastır. Akış çarpma bölgesini terk ederken türbülansta bir miktar artış gözlenir. Duvar jeti bölgesinde ise jet ile çevre akışkan arasında gerçekleşen momentum iletimi neticesinde yavaşlama meydana gelir.

1.2.3. Yarı sınırlandırılmış dalmış jetler

Modern elektronik cihazlar daha çok küçük yapıda dizayn edildikleri için küçük hacimlere sığdırmak zorunluluğu vardır. Bu durum akış üzerinde sınırlandırma etkisi oluşturmaktadır. Yarı sınırlandırılmış kare kesitli slot (yarık) jetlerde jetin püskürtme düzleminde ve soğutma yüzeyine paralel olarak bir duvar yerleştirilmiştir. Bu duvar nihayetinde iki plaka arasındaki paralel akışı sınırlayacaktır. Eğer sınırlama yüzeyinin genişliği, lüle genişliği ve plaka mesafesine göre büyükse akış girişi jetin her iki tarafından da sirkülasyona sebep olacaktır.

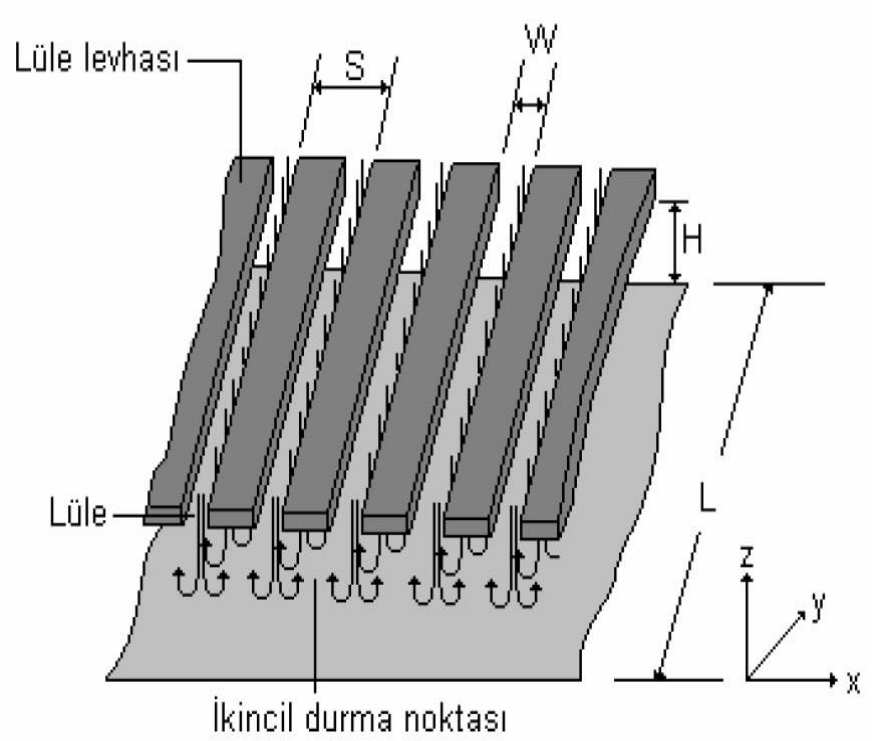
Lüle-levha mesafesi arttıkça akış, sınırlandırılma duvarı dışından etkilenerek sınırlandırma duvarının akıştaki etkisi ve jet altında ısı transferine etkisi azalacaktır. Bu eğilim mesafe arttıkça devam ederek sistem sınırlandırılmamış jetlerdeki gibi davranmaya başlayacaktır (Şekil 1.4).

Sınırlandırılmamış jetler için çarpma levhası boyunca basınç dağılımı çan eğrisi şeklindedir. Bununla birlikte potansiyel çekirdek boyunun lüle-levha mesafesinden büyük olduğu durumlarda, sirkülasyon sebebiyle akışın büzülmesi durağan noktanın her iki yanındaki basıncı çevre basıncının altına düşürür. Bu ise duvar boyunca güçlü bir ivmelenmeye sebep olur. Basınç daha sonra akış yönünde türbülansa geçişi veya sınır tabaka ayrımını sağlayan ters bir değişim ile eski değerine yani çevre basıncına yükselir.



Şekil 1.4. Yarı sınırlandırılmış, daldırılmış jet, a) kısa lüle-levha mesafesi, b) uzun lüle-levha mesafesi (Çelik, 2006).

1.2.4. Çarpan yarık (slot) ve jet dizileri



Şekil 1.5. Bir dizi yarıklı jetin yüzeye çarpması (Incropera ve DeWitt, 2001).

Lüle dizileri, çarpma esaslı ısı ve kütle transferinin birlikte gerçekleştiği makinelerde sıklıkla kullanılmaktadır. Birçok çarpma ile ısı (kütle) geçişi düzenekleri; Şekil 1.5'te gösterildiği gibi yarıklı jet dizilerinden oluşur. Her bir lüleden püskürtülen ve serbest jet, durma ve duvar jeti bölgelerini içeren akışa ek olarak, bitişik duvar jetleri arasındaki etkileşimin bir sonucu olarak, ikincil durma bölgeleri oluşur. Bu tür düzeneklerin birçoğunda jetler hedef levha ile lüle levhası arasındaki sınırlı hacme püskürtülür. Toplam ısı veya kütle geçişi, sıcaklığı (madde yoğunluğu) lüle çıkışı ile hedef levhadaki değerler arasında olan kullanılmış gazın, sistemden kolayca atılabilmesiyle yakından ilgilidir. Şekil 1.5'te gösterilen düzenekte, kullanılmış gaz yukarı akarak lülelerden dışarı çıkamayacağı için, simetrik olarak ±y yönünde akacaktır. Kullanılmış gazın sıcaklığı (yüzey soğutuluyorsa) veya madde yoğunluğu (yüzeyden buharlaşma oluyorsa) y yönünde artacağı için, yüzey gaz sıcaklık (yoğunluk) farkı ve buna bağlı olarak ısı veya kütle akıları azalır. Bu sorunu gidermek için kullanılmış gazın yukarı akarak lülelerin arasından yeniden çevreye atılması düşünülebilir.

1.2.5. Eş eksenli jetler

Farklı akımların karışımını içeren eş-eksenli jetler, mühendislik çalışmalarında önemli bir yer işgal ederler. İtici güç sistemlerinin ve güç üreten gaz türbini sistemlerinin yanma odalarında, yakıtla havanın karışımını sağlamada kullanıldıkları gibi, atık yakıtların yanma sistemlerinde de kullanılırlar. İyi tasarlanmış bir jet, ortalama yanma parametrelerinin üstünde bir performans sağlayarak hava ile yakıtı karıştırma başarısını sağlar.



Şekil 1.6. Yanma odalarında kullanılan eş-eksenli bir jetin genel görünüşü.

Eş-eksenli türbülanslı jetler türbülans (Reynolds) gerilmesine sahip akışların karışımı veya kesişmesini ihtiva etmesinden dolayı yanma odaları dışında jet pompalarında, iticilerde çoğaltıcılarda, karışım tanklarında, atık gazlarda, petrol esaslı yangınlarda, soğutma sistemlerinde, ön-karıştırıcılı odalarda kullanılmaktadır. Ayrıca, bu jetlerin son yıllarda özellikle yanma dışında aerodinamik endüstrisinde, iklimlendirme sanayinde de sık kullanılmaya başlaması akış dinamiği ve ısı transferi karakteristiğini ilginç bir konu haline getirmiştir. Eş-eksenli jetlerde hız oranı ve çap oranı gibi parametreler akışı en fazla etkileyen faktörlerin başında gelir.

Eş-eksenli jetlerin, uygulamalı mühendislikte kullanılmasının dışında, bunların akış karakteristiğinin her halükârda incelemesi hususu orijinal bir konudur. Farklı akış şartlarında başlayan iki ayrı akımın karışım olayı, yüksek skalalı uygun yapıları ihtiva etmesi ve türbülans karışımı konunun bugüne kadar çeşitli araştırmacılar tarafından ele alınan kısımlarıdır.

2. KAYNAK BİLDİRİŞLERİ

Çarpan jetle soğutma sistemlerinin yapısını anlayabilmek için ısı transferini etkileyen parametrelerin bilinmesi gerekir. Bir jetten yüzeye aktarılan çarpmayla ısı transferi birçok parametreye bağlı kompleks bir yapıdır. Nusselt sayısı (Nu), Reynolds sayısı (Re), Prandtl sayısı (Pr), boyutsuz lüle-levha mesafesi (h/d) ve boyutsuz durma noktası ile ölçüm alınan referans nokta arası mesafe (x/d veya r/d) bunların başlıcalarıdır. Ayrıca, lüle geometrisi ve türbülans şiddeti gibi ikincil faktörleri saymakta fayda vardır.

Literatürde çarpan jetlerle ısı transferinde yukarıda sayılan parametrelerin bir veya birkaçına ait değişimleri araştıran deneysel ve sayısal çok sayıda çalışma mevcuttur. Bugüne kadar çarpan jet ile ilgili çok çeşitli ısı değiştirici tipleri (karesel, içi dolu/boş silindirik, açısal, vb. kesitli) ve farklı geometrilerde jet çıkışlarının kullanıldığı çalışmalar yapılmış ve bu çalışmalarda birçok öneri ve tasarımlar sunulmuştur.

Yapılan hesaplamalar sonucunda, yeni nesil mikroişlemci çiftlerinin gücü ve verimliliğinin daha net bir şekilde anlaşılabilmesi için, elektronik elemanların iç soğuma özelliklerinin daha net bir biçimde anlaşılması gerekliliğini ortaya koymuştur. Bu bulgular doğrultusunda, uygun ve etkili bir soğutma sisteminin; uzun süreli, güvenilir çalışabilmesinin hassas bir soğutma sistemi tasarımına ve uygun şartların belirlenmesine bağlı olduğu gözlemlenmiştir (Moore, 1965).

Mikro elektronik elemanların genel problemleri üzerinde çalışmışlardır. Yapmış oldukları çalışmalarında, elektronik işlemci üzerindeki elektronik elemanların verimli çalışma sürelerinin belirlenmesinde ne tür parametrelerin ve sınır şartlarının etkili olduklarını incelemişlerdir. Çalışmalarında sınır şartları olarak değişken voltaj ve elektronik cihaz sıcaklık değerleri kullanmışlardır. Uygun olmayan voltaj ve sıcaklık değerlerinde, yeterli ısı atımı gerçekleşmediğinden sistem verimliliğinin ve sistem üzerindeki cihazların yaşam ömürlerinin olumsuz olarak etkilendiklerini gözlemlemişlerdir (White ve Bernstein, 2008).

Türbülanslı çarpma jetlerinin ısı transferi özelliklerini belirlemek için yapılmış deneysel çalışmaları incelemişlerdir. Çarpan jetlerin ısı transferi karakteristiklerini etkileyen pek çok parametrenin çok geniş aralıklardaki değerlerinin ele alındığını

çalışmalarında belirtmişlerdir. Bu çalışmalarda, deneysel sonuçlarda farklılığa yol açan lüle geometrilerinin ayrıntılarının, ölçüm tekniklerinin, boyutsuz değişkenlerin tanımlanma şekillerinin dikkate alındığını ifade etmişlerdir. Çalışmalarında, incelemiş oldukları verileri kullanarak Nu sayısı için bir korelasyon elde etmişler ve korelasyondaki Re sayısının üst değerini lüle-plaka mesafesi ve durgunluk noktasından uzaklığın bir fonksiyonu olarak belirlemişlerdir (Jambunathan ve ark.,1992).

Özel dizayn edilmiş bir dönel dairesel jet ile klasik dairesel jetin ısıtılmış plaka üzerindeki soğutmaya etkisini karşılaştırmış ve jet çapının çarpma yüzeyindeki ısı transferi üzerine etkisini incelemiştir. Çalışmasında; belirli jet-çarpma yüzeyi uzaklığına kadar (H=50.8mm) hem yüksek yerel ve ortalama ısı transferi için hem de üniform ısı transferi için dönel jetlerin ilgili çalışma koşulları altında klasik jetlere göre daha iyi sonuçlar verdiğini ifade etmiştir (Huang, 1996).

Tek ve çift jetlerle yapmış olduğu deneysel çalışmada düşük lüle-plaka uzaklıklarında ($H/d \leq 2$) plaka üzerinde bir atmosfer altı bölgenin meydana geldiğini, ayrıca bu bölgenin artan Reynolds sayısı değerleriyle ve azalan H/d oranıyla güçlendiğini ifade etmiştir. Ayrıca basınç dağılımında göze çarpan bu atmosfer altı bölge ile ısı transferi çalışmalarında gözlenen ikinci maksimum tepelerin bir bağlantısı olduğu üzerinde durmuştur. Baydar ve Ozmen (2005), yüksek Reynolds sayılarında yaptıkları çalışmalarda yine düşük H/d mesafelerinde ortaya çıkan bu atmosfer altı bölge ile türbülans şiddeti ve ısı transferi arasında bir ilişki olduğunu vurgulamışlar ve H/d mesafesinin artışı ile atmosfer altı bölgenin durma noktasından uzaklaştığını ifade etmişlerdir (Baydar, 1999).

Kanatçıklı yüzeylerin kullanılmasına örnek teşkil eden elektronik elemanların soğutulmasına yönelik deneysel çalışma gerçekleştirmişlerdir. Düz plaka üzerine jet dizileriyle soğutulmak üzere, bloklardan bazılarının ısıtılması ve bunların plakanın değişik yerlerine 25x25x6.25mm boyutlarında dikdörtgen bloklar yerleştirilmesi yoluyla hem ısıtılan bloklardaki yerel ısı transferi karakteristiklerini hem de ısıtılan ve ısıtılmayan bloklar arasındaki boşluktaki ısı transferi karakteristiklerini, ısıtılan plakanın konumuna bağlı olarak incelemişlerdir. Aynı zamanda yapmış oldukları basınç ölçümlerinin sonucunda, toplam basınç düşümünün %90'a yakın bir kısmının orifis boyunca olduğunu belirlemişlerdir. Çarpan jet dizilerini kullanarak yapmış oldukları soğutmanın, benzer koşullar altında kanal akışıyla soğutmaya oranla %50 daha yüksek

taşınımla ısı transferi katsayılarını verdiğini belirtmişlerdir (Hollworth ve Durbin, 1992).

Çalışmalarında sıcaklığın etkisini yüksek ışık yayan diyotlar (LEDS) kullanarak analiz etmişlerdir. Dalga boyunu 0.2-0.3 nm aralığında değiştirmişler ve farklı renklerde ışık değişimlerinin sıcaklığa olan etkisini gözlemlemişlerdir. Düzenli ısı atımının olmaması durumunda, elektronik eleman sıcaklığı çok fazla artış gösterecek, bunun sonucunda kısa bir ömür süresine ve LEDS çiplerinin tehlike altında olacağına işaret edilmiştir (Li ve ark., 2011).

Isıtılan bir küpün soğutulmasında kanal içi akışta çarpan jet kullanımı ile birlikte ısı transferi ve akışı gözlemlemişlerdir. Aynı zamanda, Large-Eddy simülasyon metodunu kullanarak çarpan jet ile birlikte kanal içi akışı incelemişlerdir. Çalışmaları sırasında bölgesel yüksek ısınmaların elektronik elemana oldukça zarar verdiklerini gözlemlemişlerdir (Rundström ve Moshfegh, 2009).

Bir kanaldaki tekli laminar hava jeti kullanarak kademeli bir şekilde ısıtılan blokların soğutulmasını ısı transferi ve akış ile ilişkilendirerek sayısal olarak analiz etmişlerdir. Farklı jet Reynolds sayılarında, farklı geometrik parametreler için birçok test yapmışlardır. Doğal bir bulgu olarak, çarpan hava jeti altında bulunan blok en fazla soğuyan eleman olarak gözlemlenmiştir. Yüzey ortalama Nusselt sayısı değerleri alt akış bölgesindeki bloklar için azalmış ve yaklaşık olarak üçüncü blok elemanından sonra sabit bir değere ulaşmıştır (Arquis ve ark., 2007).

Kanal içinde çarpan hava jetiyle oluşturulan ısı ve kütle transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Bunun için dikdörtgen kesitli bir kanal oluşturup, kanal için iki farklı durum oluşturmuşlardır. Bunlardan ilkinde kanal üst kenarına 3 adet nozul yeri açılmış, kanalın bir ucu kapatılmış ve jetlerden kanala giren havanın sadece bir uçtan çıkması sağlanmıştır. İkincisinde ise, kanalın her iki ucu tamamen kapatılmış ve üfleme deliklerinin olduğu kenarın tam karşısındaki çarpma yüzeyi üzerine, nozul yerlerinin izdüşümlerinin ortalarına gelecek şekilde, çıkış delikleri açılıp, hava bu deliklerden tahliye edilmiştir. Bu bahsedilen tasarım boyutsuz jet-çarpma yüzeyi mesafesi (H/D) 2 ve 6 olacak şekilde ayrı ayrı imal edilmiştir. Üretilen tüm kanallar kendi ekseni etrafında dönen 1m çapında dairesel bir masa üzerine yerleştirilip döndürülerek durgun durumdaki ısı ve kütle transferinin yanında dönme durumunda Coriolis kuvvetlerinin ısı ve kütle transferine olan etkileri de araştırılmıştır. Kanallar dönen masaya hem dik hem

de yatay olarak yerleştirilmiştir. Kanalların çarpma kenarı kütle transferi miktarlarının tayin edilebilmesi için naftalinle kaplanmıştır. Çalışma boyunca Reynolds değeri 5,000 'de sabit tutulmuştur. Çalışmadan elde edilen sonuçlar kısaca şu şekildedir; H/D = 6 'da, her iki çıkış konfigürasyonu için de, kanalın dönen masaya yatay yerleştirilmesi durumunda elde edilen ortalama Sherwood sayısı, durgun ve dönen masaya dik yerleştirilme durumlarına göre kayda değer miktarda azalmıştır. H/D = 2 durumunda ise dönen masaya dik ve yatay yerleştirilme durumlarının her ikisi için her iki çıkış konfigürasyonunda da ortalama Sherwood sayısı birbirine çok yakın ve masanın durgun olması durumundan çok az da olsa bir miktar büyük olarak elde edilmiştir (Hong, 2009).

Makalelerinde çoklu jetlerden oluşan düzeneğin çarpma bölgesindeki kütle transferi katsayısına ilişkin deneysel sonuçlar sunmaktadır. Lüle demetinin boyutu, yüzey alanından olan mesafesi ve lüle çap genişliğinin kütle transfer katsayısı ile olan ilişkisi incelenmiştir. Kütle transferi lüle genişliği ile artmakta; lülenin yüksekliği, yüzey alanı ve elektrot boyutunun artması ile azalmaktadır. Ayrıca, kütle transfer katsayısı ile Reynolds sayısı arasındaki ilişki de incelenmiştir (Feroz ve Prasad, 2006).

Hazırladığı tez çalışmasında tekli ve çoklu çarpan hava jetlerde zorlanmış taşınımla ısı ve kütle transferini incelemiştir. Bu çalışmanın ısı transferi ayağında, hava hızı, hava nemi ve jet-yüzey arası mesafe gibi parametrelerin yanında türbülansı arttırıcı unsurların ısı transferi üzerine etkileri araştırılmıştır. Ayrıca ikili jet durumu için elde edilen değerler, tek jet durumlarıyla kıyaslanmıştır. Tek ve çift jet için deneysel olarak çalışılan hemen hemen tüm durumların eş zamanlı olarak HAD (Hesaplamalı Akışkan Dinamiği) analizleri yapılmıştır. Bunun yanında oluşturulan sayısal modelde, mevcut deney tesisatında araştırılması mümkün olmayan durumlar da incelenmiştir. Aynı deney tesisatında iki farklı tipteki ıslak kumaşın çarpan hava jeti ile kurutulması durumları incelenmiştir. ANSYS-CFX programında dışarıdan değişkenler tanımlanarak kütle transferi için de çözümler elde edilmiştir. İşman'ın çalışmalarında, ısı transferi için en etkin parametrenin jet çıkış hızı yani Reynolds değeri olduğu görülmüştür. Tek jet durumu, çalışılan durumların tümünde çift jete göre daha etkin bir ısı transferi performansı sergilemiştir. Sayısal olarak yapılan çalışmalarda artan giriş türbülans şiddetinin sadece çarpma noktasında yerel Nusselt değerini arttırdığı, çarpma noktasından uzaklaştıkça etkisini yitirdiği sonucu elde edilmiştir. Kütle transferi için

yapılan deneylerden, artan Reynolds sayısının kuruma süresini kısalttığı, ancak paralelinde fan gücünü de arttırdığından optimum Reynolds değerinin 20,000 ila 30,000 arasında olması gerektiği tespit edilmiştir. Ayrıca, artan jet çıkış sıcaklığının kuruma süresini kısalttığı ve bu artışın kurutma işlemini daha ekonomik hale getirdiği elde edilen sayısal sonuçlardandır (İşman, 2011).

Tarafından yakın zamanda gerçekleştirilmiş doktora tezinde, bir jet hücresi içinde daldırılmış çarpan jetin farklı açılarda konumlandırılan bir yüzeye çarptırılması durumunda gerçekleşen kütle transferi incelemiştir. Deneyler, Reynolds sayısının (Re) 5,000 ile 40,000 değerleri arasında, lüle-çarpma yüzeyi mesafesinin (H/D) 2-6 değerlerinde, çarpma yüzeyi açısının (θ) 60° ile 90° aralığında ve Schmidt sayısının (Sc) 1692 değerinde gerçekleştirilmiştir. Çalışmada çarpma yüzeyi üzerindeki yerel kütle transferi katsayıları elektrokimyasal sınırlayıcı difüzyon akımı tekniği kullanılarak belirlenmiştir. Hedef yüzeyin düzleminin lüle ekseni ile yaptığı açı 90° olan ilk durumda, çarpma yüzeyi üzerindeki gerçekleştirilen kütle transfer ölçümlerinin jet durgunluk noktası civarında bir maksimum değere ulaştığı tespit edilmiştir. Yerel kütle transfer katsayıları, radyal mesafedeki artışla azalmıştır. Reynolds sayısındaki artışın yerel kütle transferi değerlerini artırdığı gözlenmiştir. Lüle-yüzey mesafesi 2'den 6'ya artırıldığında, tüm yüzey üzerinde kütle transfer katsayıları azalmıştır. Çarpma yüzeyi düzleminin lüle ekseni ile dik açıdan farklı olan 60°, 70° ve 80° 'lik açılarda konumlandırıldığı durumlarda, çarpma yüzeyi üzerinde kütle transferi ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Bu ölçümlere göre; açıdaki azalmayla birlikte maksimum kütle transferinin yeri, dik durumda radyal mesafenin sıfıra eşit olduğu geometrik durma noktasından radyal yönde uzaklaşmıştır. Açılı durumlarda yapılan deneyler, çarpma açısının azalması ile kütle transfer katsayılarının azaldığını göstermiştir. Maksimum yerel kütle transfer katsayılarının yeri, jet durgunluk noktasından itibaren duvar jet akışının hızının azalmadığı yönde değişmiştir (Solak, 2017).

Nusselt sayılarında görülen ikincil piklerin, levha yakınındaki bölgedeki türbülans etkileri ile levhaya daha uzak bölgedeki hareketin etkileşimi sonucunda oluşabileceğini ifade etmişlerdir (Narayanan, 2004).

Çarpan jet akışını deneysel olarak inceledikleri çalışmalarında, düşük lüle-levha açıklıklarında ve yüksek Reynolds sayılarında çarpma yüzeyinde ısı transferi dağılımlarında ikincil pikler gözlemlemişlerdir. Bu ikincil piklerin akışın laminerden

türbülanslı hale geçmesi nedeniyle kaynaklanabileceğini ifade etmişlerdir (Adimurthy ve Vadiraj, 2017).

Laminer akış şartlarında çarpan slot jet akışını deneysel ve sayısal olarak incelemişler ve akış alanı üzerinde Reynolds sayısı, lüle-levha açıklığı ve yerel Nusselt sayısı etkilerini belirlemişlerdir (Lee ve ark., 2011).

Eğimli bir yüzeye çarpan jet dizisinin oluşturduğu akışta çarpma yüzeyi boyunca ısı transferi karakteristiklerini deneysel olarak incelemişler ve ortalama yerel Nusselt sayısının artan Reynolds sayısı ile arttığını ifade etmişlerdir (Al Mubarek ve ark., 2013).

Konik geometrideki bir levhanın dış ön kenarının soğuk akışa maruz kaldığı, konik levhanın iç yüzeyine ise sıcak jet akışının çarptığı akış alanında birleşik ısı transferi karakteristikleri deneysel olarak incelenmişler ve Reynolds sayısının ve jet çarpma mesafesinin ısı transferi üzerinde etkili olduğunu belirtmişlerdir (Guan ve ark., 2017).

Sınırlandırılmış çarpan jet akışında eksenel simetrik duvar jetinin gelişimini stereo PIV ile deneysel olarak incelemişler, akış alanında oluşan ters akış bölgelerinin artan Reynolds sayısı ile ilerlediğini belirtmişlerdir (Guo ve ark., 2017).

Konik duvarla sınırlandırılmış çarpan laminer su jeti akışını deneysel ve sayısal olarak inceledikleri çalışmalarında konik duvar yakınında akışın ayrıldığını ve oluşan ters akış bölgelerinin uzunluğunun Reynolds sayısı ile arttığını ifade etmişlerdir (Cavadas ve ark., 2012).

Düz bir yüzeye açılı olarak çarpan birbirine paralel çoklu jetlerde akış ve ısı transferi karakteristiklerini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Çarpma yüzeyi üzerindeki ısı transferinin Reynolds sayısından, lüleler arası mesafeden ve lüle levha açıklığından etkilendiğini belirtmişlerdir (Li ve ark., 2018).

Eğik bir yüzeye çarpan jet akışında ısı transferi karakteristiklerini sayısal olarak inceledikleri çalışmada, düşük çarpma levhası eğim açılarında, lüle-levha açıklığının Nusselt dağılımı üzerinde önemli etkiye sahip olduğunu belirtmişlerdir (Bhagwat ve Sridharan, 2017).

Hava tahrikli türbülanslı çarpan jetlerin akış yapılarını ve ısı transferlerini sayısal olarak incelemişlerdir. Araştırmalarında türbülans modeli olarak RSM modelini kullanarak akışın jet ve çarpma yüzeyi arasındaki mesafe ve Reynolds sayısıyla nasıl değiştiğini gözlemlemişlerdir. Jet çıkışı ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafe H/D=6

olduğunda ısı transferinin maksimum olduğunu göstermişlerdir (Pakhomov ve ark., (2015).

Jet-çarpma yüzeyi mesafesini hem deneysel hem de sayısal olarak ele incelemişlerdir. Yapılan çalışmada jet-çarpma yüzeyi mesafesi kritik değerin altına düştüğünde, ısı transfer oranında da şiddetli düşüş yaşandığı ifade edilmiştir (King ve ark., 2015).

Jet-çarpma yüzeyi mesafesini 2-denklemli türbülans modeli kullanılarak sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada H/D parametresi 2-14 arasında değiştirilip, maksimum ısı transfer oranı H/D=6 olduğu durumda elde edilmiştir (Wienand ve ark., 2016).

Jet geometrisinin akışa ve ısı transferine etkilerini hem deneysel hem de sayısal olarak incelemişlerdir. Isı transferinin ayrıntılı ölçümü için termal kamera, hız ölçümü için ise LDA kullanmışlardır. Jetler, kesit olarak eliptik ve dikdörtgensel tasarlanmış ve boy oranları ise 1.0, 2.0 ve 0.5 olarak seçilmiştir. Burada bahsedilen boy oranı bir boyutun diğer bir boyuta olan oranıdır. Re=2000-10000 için jet çıkışı ve çarpan yüzey arasındaki mesafe 2 ile 10 arasında değiştirilerek ısı transfer performansı araştırılmıştır. Eliptik jetler için Nu sayısı, dairesel jetlere oranla daha yüksek elde edilmiştir. Eliptik ve dikdörtgensel jetler kıyaslanmış ve en iyi ısı transfer performansı eliptik jetlerde elde edilmiştir. Sonuç olarak, jet geometrisinin ısı transferine %6.01-%16.8 arasında etki ettiği gözlenmiş ve bunda Re sayısı, jet çıkışı ve çarpma yüzeyi arasındaki mesafe ve geometrinin boy oranının etkili olduğu ifade edilmiştir (Çalışkan ve ark., 2014).

Tarafından yapılan çalışmada Re sayısının etkileri, düz ve eğrisel yüzeyler üzerinde ve bir çapraz akış ile deneysel olarak incelenmiştir. Yapılan deneyler sonucunda Re sayısının artması ile ısı transfer oranının arttığı gözlemlenmiştir. Bu sonuca ilaveten eğrisel yüzeylerde düz yüzeylere oranla, minimum çapraz akış koşullarında her zaman daha büyük ısı transfer oranları elde edilmiştir (Xing ve ark. 2010).

Dönme hareketli ve sabit jetlerin ısı transfer karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Elde edilen sonuçlara göre, H≤4D ve Re=35000 olan şartlarda, düşük ve orta düzeydeki dönme değerlerinde Nu sayısının sabit jetlere göre daha fazla olduğu saptanmıştır. H≤2D ve dönme sayısının yüksek olduğu şartlarda ise Nu sayısının daha fazla arttığı ifade edilmiştir. Ayrıca Re sayısının azaldığı durumlarda Nu sayısının da

azaldığı görülmüş ve aralarında şöyle bir korelasyon olduğu ifade edilmiştir; Nu≈0.47Re (Ahmed ve ark., 2016).

Akışkan olarak metan-hava karışımı kullanıp, düz yüzey üzerine çarpan jetin ısı transferini hem deneysel hem de sayısal olarak incelemişlerdir. Maksimum ısı transfer oranını durma noktasında belirlemişlerdir (Morad ve ark., 2016).

Çapraz akışlı çarpan jetlerde ısı transfer performansını deneysel olarak farklı Re sayıları (1434-5735), jet çapları (2-4 mm) ve çapraz akış kütle oranları (%2-8) aralıklarında incelemişlerdir. Isı transferinin Re sayısı ve çapraz akışlı kütle oranı ile arttığı, fakat diğer değişkenler sabit kalmak koşuluyla jet çapının artmasıyla azaldığı ifade edilmiştir (Guoneng ve ark., 2014).

Kurutma işlemlerinde kullanılan çarpan jetlerin, giriş sıcaklığının ve giriş hızının etkisini araştırmışlardır. Konuyla ilgili daimi ve daimi olmayan akışlar kıyaslanmış ve sabit debili çarpan jetlerin benzer şartlarda kurutma oranını daha yüksek bulmuşlardır (Kurnia ve ark., 2017).

25.4x25.4 mm'lik dikey bir yüzeye çarpan jetlerin ısı transfer karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Jetin çapı 1 mm alınıp jet uzunluğu 4, 8, 12, 15 mm, Re sayısı 100-2500 ve boyutsuz jet ve çarpma yüzeyi arası mesafe H/D=5, 10, 15, 20 olarak alınmıştır. Isı transfer katsayısının dikey yüzey üzerinde Re sayısıyla arttığı ve H/D=5 olduğu durumda en yüksek olduğu gözlenmiştir (He ve ark., 2015).

Ma sayısının ve orifis formunun farklı jet-çarpma yüzeyi mesafelerinde ısı transferine olan etkilerini araştırmışlardır. Dairesel formlu orifisin, dairesel formlu olmayandan daha etkili olduğu gözlenmiştir (Reodikar ve ark., 2016).

Düz bir yüzey üzerine çarpan izotermal ve türbülanslı bir jetin akış karakteristiklerini Re=10338 için sıcak tel anemometresi kullanarak deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada jetin çapı D=9 mm olarak seçilip çarpma yüzeyi ile jet çıkışı arasındaki mesafe 9D olarak seçilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre normal hız dalgalanmasının karışma bölgesinde oluştuğu saptanmıştır (Yao ve ark., 2015).

Düşük Re sayılarında dahili çoklu jetlerin Boltzmann kafes metodu kullanarak ısı transfer analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Analizlerde çarpma yüzeyi izotermal düz levha olarak seçilerek sıcaklığı sabit alınmıştır. Analiz sonuçlarına göre dahili çoklu jetlerin ısı transferinde daha etkili oldukları saptanmıştır (Al-Rmah ve ark., 2015).

Üç adet jeti üç farklı Re sayısı ve iki farklı eğim açısında (300, 450) kullanarak akış karakteristiklerini incelemişlerdir. Buna göre, 450 eğim açısına sahip olan jetlerin diğer jetlerden daha fazla etkileşime girdikleri anlaşılmıştır (Wang ve ark., 2016).

Tarafından, çarpan jet akışlarının ısı transferlerinde rol oynayan girdapların dinamikleri ve mekanikleri üzerine yapılmıştır. Çalışmadan elde edilen sonuçlardan, jetler tarafından üretilen girdapların jetlerin karakteristik hızlarına bağlı olduğu görülmüş ve aynı şekilde jetler tarafından oluşturulan birincil girdapların ikincil girdapları oluşturduğu ve bu ikincil girdapların ısı transfer oranında büyük rol oynadıkları gözlemlenmiştir Silva ve Llanca, 2017).

Çalışmalarında çoklu çarpan jet için yapılan LES analizi doğrultusunda elde etmiş oldukları sonuçların, istatistiksel RANS modellerini kıyaslamak için yeterli doğrulukta olduğunu belirtmişlerdir. Izgara inceldiği ve alt ızgara skalası (SGS) modelinin katsayısı değiştiği için zaman ortalaması alarak elde etmiş oldukları ortalama özellikleri, belirsizlikleri değerlendirmek amacıyla kullanmışlardır. Reynolds sayısındaki 13 hava jeti ile 20.000 civarında ısıtılmış plaka üzerine etki eden deneysel test durumunu simule etmişlerdir. LES sonuçlarının güvenilirliğini artırmak için örnekleme belirsizliğini de kullanmışlardır. Duvara-Uyarlanmış Lokal Eddy-Viskozite modelini, alt ızgara ölçekli türbülansı modellemek için kullanmışlardır (Draksler ve ark., 2019).

Yapmış olduğu çalışmada dairesel ve halkasal eş eksenli akış pasajlarına sahip bir lüleden çıkarak dairesel bir plaka üzerine çarpan jetin hidrodinamik karakteristikleri deneysel olarak incelemiştir. Deneyleri üç farklı Reynolds sayısında (Re = 6688, 9364 ve 12039), beş farklı debi oranında (Q* = 0, 0.2, 0.5, 0.8 ve 1.0) ve tek bir boyutsuz lüle-plaka uzaklığında (H*=0.8) gerçekleştirmiştir. Markal, çalışmasında parametreler için boyutsuz basınç katsayısının (CP) çarpma plakası üzerinde merkez hattı boyunca dağılımını elde etmiştir. İncelediği tüm Reynolds sayılarında, Q* = 0, 0.2 ve 0.5 değerleri için durma noktasının çarpma plakası merkezinde oluştuğunu ve ilgili noktaya ait basınç değerlerinin artan Q* ile azaldığını gözlemlemiştir. Q*= 0.8 ve 1.0 değerlerinde ise birbirine benzer davranış gösterdiğini ve bu şartlar altında çoklu durma noktalarının meydana geldiğini belirtmiştir (Markal, 2018).

Çoklu çarpan jetlerin sinerjik bir ısı transferi analizi odaklı çalışmışlardır. Jet deliklerinin geometrisi, bu deliklerin düzenlenmesi, jetlerin sıklıklı ve akışlı yönlerden

yoğunluğu ve hapsetme tipi çarpma özelliklerini etkileyen tasarım parametreleri olduğunu çalışmalarında belirtmişlerdir. Sayısal analizi, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) kodlarını kullanan ticari yazılım ANSYS-CFX kullanarak yapmışlardır. Ortalama Nusselt sayısını, ısı transferi sonucu olarak çıkarmışlardır. Tek çıkışlı kapalı kanal içindeki en yoğun dizili jet çarpması altındaki ısı transfer dağılımının, güçlü bitişik jet paraziti nedeniyle tek jet olarak davrandığı sonucuna varmışlardır. Kare jet kullanan kasa için en yüksek jet sıkışma ısı transferini elde etmişlerdir. Jet düzenlemesinin etkisi, ısı transferi üzerindeki en zayıf parametre olabileceğini belirtmişlerdir (Culun ve ark., 2018).

Yapmış oldukları çalışmada, baryumsülfatın çok delikli çarpma yapan bir enine jet reaktöründe çökeltilmesi deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Süreci tahmin etmek için popülasyon denge denklemi (PBE) modeli ile birlikte RANS yaklaşımını kullanmışlardır. Makromiksasyon ve mikromiksasyonun çökelme süreci üzerindeki etkisini değerlendirmek için büyük ölçekli varyans ve küçük ölçekli varyans çözmüşlerdir. Reynolds sayısının (ReM), ilk besleme reaktifleri (C0) konsantrasyonunun ve jet reaktörün büyütülmesinin, süper doyma oranı, çekirdeklenme oranı ve kristal büyüme oranlarının dağılımı üzerindeki etkisini tartışmışlardır. Çökelme işlemi, düşük ReM bölgesinde ReM arttırılarak veya jet reaktörü yükseltildiğinde veya C0 0.4 kmol/m^3'ten az olduğunda C0 arttırılarak yoğunlaştırılabilir (Wu ve ark., 2017).

Yapmış oldukları çalışmada, düşük Reynolds sayıları rejiminde büyük dizilerde jetleri çakma fiziği ele almışlardır. Ayrıca, jetler çarparken meydana gelen basınç düşüşü literatürde ele alınmadığı için çalışmalarıyla, basınç düşüşü özellikleri hakkında bazı önemli bilgileri literatüre sunmuşlardır. Sayısal simülasyonlar, Reynolds ortalamalı Navier-Stokes (RANS) ve Büyük Girdap Simülasyonları (LES) gibi çeşitli yaklaşımları kullanarak bir dizi çarpışma jeti üzerinde gerçekleştirmişlerdir. Simülasyonlardan elde etmiş oldukları sonuçları deneysel sonuçlarla doğrulamışlardır. LES simülasyonlarını, çoklu jet sıkışma dizisindeki akış fiziğini daha iyi anlamak için kullanmışlardır. Sistemdeki ana basınç kaybı, püskürtücü başlık girişindeki daralma etkisinden ve viskoz kayıplardan kaynaklandığını simülasyon sonuçlarına dayanarak savunmuşlardır. Basınç düşümünün hassasiyetini ve ısı transfer özelliklerini belirlemek için simülasyonlar yapmışlardır (Penumadu ve Rao, 2017).

Çalışmalarında akış ve ısı transfer özelliklerini anlamak için ısıtılmış bir dairesel silindirin soğumasını yapan çift dairesel hava jetiyle deneysel ve sayısal araştırmalar yapmışlardır. İki jet (s/d) arasındaki boyutsuz mesafenin etkisi ve nozul çıkışı ile dairesel silindir yüzeyi (h/d) arasındaki boyut dışı mesafenin oranı 4-20 aralığında ve 4 değerinde incelenmiştir. Nusselt sayısı durgunluk noktasında s/d değişimi ile kayda değer bir değişiklik gözlenmediği belirtilmiştir. Bununla birlikte, s/d'deki artışla birlikte, silindir yüzeyindeki ortalama Nusselt sayısının da arttığı tespit edilmiştir. Bu çalışmada, ısıtılmış silindirin altındaki akış hapsinin ısı transferi üzerindeki etkisi de incelenmiştir. Hem deneysel hem de sayısal çalışmalar, silindirin altındaki hapsetmenin ısı transferini arttırdığını göstermektedir (Singh ve ark., 2017).

Çalışmalarında toplam soğutma etkinliğini, çeşitli Biot sayılarında kademeli dizi jet sıkışma soğutması olan bir film soğutmalı yüzey üzerinde belirlemişlerdir. Isı iletkenliği deneyleri üç termal iletkenliğe sahip malzemeler için kızılötesi termografi kullanılarak yapılmıştır: paslanmaz çelik (k=13.4 W/mK), Corian (k=1 W/mK) ve polikarbonat (k=0.2 W/mK). Konjuge ısı transferi, test plakaları arasındaki iletimin kombine etkileri ve dizilmiş jet çarpması nedeniyle konvektif ısı transferi ile analiz edilmiştir. Film soğutma deliklerinin eğim açısı 35˚ ve jet çarpma deliklerinin açısı 90˚ almışlardır. Her bir plakadaki film ve jet sıkma delikleri, kademeli şekillerde düzenlenmiştir. Film soğutma delikleri ve jet sıkma delikleri de kademeli bir düzende konumlandırılmıştır. Delik çapına göre jet Reynolds sayısı 3000 ve eşdeğer üfleme oranı 0.3 olarak gözlemlemişlerdir. Film soğutma deliklerinin ve jet sıkma deliklerinin çapı 5 mm almışlardır. Jet ve film delik plakaları arasındaki mesafe $1 \leq H/d \leq 5$ aralığında değişmiştir. Toplam soğutma etkinliği, jet engellemeli olan ve olmayan ölçülmüştür. İç soğutmaya jet çarpması eklendiğinde, ortalama toplam soğutma etkinliği yaklaşık %8.4 arttırıldı. Düşük Biyoteknoloji sayılarında, soğutma performansının iletkenlik etkisine hâkim olduğu anlaşıldığında, yüksek ısı iletkenliği nedeniyle sıcaklık dağılımı daha düzgün hale geldiğini gözlemlemişlerdir. Toplam soğutma etkinliği, plakanın Biot sayısı ile güçlü bir şekilde ilişkiliydi ve gerçek bir gaz türbini motorundaki toplam soğutma etkinliğini tahmin etmek için çeşitli Biot sayılarında toplam soğutma etkinliği arasındaki korelasyon belirlemişlerdir. H/d oranının etkisi % 2.7 ile sınırlandırılmıştır (Jung ve ark., 2017).

Çalışmalarında soğutma, katılaşma ve ayrıştırmayı tek bir hesaplamada birleştiren sayısal bir kod açıklanmaktadır. Kodda jet serbest yüzeyinde Akışkan Hacmi Yöntemi (VOF) ile izlenmiş, sıvı-katı faz değişimi sırasında hem ısı transferi hem de viskozite değişimi dikkate alınmıştır. Eriyik jet modelinin simülasyon sonuçları, ön konum geçmişi, jet ayrılma uzunluğu ve ayrılma süresi deneysel sonuçlarla iyi bir uyum içinde olduğu görülmüştür. Ara yüz sıcaklığının ve jet hızının etkileri de belirlenmiştir. Erimiş jet termal tarihçesi ve katılaşması, deneyde gözlenmesi zor olan farklı penetrasyon sürelerinde damlacık oluşum hızı, bu karmaşık işlem hakkında bir fikir edinmek için sunulmaktadır. Bu simülasyon verileri, su ile erimiş eriyik jet etkileşimleri sırasındaki olayların anlaşılmasının kanıtlanmasında yardımcı olduğu görülmüştür (Zhou ve ark., 2017).

Çalışmalarında bir jet soğutmalı bilyalı rulmanda, yağ hava ile karıştırılmış ve hava-yağ iki fazlı akış alanı oluşturulmuştur. Bu çalışmada iki fazlı akışın akış davranışları ve ısı transfer özellikleri, soğutma değerlendirmesi ve yatağın sıcaklık kontrolü için önemli olduğu göz önünde bulundurularak bir jet soğutma bilyalı rulmanının akışkan akışını ve ısı transfer özellikleri incelenmiştir. Bilyalı yatağın içindeki hava-yağ dağılımı ve sıcaklık dağılımı hesaplanmıştır. Sonuçlar, mikro kabarcıkların yüksek hızda çalışma koşullarında yağa karıştığını göstermektedir. En yüksek yağ hacmi fraksiyon pozisyonu nozule yakındır ve farklı hızlarda dönüş yönü boyunca hareket etmektedir. Hava-yağ iki fazlı dağılım göz önüne alındığında, VOF yöntemini kullanan ısı transferi simülasyon modeli bu analiz için yeterli bulunmuştur. Sıcaklık dağılımı ile yatağın içindeki hava-yağ dağılımı arasında bir korelasyon vardır. Düşük sıcaklık her zaman daha yüksek yağ hacmi fraksiyon konumunda görünmüştür. Soğutma mekanizmasının yağ hacminin dağılımına göre optimize edilmesi, daha fazla soğutma etkisi elde etmede yardımcı olduğu görülmüştür (Wu ve ark., 2017).

Çalışmalarının amacı, sıcak ofis ortamında bir soğutma jetinin performans ve konfor üzerindeki etkisini belirlemektir. Bu çalışmada iki koşulda bilişsel performans, öznel iş yükü, bilişsel yorgunluk, ısıl konfor, semptomlar, algılanan çalışma koşulları ve sıcak havadaki (29.5 °C) hava akımı algısını jetli ve jetsiz olarak iki koşulda karşılaştırılmıştır. Jet, çalışan bir hafıza görevinde maruz kalma süresini artırarak yanıt hızını artırmış, ancak diğer performans ölçümlerini etkilememiştir. Jetsiz maruz kalma süresi arttıkça yorgunluk artmış, ancak jet ile sabit kalmıştır. Termal konfor ve algılanan

çalışma koşulları iyileştirilmiş ve iç hava, jet ile daha taze/rahat algılanmıştır. Jet ile zaman içerisinde göz semptomları artmıştır. Bu çalışmada soğutma fıskiyesinin, yüksek sıcaklık yükü olan ofislerde, hava sıcaklığı üzerinde bireysel kontrolün, klima ile mümkün olmadığı durumlarda kullanılmasını desteklediği görülmüştür. Bununla birlikte, hedef hız ASHRAE standardına göre üst limite ayarlanmışken, jet üzerinde bireysel kontrole ihtiyaç olduğu görülmüştür (Maula ve ark., 2016).

Orta Doğu'daki Tahran bölgesinin iklim koşullarına maruz kalan PV panelleri için jet sıkışma soğutmanın uygulanabilirliği üzerine çalışmıştır. Deneysel ve sayısal performans değerlendirmesi, soğutmasız bir PV sistemi ve çarpmalı soğutmalı bir PV sistemi olmak üzere iki yapılandırmada gerçekleştirilmiştir. Tam soğutma modeli, PV sisteminin genel performans analizi için optik, radyasyon, termal, geometrik ve elektriksel model içerir. PV için jet çarpma geometrik modeli, hücre sıcaklığını, güç çıkışını ve PV dizelerinin dönüşüm verimliliğini analiz etmek için tek meme için ısı aktarımı analizini gerçekleştirmek üzere geliştirilmiştir. PV hücresinin performansının kesin tahmini için, yedi parametreli elektrik modeli kullanılırken, absorbe edilmiş radyasyon hesaplaması için izotropik gökyüzü modeli benimsenmiştir. Sıcaklık ölçümleri, soğutmasız bir sistemde sırasıyla Haziran ve Aralık aylarında 69.7 °C ve 47.6 °C kadar yüksek hücre sıcaklığını ortaya çıkarmıştır. Jet soğutması uygulanarak, ortalama hücre sıcaklığı haziran ayında 36.6 °C'ye ve Aralık ayında 31.1 °C'ye düşürülmüştür. Güç çıkışı ve dönüşüm verimlilik, haziran ayında jet soğutma kullanılarak sırasıyla% 51.6 ve% 66.6 artırılmıştır. Benzer şekilde, Aralık sonuçları, enerji üretiminde % 49.6, dönüşüm verimliliğinde % 82.6 oranında performans artışı olduğunu ortaya koymuştur. Yapılan simülasyon, optimum parametrelerle jet soğutmanın sadece elektrik gücü çıkışını ve hücre verimliliğini önemli ölçüde arttırmadığını, aynı zamanda her bir hücre için tekdüze tutarken hücre sıcaklığını düşürdüğünü ortaya koymaktadır (Bahaidarah, 2016).

Literatür araştırmasından da görüleceği gibi, çarpan jetlerle ilgili birçok deneysel ve sayısal çalışma gerçekleştirilmiştir. Bu tez çalışmasında optimize edilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcıda, tek nozul kullanılarak çarpan jetle ısı transferi karakteristikleri için deneysel ve sayısal analizler yapılmış, bununla birlikte incelenen parametrelere bağlı korelasyon elde edilmiştir.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

Bu tez çalışmasında, soğutma deney düzeneğinde daha önce Taguchi yöntemiyle optimize edilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcıda, çarpan hava jetle ısı transferi karakteristikleri deneye dayalı olarak ve HAD paket programı ANSYS Fluent ile bilgisayar ortamında simülasyonu yapılarak analiz edilmiştir. h/d=1,2,3 ısı alıcı nozul arası boyutsuz mesafe, d=40,50,63,75 mm nozul çapları ve V=4,5,6,7,8,9 m/s akışkan hızlarında deneysel çalışma yürütülmüştür. Reynolds sayısındaki artışın Nusselt sayısını arttırdığı ve bununla birlikte, ısı transferinde iyileşme görülmüştür. Buna karşılık artan h/d mesafesinin Nusselt sayısını azalttığı ve dolayısıyla ısı transferini azalttığı sonucuna varılmıştır. Buna ek olarak deneysel şartlar içerisinde ısı transferinin gerçekleştiği en iyi koşul için sayısal analiz yapılarak sonuçların karşılaştırılması sağlanmıştır..

Sayısal analiz sürecinde, ilk olarak deneysel şartlarla aynı özelliklere sahip olan optimum ısı alıcının geometrisi oluşturulmuş, sonra da bu geometri için optimum sayısal ağlar elde edilmiştir. Çözüm aşamasında deneysel verilerden elde edilen en iyi ısı transfer şartlarındaki dikdörtgen ısı alıcısı, aynı şartlara sahip ısı alıcının deneysel sonuçlarıyla karşılaştırılarak yorumlanmıştır. Kıyaslama yapılırken kararlı haldeki sıcaklık değerleriyle önce Nu değerleri bulunmuş ardından Nu-Re grafikleri elde edilmiştir.

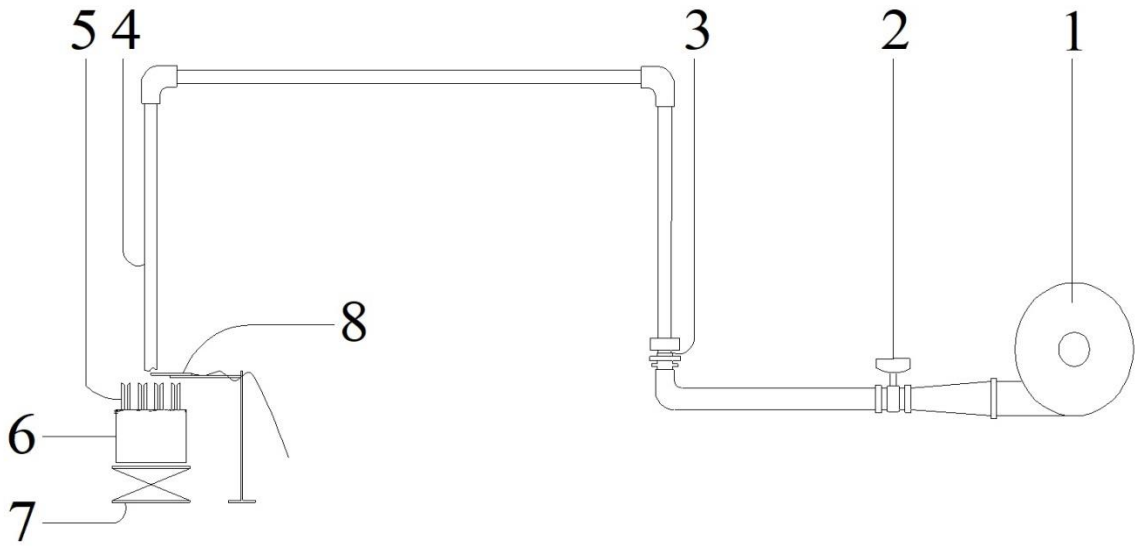
Deneysel çalışmalar akış karakteristiklerini belirlemek amacıyla iki aşamada yürütülmüştür. Her iki aşamada da Van Yüzüncü Yıl Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Laboratuvarı'nda bulunan ve bu yüksek lisans çalışması için özel olarak dizayn edilmiş deney düzeneği kullanılmıştır. Sistemde sabit ısı akısı varyak kullanılarak sağlanmıştır. Isı transferi karakteristikleri belirlenirken ısı alıcı tabanı izole edilmesi ve ısı alıcı yüzeyinin siyah sprey boya ile boyanması yoluyla iletim ve ışınım kayıpları ihmal edilebilir seviyeye indirgenmiştir. Akış karakteristikleri belirlenirken deney elemanı düzeneğe yerleştirilmiş, hız ölçer ile akışkan hızları tespit edilmiş ve termal kamera yardımıyla kararlı haldeki sıcaklık değerleri okunmuştur. Deneysel çalışmada kullanılan materyal ve veri elde etme yöntemi detaylı olarak aşağıda sunulmuştur.

Sayısal çözümlemeler, ticari HAD programı olan ANSYS Fluent yardımıyla simetrik çözüm yapılarak elde edilmiştir. Analiz sonuçları HAD post menüsünden export (çıktı) edilmiştir. Çalışmanın deneysel ve sayısal aşamalarında kullanılan malzeme ve data elde etme yöntemleri bu bölümde ayrıntılı bir şekilde verilmiştir.

3.1. Materyal

3.1.1. Deney düzeneği

Çalışmada, test elemanı 300x300mm boyutlarında, üzerine dış çapları 40mm-50mm-63mm-75mm olan dört ayrı çapta lülenin monte edilebildiği deney düzeneği kullanılmıştır (Şekil 3.1). Sistemde akışkan olarak hava tercih edilmiştir. Akışkan çarpma bölgesine radyal akışlı fan yardımıyla gönderilmiştir. Hava hızı, fan çıkışında bulunan sürgülü vana yardımıyla kontrol edilmiştir. Deneylerde lüle olarak düz, alüminyum folyolu plastik borular kullanılmıştır. Çeşitli çapların kullanıldığı deney düzeneğinde çap kontrolü vanadan sonraki ilk dirsekte redüksiyonlar yardımıyla sağlanmıştır. Redüksiyonun ardından montesi yapılan borular deney düzeneğinde sabitlenen yerlere uygun olarak 1000mm düşey, 2000mm yatay ve 1000mm düşey olacak şekilde imal edilmiştir (Şekil 3.2). Lüle uzunluğu tespit edilirken dairesel akışta tam gelişmiş akımın elde edilebileceği 32D uzunluğu esas alınmıştır. Şekil 3.1'de şematik resmi görülen deney düzeneğinin özellikleri aşağıdaki verilmiştir. Genel boyutlar: 600x2500x900mm yükseklik, test kısmının boyutları: 300x300mm, minimum hava hızı: 15m/s, Maksimum lüle çapı: 75mm olacak şekilde ayarlanmıştır.



Şekil 3.1. Deney düzeneğinin şematik görünüşü (1) Fan, (2) Sürgülü vana, (3) Redüksiyonlar, (4) Dairesel lüle, (5) Optimize edilmiş dikdörtgen ısı alıcı, (6) Isıtıcı, (7) Kriko, (8) Hızölçer.

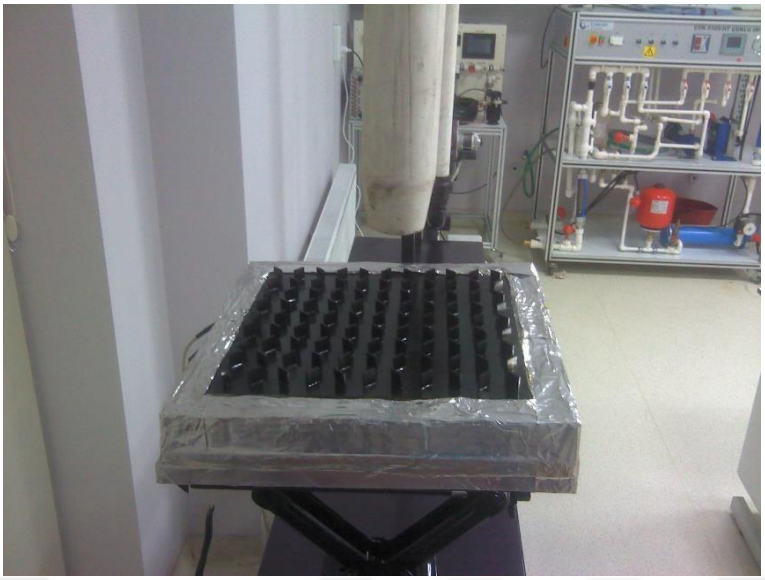


Şekil 3.2. Deney düzeneğinin görünüşü.

3.1.2. Test bölgesi

Bölüm Laboratuvarında bulunan sistem çarpan jetin verimliliğini etkileyen parametreleri inceleme amaçlı ve akış karakteristiklerini belirlemeye yönelik dizayn edilmiştir. Bu çalışmada sistemde hem akış hem de ısı transferi deneyleri yapılacağı için birtakım modifikasyonlar yapılmıştır. Çarpma bölgesinin altına dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcıların farklı h/d mesafelerinde rahatlıkla çalışmasını sağlamak amacıyla kriko yerleştirildi. Krikonun üzerine MDF lam mobilya malzemesinden 400x400mm ebatlarında ısıtıcı ünitenin kolaylıkla taşınabileceği düzlem taban oluşturuldu. Üniform bir ısı kaynağı oluşturabilmek için düzlem taban üzerine 305x305mm ebatlarında ısıtıcı ünite yerleştirildi. Isı kaynağının üzerine farklı konfigürasyonlara sahip daralan genişleyen geometride dizilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı değiştiriciler ile deneyler yapılmıştır.

MDF lam mobilya malzemesinden yapılan 305x305mm ebatlarındaki kutunun içerisine taban plakanın tam ortasına gelecek şekilde 300x300mm ebatlarında 50mm kalınlığında ateş tuğlası yerleştirilmiş ateş tuğlasının üzerinde açılan uygun kanala her biri 1000 W gücünde 220 V şehir şebekesi ile beslenen 2 adet ısıtıcı konmuştur. Ateş tuğlasının altı ve yan kenarları ile kutu kenarları arasındaki boşluk önce 750°C sıcaklığa dayanabilen taş yünü ile diğer boşluklar ise cam yünü izolasyon malzemesi ile yalıtılmıştır. Isıtıcıyı besleyen güç girişi kontrol edilebilir bir varyak ile sağlanmıştır. Sabit ısı akısı termal sınır şartını sağlamak için sisteme sabit gerilim verilmiştir. Şehir şebekesindeki düzensizliklerden kaynaklanan dalgalanmaların etkisini dikkate almak için sistem kararlı hale gelene kadar her 10 dakikada sisteme giren güç kaydedilmiş ve ortalaması alınmıştır. Varyak, belirlenen sıcaklıklara karşılık gelecek şekilde yapılan ön deneylerle belirlenen 52-53 V ve 3,5-4 A sağlayacak şekilde ayarlanmıştır. Deneylerde kullanılan varyağın teknik özellikleri aşağıdaki gibidir, Giriş Gerilimi: 220 V AC 50 Hz, Çıkış Gerilimi: 220 V, Gücü : 11250 VA (250 V 45 A) olacak şekilde belirlenmiştir.

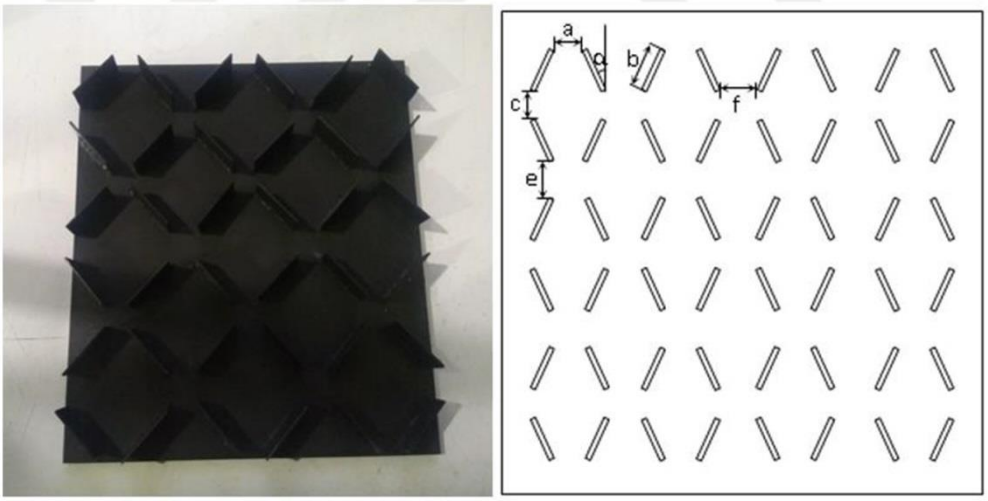


Şekil 3.3. Test bölgesinin görünüşü.

3.1.3. Test elemanları

Elektronik endüstrisinde ısı değiştirici olarak kullanılacak malzemenin özelliklerini doğru seçmek, ısı alıcının performansını etkileyen önemli bir parametredir. Bakır ve alüminyum diğer metallere göre maliyetlerinin düşük olması ve yüksek iletim özelliklerinden dolayı daha çok tercih edilirler. Isı alıcısının iletim direncini düşüren alüminyumun, bakırın ısıl iletkenliğinin yaklaşık iki katı değerindedir (Incropera ve DeWitt, 2001). Tabi ki bu husus toplamdaki ısıl direncin yarıya düşmesi anlamına gelmez. Bakırın alüminyum ile kıyaslanmasında alüminyumun toplam ısıl direnci bakırın toplam ısıl direncine göre %30 daha fazladır. Küçük ısı kaynağının bulunduğu ve hava akış hızının yüksek olduğu uygulamalarda en avantajlı malzeme bakır malzemeler olarak görülmektedir. Ayrıca bakır, alüminyum ile kıyaslandığında bakırın alüminyuma göre yüksek fiyatlarda olması ve bakır fiyatlarında günlük dalgalanma ve değişkenlik, bakırın alüminyuma göre takribi üç kat daha ağır olması ve safsızlıklar içermesinden dolayı zor işlenebilirliği bakırın alüminyuma göre akla gelen ilk dezavantajlarındandır. Karşılaşılan çoğu durumlarda, yukarıda görüldüğü üzere alüminyumun termal avantajlarının dezavantajlarından daha etkin olmasından dolayı elektronik cihazların fan ve soğutucu sistemlerini üreten şirketler için en uygun ve en yaygın malzeme alüminyumdur (Theta, 1998). Bu yüzden deneylerde kullanılan elemanlarının tabanları (base) ve kanatlar alüminyum (Al 1050 O) malzemeden imal

ettirilmiştir. Çalışmada daha önce Prof. Dr. Kenan Yakut danışmanlığında Dr. Karabey (Karabey, 2010) tarafından yapılan master çalışması için üretilen alüminyum taban ve 2mm et kalınlığına sahip dikdörtgen kanatlar kullanıldı. Dikdörtgen kanatlar üretilen bu taban plakalar üzerinde kendileri için markalanmış yerlere her birinin ucuna ısı iletim bileşiği sürülerek yerleştirildi. Bu elemanların üretim detayları ilgili tezden bulunabilir.



Şekil 3.4. Test elemanlarının görünüşü.

3.1.4. Hızölçer ve Prob

Deneylerde ortalama hız ölçümü için sıcak tel anemometre prensibiyle çalışan TESTO marka hız transmitteri kullanılmıştır. Bu çalışmada hız ölçümleri hız transmitterine bağlı prob yardımıyla ölçülmüştür. Çizelge 3.1'de kullanılan bu hız transmitterinin özellikleri verilmiştir. Prob ile lüle çıkışında jet merkezinde hız ölçülmüştür. Çalışmada prob için hazırlanmış düzenek vasıtasıyla her bir farklı lüle merkezinde hız ölçümü hassas bir şekilde sağlanmıştır.

Çizelge 3.1. Deneylerde kullanılan hız transmiteri ve teknik özellikleri

Probun Özellikleri		
Modeli	Ölçülebilen Hız Aralığı	Doğruluk
TESTO 405i	0.0-30.0 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 3.5. Test elemanlarının görünüşü.

3.1.5. Termal Kamera

Çarpan jet deney düzeneğinde sistem kararlı hale ulaştığı durum için denge sıcaklığı ölçümünde FLIR E-50 marka infrared termal kamera kullanılmıştır. Çizelge 3.2'de kullanılan termal kameranın özellikleri verilmiştir. Kamera ile ölçüm 45° açıyla yaklaşık 30cm.lik mesafeden sağlanmıştır. Sıcaklıkların okunması ise termal kamera için yazılmış program aracılığıyla elde edilmiştir. Çalışmada her bir farklı hız ve nozul-ısı alıcı mesafesi için ölçümler hassas bir şekilde sağlanmıştır.

Çizelge 3.2. Deneylerde kullanılan termal kamera ve teknik özellikleri.

TEKNİK BİLGİLER	
Ekran	3.5” dokunmatik 4x digital zoom
Termal Çözünürlük	240×180 piksel
Uzamsal Çözünürlük	1.82 mrad
Termal Hassasiyet	≤ 0.05°C (_ 50°C…650°C için)
Doğruluk	± 2°C veya ±%2
Görüş Alanı	25° X19°
Görüntü Frekansı	60 Hz



Şekil 3.6. Termal kameranın görünüşü.

3.2. Metot

3.2.1. Genel Isı Transferi Kavramları ve Tanımları

Isı transferi sıcaklık farkından meydana gelen bir enerji biçimidir. Bir ortamda veya ortamlar arasında, herhangi bir sıcaklık farkının bulunduğu bütün durumlarda ısı geçişi muhakkak meydana gelir. Kanatçıklı bir ısı alıcı analizi yapılırken iletim, taşınım ve ışınım olmak üzere üç ısı transferi yöntemi dikkate alınır. Katı veya durgun akışkan ortamında, sıcaklık farkının mevcut olması halinde, ortam içinde gerçekleşen ısı geçişi için iletim ifadesi kullanılır. Hareket halindeki bir akışkanın herhangi bir yüzey ile farklı sıcaklıklarda olması durumunda, aralarında gerçekleşen ısı geçişi için ise taşınım ifadesi kullanılır. Sonlu sıcaklıktaki bütün yüzeyler enerjiyi elektromanyetik dalga şeklinde yayarlar. Aralarında sıcaklık farkı bulunan iki yüzeyin, aralarında etkileşimlerine engel olacak bir ortam bulunmaması durumunda oluşan ısı geçişi için ışınım ifadesi kullanılır. (Karabey, 2010).

3.2.1.1. İletimle ısı transferi

Isı iletimi aynı katı, sıvı veya gaz ortamdaki farklı alanlar arasında ya da direkt fiziksel temasta bulunan farklı ortamlar arasında, moleküllerin gözle görülür bir yer değiştirmesi olmadan ve moleküllerin direkt teması sonucunda meydana gelen ısı yayınım işlemidir. İletimin moleküler boyutta olduğu bu ısı transferi yöntemi, her bir molekülün momentumunun sıcaklık farkı devam ettiği sürece ısının taşınmasına dayanır. Isı iletimi Fourier Yasası ile tanımlanır (Yüncü ve Kakaç, 1999).

Kesit alanı sabit olan bir cisimden bir boyutlu, kararlı ısı iletimi, Denklem (3.1) ile ifade edilir. Burada k ısı iletimi kat sayısı olup birimi W/mK ‘dir, A kesit alanı olup birimi m^2’dir, Q_{cond} iletim ile ısı transferi miktarı olup birimi Watt’tır, T sıcaklık olup birimi $Kelvin$’dir ve x kalınlık olup birimi m’dir.

$$Q_{cond} = -kA(dT/dx) \tag{3.1}$$

3.2.1.2 Taşınımla ısı transferi

Taşınım, katı bir yüzeyle ona bitişik olan, hareket halindeki sıvı veya gaz arasındaki enerji aktarımı çeşidi olup ısı iletiminin ve akışkan hareketinin birleşik etkilerini kapsamaktadır. Doğal taşınım, akışkan içerisindeki sıcaklık değişimlerinin yol açtığı yoğunluk farklarından kaynaklanan kaldırma kuvvetleri ile ilişkilidir. Zorlanmış taşınımda ise akış atmosferik rüzgâr, fan veya pompa gibi bir dış etki ile oluşmaktadır (Karabey, 2010).

Sıcak bir maddeden soğutucu akışkana olan konveksiyonla ısı transferi "Eş 3.2" de verilen Newton'un Soğutma Yasası ile bulunmaktadır. Burada h taşınım katsayısı olup birimi W/m^2K'dir, A yüzey alanı olup birimi m^2'dir, Q_{cond} taşınım ile ısı transferi miktarı olup birimi $Watt$'tır, T_y yüzey sıcaklığı olup birimi $Kelvin$'dir ve T_∞ ortam sıcaklığı olup birimi $Kelvin$'dir.

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

Taşınım katsayısı h, akış yönündeki katı maddenin şekli ve uzunluğu gibi birtakım fiziksel özelliklere ve akışkanın biçimi ve çalışma sıcaklığı gibi termofiziksel özellikleriyle ilişkilidir. Isı alıcılarda kanatlar arasındaki boşluklar bu termofiziksel özelliklerle beraber soğutma alanını belirledikleri için kanatlar arasındaki boşluk da akışkan hareketi taşınım katsayısını etkilemektedir. Zorlanmış akışkan hareketi ile ısı transferinde taşınım katsayısı, akışı karıştıran ve vorteksler üreten alanlar boyunca akışkanın doğrusal hızına bağlıdır. Taşınım katsayısının farklı akışkanlardaki doğal taşınım ve zorlanmış taşınım için değerleri Çizelge 3.3'de verilmektedir (Yeşildal, 2007).

Çizelge 3.3. Isı transferinin tipik değerleri.

Proses	h [W/m^2.K]
Doğal konveksiyon	
Gazlar	2-25
Sıvılar	50-1000
Zorlanmış konveksiyon	
Gazlar	25-250
Sıvılar	50-20000
Faz değişimi ile konveksiyon	
Kaynama veya yoğuşma	2500-100000

3.2.1.3 Işınımla ısı transferi

Radyasyonla ısı transferi sonlu sıcaklıktaki malzeme tarafından yayılan ve elektromanyetik dalgalarla iletilen enerjidir. Enerji iletim ve taşınımla transfer edilirken bir madde ortamına gerek duyar, fakat radyasyonda buna gerek yoktur. Sonlu sıcaklıktaki her bir cisim ya da nesne radyasyon yaydığı gibi aynı zamanda bu cisim ya da nesneler çevrelerindeki radyasyon yayan cisimlerin yaydığı bu radyasyonlar için alıcı konumundadır. Bu olay radyasyonun soğurulması olarak bilinir. Bu nedenle radyasyonun etkisinden bahsedilirken aşağıdaki eşitlikle verilen bir yüzey ve çevresi arasındaki net radyasyon ısı değişim miktarını dikkate almak gerekmektedir.

Radyasyonun etkisi hesaplanırken Denklem "Eş 3.3" te ifade edildiği gibi bir yüzey ve çevresi arasındaki net radyasyon ısı değişim miktarı dikkate alınır. Burada σ, Stefan- Boltzman sabiti olup birimi W/m^2K^4'dür; ε, yayma oranı olup birimsizdir; A, yüzey alanı olup birimi m^2'dir; Q_{rad}, ışınım ile ısı transferi miktarı olup birimi $Watt$'tır; T_y yüzey sıcaklığı olup birimi $Kelvin$'dir ve T_∞, ortam sıcaklığı olup birimi $Kelvin$'dir.

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

Endüstriyel uygulamaların genelinde yukarıda bahsedilen ısı transfer mekanizmaları ya tek başına ya da birbiriyle kombinasyonlu olacak şekilde görülmektedir.

3.2.2. Isı Transferinin İyileştirilmesi

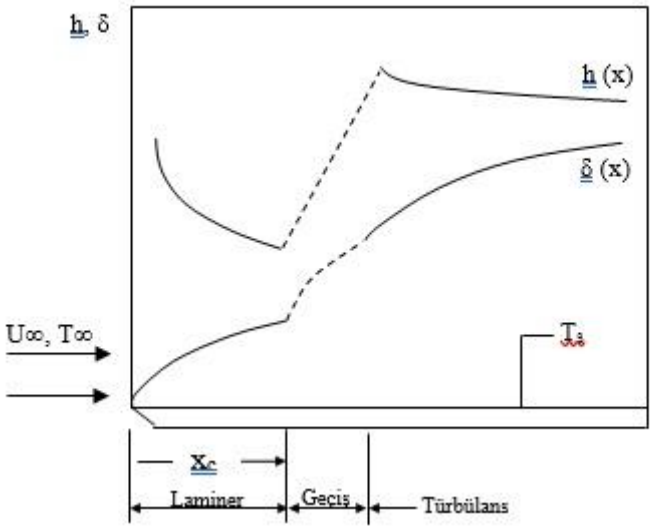
Sınır tabaka kalınlığının özellikle taşınımla ısı transferi işlemlerinde önemli etkisi vardır. Sınır tabakanın sürekli yenilenmesini sağlamak ve kalınlığını azaltmak taşınımla ısı transferi işlemini iyileştirecektir. Bu amaçla akışın söz konusu olduğu yüzeyler üzerinde yapılan değişik geometrik uygulamalar sınır tabaka gelişimini etkiler. Özellikle akış sistemindeki ani kesit değişimleri varsa, bu ani kesit değişimleri akış sisteminde sınır tabaka ayrılmalarına neden olacaktır. Sınır tabaka ayrılmalarının gerçekleştiği bölgelerde vorteks (girdap) oluşur. Vorteks oluşumu sırasında sistemde enerji kaybı meydana geleceği için bu işlemin kontrollü olarak gerçekleştirilmesi istenmektedir.

Esasen vorteks bir dönme ekseni etrafında dönen akıştır. Vorteksler yukarıda bahsedildiği gibi akışkan sürtünmesi ve ayrılmalarla üretilirler. Temel olarak boyuna ve enine vorteksler olarak ikiye ayrılabilir. Enine vortekslerin eksenleri akış yönüne diktir. Çapraz akışta sonsuz dairesel bir silindirin arkasındaki Karman vorteks yolu enine bir vorteks sisteminin tipik bir örneğidir. Enine vortekslerde ikincil akışlar ana akışa zıt yöndedir ve eğer silindir cidara yakın yerleştirilmişse akışın silindirin arkasına dönmesine neden olur.

Isı transferi hızını artırma normal olarak ısı transfer katsayısını artırma ile ilgilidir. Örneğin yüzey alanı artırılmış veya işlem görmüş bir yüzey, düz ve pürüzsüz bir yüzeye göre daha yüksek ısı transferi katsayısı verir (Reay, 1991).

Isı taşınım katsayısını arttırmak için genellikle boru veya kanal içinde türbülans artırıcı yollar denenir. Zira, akışkan ile kanal duvarı arasındaki ısı transferinde ısıl sınır tabaka önem taşımaktadır. Sınır tabaka akış türü ile ilgili olup laminar akışta daha kalın, türbülanslı akışta daha incedir. Bu nedenle türbülanslı akışta ısı transferi laminar akışa göre daha iyidir. Sınır tabaka kalınlığı inceldikçe akışkan ile kanal/boru arasındaki ısı transferi daha iyi olmaktadır (Incropera, 1996).

Sınır tabaka kalınlığı δ ile konvektif ısı transfer katsayısı arasındaki ilişki Şekil 3.7'de görülmektedir.



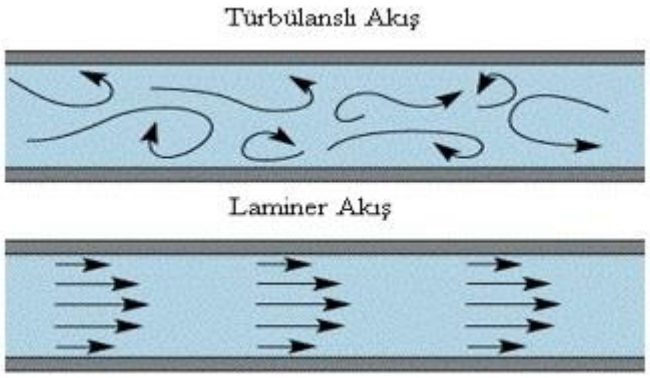
Şekil 3.7. Sabit sıcaklıkta bir düz levha üzerinde akış için hız sınır tabaka kalınlığı ve yerel ısı transfer katsayısının değişimi.

Bu çalışmadaki akışa dik olarak yerleştirilen kanatlar, arkalarında kompleks yapıda vorteksler sistemi meydana getirir. Plaka üzerine etkiyen çarpan jetin duvar jeti bölgesinde kanadın akışı karşılayan kenarında akış ayrılmaları nedeniyle ana vorteksler oluşurken, kanadın basınçlı kısmında cidara yakın vorteks çizgilerinin deformasyonu nedeniyle köşe vorteksler oluşur. Ayrıca ana ve korner vortekslerin ters yönünde dönen etkilenmiş bir vorteks yapısı da meydana gelir. Bu vortekslerin birleşik etkileri plaka üzerindeki sıcaklık alanını bozar ve sonunda bir akışkan kanatçıklı plaka arasındaki ısı transferinin iyileşmesine yardım eder. Bir vorteks üreteci ısı transferini iyileştirirken beraberinde dağılmalar ve basınç kayıplarını da artırır.

Taşınımla ısı transferi problemlerinde ısıl sınır tabaka kadar hız sınır tabakada önemlidir. Akışkan, herhangi bir ortamda akarken laminer, geçiş ya da türbülanslı akım rejimlerinde bulunur. Yüzey sürtünmesi ve taşınımla ısı transferi genellikle akışın laminer ya da türbülanslı oluşu ile ilgidir.

Akışların bir kısmı düzenli ve çalkantısız iken diğer kısmı çok düzensizdir. Çok düzenli akışkan hareketi olan çalkantısız akışkan tabakaları laminer olarak tanımlanır. Yağ gibi yüksek viskoziteli akışkanların düşük hızlardaki akışı çoğunlukla laminerdir. Çoğunlukla yüksek hızlı ve hız çalkantılarıyla tanımlanan çok düzensiz akışkan

hareketleri ise türbülanslı olarak bilinir. Şekil 3.8'de laminer ve türbülanslı akışlar gösterilmektedir. Hava gibi düşük viskoziteli akışkanların yüksek hızlardaki akışı genellikle türbülanslıdır. Akışın karakteri, gereken pompalama gücünü direkt olarak etkiler. Laminer ve türbülanslı akış arasında devamlı değişim gösteren akış, geçiş olarak isimlendirilir. 1880'li yıllarda Osborne Reynolds tarafından yapılmış olan deneyler ile borudaki akışların rejiminin belirlenmesinde esas parametre olan Reynolds sayısının ortaya çıkmıştır (Çengel ve Cimbala, 2007).



Şekil 3.8. Laminer ve türbülanslı akışlar.

Akışın laminer veya türbülanslı olmasına atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı olarak tanımlanan Reynolds sayısının almış olduğu değerler ile karar verilir. İç akış sistemlerinde Reynolds sayısı 2300'den küçük ise akım çizgilerinin veya akım yüzeylerinin, moleküler karışmanın çok küçük olan tesirleri hariç, bütün uzunlukları boyunca birbirinden tamamen ayrı ve karışmaksızın kaldıkları düzgün akım olan Laminer akım söz konusudur. Reynolds sayısının 2300'den büyük olduğu durumda akışkanın hareketi esnasında akışkan elemanlarının birbirlerini kesen yörüngeler izledikleri ve birbirlerine karışarak aktıkları akım tipi olan türbülanslı akım söz konudur.

Düz plaka üzerinde paralel akışta laminerden türbülanslı akışa geçiş; yüzeyin şekline, yüzey pürüzlülüğüne, yukarı akım hızına, yüzey pürüzlülüğüne, yukarı akım hızına, yüzey sıcaklığına, akışkanın türüne ve daha birçok şeye bağlıdır ve en iyi şekilde Reynolds sayısı ile karakterize edilebilir. Düz plakanın giriş kenarından x kadar uzaklıktaki Reynolds sayısı aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\mathrm{Re}_{x,cr} = \frac{\rho V x_{cr}}{\mu} = 5x10^5 \quad (3.4)$$

Burada V yukarı akım hızı, x ise şeklin karakteristik uzunluğudur. Düz plaka için bu uzunluk, akış yönünde plaka uzunluğudur. Boru akışından farklı olarak düz plakada Reynolds sayısı akış boyunca değişir ve plakanın sonunda $Re_L=V_L/\nu$'ye ulaşır. Düz plakadaki her bir nokta için karakteristik uzunluk, akış yönünde giriş kenarından itibaren bu noktanın x uzaklığıdır.

Pürüzsüz düz plaka üzerindeki akışta laminerden türbülansa geçiş $Re\approx1x10^5$ civarında başlar, ancak akış, Reynolds sayısı çok daha yüksek değerlere ulaşmadan (tipik olarak $3x10^6$) tam türbülanslı hale gelmez. Mühendislik analizlerinde genel olarak kabul edilmiş kritik Reynolds sayısı değeri,

$$\mathrm{Re}_{x,cr} = \frac{\rho V x_{cr}}{\mu} = 5x10^5 \quad (3.5)$$

olarak verilir. Düz plaka için mühendislikteki kritik Reynolds sayısının bu gerçek değeri, yüzey pürüzlülüğüne, türbülans seviyesine ve yüzey boyunca basıncın değişimine bağlı olarak 10^5'ten $3x10^6$'ya kadar değişebilir.

3.2.3. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), esas olarak akışkan davranışının etkili olduğu problemlerin, sayısal yöntem ve algoritmalar ile bilgisayar ortamında çözülerek analizinin yapıldığı, akışkanlar mekaniğinin dalıdır.

Akışın olduğu mühendislik sistemlerinin tasarımı ve analizinde, deney yapma ve hesaplama olmak üzere iki temel yaklaşım vardır. Bu yaklaşımlardan birincisi, genellikle rüzgâr tünelinde veya başka ortamlarda test edilecek modellerin yapımını gerçekleştirir; ikincisi ise diferansiyel denklemlerin diferansiyel analitik veya sayısal olarak çözülmesini kapsar. HAD, akış denklemlerinin bir bilgisayar veya paralel olarak çalışan birkaç bilgisayar kullanılarak çözümüdür. Mühendislikte, birbirini tamamlayan deneysel analiz ve HAD analizin ikisi de kullanılır. Örneğin kompleks geometriler, viskozite, sıcaklık farkları gibi parametreler klasik akışkanlar mekaniğinin esas

denklemlerine uygulandığında çözüm oldukça zor, hatta çoğunlukla olanaksızdır. Klasik akışkanlar mekaniğinde sadece düz levhalar, dairesel kesitli borular gibi idealize edilmiş basit geometrilerde sonuca ulaşılabilirken geriye kalan gerçek problemlerin %99'unda sonuca ulaşabilmek için hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılır. HAD'de analiz yapılırken akış bölgesi, akışa ait esas diferansiyel denklemlerin simülasyonunu yapan küçük düzgün elemanlardan ve noktalardan oluşan ağ yapısına bölünür ve bu küçük düzgün elemanlardan iterasyonlar ile basamak basamak tüm çözüme ulaşılır. Bununla birlikte sayısal analizlerden ve deney yaparak bulunan genel büyüklükler karşılaştırılarak HAD çözümlerini doğrulamak için genellikle deneysel veriler kullanılır. HAD, sonrasında, düzgün bir şekilde kontrol edilen parametrik irdelemelerle, gereken deneysel test sayısını azaltarak tasarım prosesini kısaltmak amacıyla kullanılır (Çengel ve Cimbala, 2007).

HAD'nin mevcut durumu özetlenirse: HAD ile laminer akışlar kolay bir şekilde çözümlenirken, türbülanslı akışları türbülans modelleri kullanmaksızın çözmek mümkün değildir. Maalesef genel bir türbülans modeli mevcut değildir ve bir türbülanslı HAD çözümü, yalnızca türbülans modeli ne kadar uygunsa o kadar iyidir. Her ne kadar böyle bir sınırlama olsa da standart türbülans modelleri çoğu mühendislik problemlerinde yeterli sonuçlar verir (Çengel ve Cimbala, 2007).

HAD, kompleks akış çözümlemelerinde harikulade bir programdır, fakat HAD'nin kullanılmasında, sayısal ağ meydana getirilmesinden, gerçeğe uygun sınır şartlarının belirlenmesine ve sonuçların yorumlanmasına kadar geçen süreçte deneyim, bilgi, yetenek ve dikkat gerektiği gözden kaçırılmamalıdır.

HAD, bilim insanları ve mühendisler için, akış çözümlemelerinde vazgeçilmez bir program olmuştur. Bu yaygın kullanımın sebebi, HAD'nin sağladığı avantajlardır. HAD'nin önde gelen üstünlüklerinden bazıları aşağıdaki gibidir.

HAD yazılımlarıyla yapılan sayısal analiz sayesinde, sonuçlar ve yapay deney ortamı, analizden sonra da ulaşılabilir olur. Mesela; basınç bilgisinin alınmak istediği geleneksel bir deneyin hız ölçümü için yeniden yapılması gerekir. Halbuki HAD ile hız bilgisi dahil birçok değişkene ait olan bilgiler de çözümün bir parçasıdır. Bu sayede yeni simülasyonlara, zahmetli kurulumlara ihtiyaç duyulmaz.

HAD, akış özelliklerinin, akış bozulmadan incelenmesine imkân sağlarken; klasik ölçüm metotlarında akış bozulmadan incelenmesi çoğunlukla mümkün olmaz.

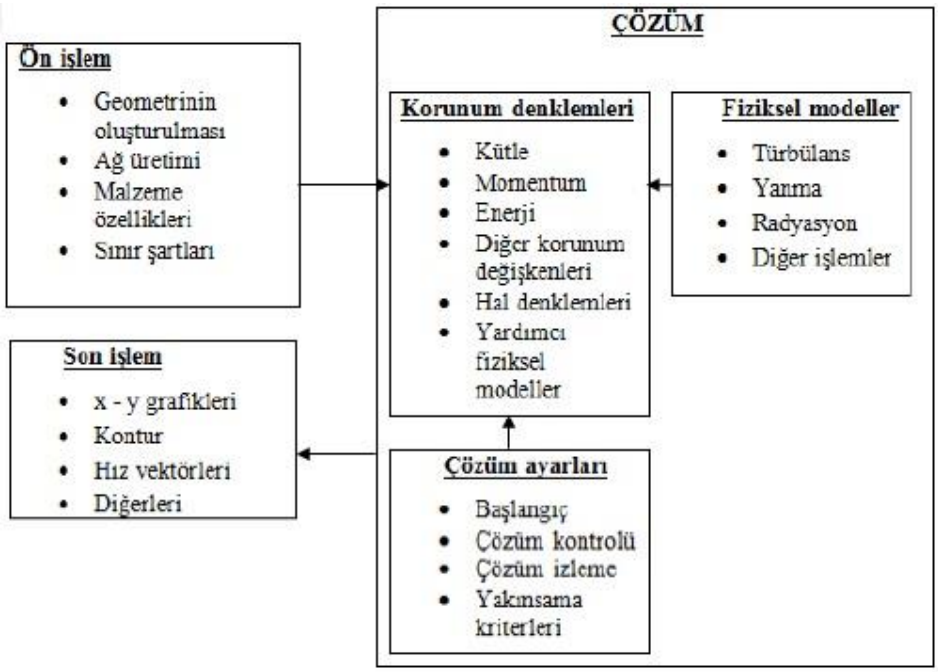
Mesela, akış içerisinde hız için yerleştirilen pitot tüpü, zeten doğal akışı bozmaktadır, ya da bir pompa performansı ölçülürken kullanılan manometre, debimetre, gibi cihazlar doğal akışı etkilemektedir. HAD'de her bir sayısal ağ elemanı tek başına bir ölçüm noktası olduğu için, bu tip cihazlardan etkilenmeyen, bağımsız veriler elde edilebilir.

HAD, başka bir açıdan düşünülürse, bilgisayar ortamındaki esnek bir deney laboratuvarıdır. Tasarımcı ve analiz yapanlara sanal prototipler üstünde deney yapma imkânı sağlayan HAD ile direkt veriler ile çalışılabilir. Örneğin; yeni tasarlanmış olan bir otomobile ait aerodinamik özelliklerini araştırmak ve optimizasyonu yapmak için yüzlerce prototipin üretilmesine ihtiyaç duyulmadan, ya da bir fan tasarım optimizasyonu yapılırken birbirinden çok az farkları bulunan onlarca çark prototipinin üretilmesine ihtiyaç duyulmadan, testler bilgisayarda yapılabilir ve üretim için yalnızca en iyi sonucun elde edildiği tasarımlar seçilebilir. HAD, tasarımcılara rekabet koşullarında çok önemli olan maliyet ve zaman avantajı sunar.

3.2.4. Ansys Fluent

Fluent, sonlu hacimler metodunu kullanan bir HAD yazılımıdır. 1983 yılından beri yeryüzü genelinde çoğu endüstri alanında kullanılan ve her geçen gün gelişerek dünya genelindeki HAD piyasasında en fazla tercih edilen yazılımlardan biri olan Fluent, yeni nesil teknolojiyi kapsayan ticari HAD yazılımı olmasıyla kullanıcıların sorunlarına kolay ve kısa zamanda çözümler üretebilmektedir. Fluent, genel amaçlı bir HAD yazılımı olarak, otomobil sektörü, uzay ve havacılık alanı, beyaz eşya turbomakine alanı (fanlar, kompresörler, pompalar, türbinler vb), kimya ve kimyasal sektörü, yiyecek ve içecek endüstrisi gibi birbirinden çeşitli endüstrileri kapsayan ısı geçişi ve akışkanlar mekaniği problemlerinin çözülmesinde kullanılabilir. Böylece Fluent, kullanıcısına çeşitli problemler için aynı arayüzü kullanarak çözüme ulaşma imkânı sağlar. Fluent, sahip olduğu çözücü teknolojisi ve içerisinde barındırdığı farklı fiziksel modeller sayesinde laminer geçişsel ve türbülanslı akışlara, iletim, konveksiyon ve ışınım ile ısı transferini kimyasal tepkimeleri kapsayan problemlere, çabuk ve doğru çözümler üreterek, AR-GE bölümlerinin tasarım sürecinde güvenilir araçlarından biri olmaya adaydır.

HAD analizleri genellikle üç aşamadan oluşur. Bu aşamalar sırasıyla, katı model ve sayısal ağ tabakası oluşturulması, sınır şartları ve çözüm ayarlarının tanımlanması, çözümün yapılması, sonuçların işlenmesi ve yorumlanması olarak sıralanabilir.



Şekil 3.9. Hesaplamalı akışkanlar mekaniği akış şeması.

Daha detaylı olarak incelemek gerekirse Şekil 4.1. üzerinde, ön işlem, çözüm ve son işlem olarak gruplandırma yapılabilir.

Ön işlem, ilk olarak çözümü yapılmak istenilen sistemin CAD ortamında katı modellemesiyle (akış hacmi vb.) başlar. Oluşturulan bu model üzerinde sayısal ağ (mesh) çalışması yapılır. Malzeme özellikleri (yoğunluk, iletkenlik vb.) programın ara yüzünden sistem üzerine tanımlanır. Sınır şartlarınında (giriş hava sıcaklığı, giriş debisi, toprak sıcaklığı vb.) tanımlanması ile ön işlem bölümü noktalanır.

Çözüm kısmında arka planda süreklilik, Navier-Stokes, enerji denklemleri çözümlenir. Bunlara ek olarak akış yapısına uygun olarak türbülans denklemi bu kısımda seçilir. Çözüm ayarları, çözüm süresini etkileyebilecek parametreler içermektedir. Bundan dolayı uygun çözüm ayarları seçilmelidir. Uygun çözüm ayarları her bir durum için farklılık gösterebileceğinden dolayı, doğru çözüm ayarı diye bir kavram mevcut değildir. Analizin yakınsama durumu, kullanılan monitörler (çözüm izleme) ile takip edilmelidir.

Son işlem aşamasında ise tamamlanan analiz sonrasında elde edilen sonuçlar incelenir. Oluşturulan kontur, vektör ya da grafikler yardımıyla görsel sonuçlar elde edilebilir.

HAD analizlerinde aşağıdaki çözümleme tekniklerinden yararlanılır, sonlu farklar yöntemi, sonlu elemanlar yöntemi, spectral yöntem, sonlu hacimler yöntemidir.

Sonlu farklar yönteminde, akış problemlerinin bilinmeyen özellikleri koordinat çizgileri üzerindeki ağ noktalarında tanımlanır. Sonlu farklar yaklaşımının türevleri her bir ağ noktasında ve onun en yakın komşularında genellikle kısaltılmış Taylor serisi açılımı kullanılarak oluşturulur. Ana denklemlerdeki türevler sonlu farklarla değiştirilerek cebirsel denklemler oluşturulur.

Sonlu elemanlar yönteminde, bilinmeyen değişkenler her eleman üzerinde basit parçalı fonksiyonlarla (lineer veya ikinci dereceden polinomlarla) ifade edilir. Bu polinomlar (yaklaşık fonksiyonlar) temel denklemlere konulduğu zaman tam olarak tutmayıp artık meydana getirecektir. Bu artıklar ağırlık fonksiyonları ile çarpılarak ve çözüm alanı üzerinde integrali alınarak en aza indirilir. Sonuç olarak yaklaşık fonksiyonların bilinmeyen katsayıları için cebirsel bir denklem takımı elde edilir.

Spectral yöntem, bilinmeyen değişkenlerin kısaltılmış Fourier serisi veya Chebyshev polinomları kullanılarak ifade edilmesiyle oluşur. Sonlu fark ve sonlu eleman yaklaşımından farklı olarak buradaki ifadeler bölgesel değil tüm çözüm alanı için geçerlidir.

Sonlu hacim yöntemi özel sonlu farklar formülasyonu olarak geliştirilmiştir. FLUENT, FLOW3D, PHOENICS ve STAR-CD gibi ticari HAD kodları sonlu hacimler yöntemini kullanmaktadır. Temel akış denklemleri her bir kontrol hacmi üzerinde integre edilir. Bu şekilde değişkenlerin kontrol hacmi üzerinde korunumu sağlanır (kütle, momentum ve enerji korunumu).

3.2.5. Sayısal analizde kullanılan temel denklemler

Temel korunum kanunları diferansiyel bir akış elemanına uygulanırsa temel diferansiyel denklemler elde edilir.Temel fiziksel prensipler; kütlenin korunumu, Euler veya Navier-Stokes, denklemleri, enerji denklemi, termodinamiğin ikinci kanunu için denklem elde edilir.

3.2.5.1. Kütle korunumu prensibi ve süreklilik denklemi

Kartezyen koordinatlarda, sıkıştırılamaz ve türbülanslı akış için süreklilik denklemi Eşitlik 3.6' de gösterildiği gibidir (Zuckerman ve Lior, 2006).

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}=0 \tag{3.6}$$

Burada u, v ve w sırasıyla x, y ve z yönündeki hız bileşenleridir.

3.2.5.2. Momentumun korunumu prensibi ve momentum denklemi

Türbülanslı akış için momentum denklemi Eşitlik 3.7' de sunulmuştur (Zuckerman ve Lior, 2006).

$$\rho\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\overline{u_i}\,\overline{u_j}\right)=-\frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial \overline{x_j}}+\frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_j}\right)-\rho\overline{u_i'u_j'}\right] \tag{3.7}$$

Bu denklemlerde ū, v ve w ortalama hız bileşenleri değerlerini, u', v' ve w' ortalama hız bileşenleri dalgalanmalarını (fluctuation) göstermektedir. Alt indisler ise x, y ve z eksenlerini temsil etmektedir. Sırasıyla bu eksenler i ve j olarak denklemlerde gösterilmektedir. Denklemlerde ρ akışkan yoğunluğunu, μ akışkan viskozite değerini, p ise akışkanın basıncını göstermektedir.

3.2.5.3. Enerjinin korunumu prensibi – Enerji denklemi

Türbülanslı akış için enerji denklemi Eşitlik 3.8'de sunulmuştur (Zuckerman ve Lior, 2006).

$$\rho C_p\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\overline{u_\iota}.\overline{T}\right)=\frac{\partial}{\partial x_i}\left[k\frac{\partial \overline{T}}{\partial x_i}-\rho C_p\overline{T'u_\iota'}\right] \tag{3.8}$$

Burada i ve j alt indisleri sırasıyla x, y, z eksenlerini, T akışkanın ortalama sıcaklığını, T türbülans nedeniyle meydana gelen akışkanın ortalama sıcaklık

dalgalanmasını, Cp akışkanın özgül ısısını, $u_l{}'$ akışkanın ortalama hız dalgalanmasını, k akışkanın ısı iletim katsayısını ve ρ ise akışkanın yoğunluğunu göstermektedir.

3.2.5.4. Euler denklemi

Kartezyen koordinat düzlemi için Euler Denklemi Eşitlik 3.9'da sunulmuştur.

$$a_x = \frac{Du}{dt} = \frac{\partial u}{\partial t} + u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} + w\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x} + f_{bx} \tag{3.9}$$

3.2.5.5. Navier-Stokes denklemi

Navier-Stokes Denklemleri'nin çalkantı hızları da dikkate alınarak gelişmiş hali Eşitlik 3.10'da sunulmuştur (Kırkköprü ve Ayder, 2004).

$$\rho\left(\overline{u}\frac{\partial \overline{u}}{\partial x} + \overline{v}\frac{\partial \overline{u}}{\partial y} + \overline{w}\frac{\partial \overline{u}}{\partial z}\right) = -\frac{\partial \overline{p}}{\partial x} + \mu\nabla^2\overline{u} - \rho\left[\frac{\partial \overline{u'^2}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial z}\right]$$

$$\rho\left(\overline{u}\frac{\partial \overline{v}}{\partial x} + \overline{v}\frac{\partial \overline{v}}{\partial y} + \overline{w}\frac{\partial \overline{v}}{\partial z}\right) = -\frac{\partial \overline{p}}{\partial y} + \mu\nabla^2\overline{v} - \rho\left[\frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v'^2}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial z}\right]$$

$$\rho\left(\overline{u}\frac{\partial \overline{w}}{\partial x} + \overline{v}\frac{\partial \overline{w}}{\partial y} + \overline{w}\frac{\partial \overline{w}}{\partial z}\right) = -\frac{\partial \overline{p}}{\partial z} + \mu\nabla^2\overline{w} - \rho\left[\frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{w'^2}}{\partial z}\right] \tag{3.10}$$

3.2.6. HAD yazılımlarının avantajları

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), bilim insanları ve mühendisler için, akış çözümlemelerinde vazgeçilmez bir program olmuştur. Bu yaygın kullanımın sebebi, HAD'nin sağladığı avantajlardır. HAD'nin önde gelen üstünlüklerinden bazıları aşağıdaki gibidir.

HAD yazılımlarıyla yapılan sayısal analiz sayesinde, sonuçlar ve yapay deney ortamı, analizden sonra da ulaşılabilir olur. Mesela; basınç bilgisinin alınmak istediği geleneksel bir deneyin hız ölçümü için yeniden yapılması gerekir. Halbuki HAD ile hız bilgisi dahil birçok değişkene ait olan bilgiler de çözümün bir parçasıdır. Bu sayede yeni simülasyonlara, zahmetli kurulumlara ihtiyaç duyulmaz.

Geleneksel deneylerde kullanabilecek sensörler ve ölçüm cihazları kısıtlıdır. Hâlbuki bir HAD analizinde, kullanılan milyonlarca sayısal ağ elemanı kadar ölçüm elemanı vardır ve bilgi dağılımları, deneylerdeki gibi yalnızca ayrık veriler şeklinde değil aynı zamanda gradyenler olarak yaygın bir alanda görülür.

HAD, akış özelliklerinin, akış bozulmadan incelenmesine imkan sağlarken; klasik ölçüm metotlarında akış bozulmadan incelenmesi çoğunlukla mümkün olmaz. Mesela, akış içerisinde hız için yerleştirilen pitot tüpü, zeten doğal akışı bozmaktadır, ya da bir pompa performansı ölçülürken kullanılan manometre, debimetre, gibi cihazlar doğal akışı etkilemektedir. HAD'de her bir sayısal ağ elemanı tek başına bir ölçüm noktası olduğu için, bu tip cihazlardan etkilenmeyen, bağımsız veriler elde edilebilir.

HAD, başka bir açıdan düşünülürse, bilgisayar ortamındaki esnek bir deney laboratuvarıdır. Tasarımcı ve analiz yapanlara sanal prototipler üstünde deney yapma imkanı sağlayan HAD ile direkt veriler ile çalışılabilir. Mesela; yeni tasarlanmış olan bir otomobile ait aerodinamik özelliklerini araştırmak ve optimizasyonu yapmak için yüzlerce prototipin üretilmesine ihtiyaç duyulmadan, ya da bir fan tasarım optimizasyonu yapılırken birbirinden çok az farkları bulunan onlarca çark prototipinin üretilmesine ihtiyaç duyulmadan, testler bilgisayarda yapılabilir ve üretim için yalnızca en iyi sonucun elde edildiği tasarımlar seçilebilir. HAD, tasarımcılara rekabet koşullarında çok önemli olan maliyet ve zaman avantajı sunar.

3.3. Deneysel Verilerin Karakteristik Hesaplamalarda Kullanılması

Kararlı durum için test elemanından transfer edilen ısı miktarı aşağıdaki şekilde ifade edilebilir;

$$Q_{top} = Q_{konv} + Q_{rad} + Q_{kond} \tag{3.11}$$

burada;

$$\dot{Q}_{konv} = \dot{m} C_p (T_{çık} - T_{gir}) = V^2 / R = VI \tag{3.12}$$

Ayrıca sistemde karalı halde taşınım miktarı;

$$Q_{konv} = h_{ort} A_s (T_{yort} - T_{jet}) \tag{3.13}$$

şeklinde de ifade edilebilir.

Kararlı halde kanatlardan ışınımla ısı transferi aşağıdaki noktalara bağlıdır, ışınım yüzeyinin sıcaklığına, ortamdaki sıcaklık dağılımına, kanatların ve taban plakanın yayma oranına, ısı transfer yüzeyine, kanatların birbirlerini engellemelerine (Tahat ve ark., 1994).

Hesaplamalarda ışınım yüzeyinin sıcaklığı ve kanatların birbirlerine göre geometrik durumu şekil faktörü olarak dikkate alınmaktadır. Toplam karalı hal ışınımla ısı transferi;

$$Q_{rad} = F A_S \sigma \left(T_y^4 - T_h^4 \right) \tag{3.14}$$

şeklinde ifade edilir. Burada F şekil faktörü, σ Stefan-Boltzman sabiti, A_s yüzey alanı, T_y ve T_h sırasıyla yüzey ve havanın sıcaklıklarıdır. Test bölgesi daha öncede belirtildiği gibi yalıtıldığı için test elemanının ışınım etkileşiminde bulunabileceği plakanın üst

yüzeyinin sıcaklığı ortamdaki havanın karışım sıcaklığına eşit olduğu için Eşitlik 3.9'da hava sıcaklığı ifade de yer almıştır.

Ancak, bu çalışmada gerek taban plakalar gerekse kanatlar tamamen temizlenmiş ve pürüzsüz yüzeyler olduğundan, ayrıca çalışılan sıcaklıklar çok yüksek sıcaklıklar olmadığı için ışınımla meydana gelecek kayıplar sisteme verilen enerjinin ancak %3-5'i civarında olacaktır. Ayrıca test yüzey ve test bölgesi yalıtım malzemeleriyle iyice yalıtıldığı ve ısıtıcı elamanın bulunduğu kutunun dış yüzeyinde okunan sıcaklığın çevre sıcaklığına yaklaşık eşit olduğu dikkate alınırsa iletim kayıpları da sisteme verilen enerji yanında ihmal edilebilir seviyelerdedir.

$$Q_{toplam} = Q_{konv} \tag{3.15}$$

şekline dönüşür. Sisteme varyakla kontrol edilerek verilen ısı, akım ve gerilimin çarpımından Watt olarak hesap edilir. Bu değer kanal içerisinden geçen havanın aldığı ısıya eşittir ($Q_t = VI$). Bu durumda;

$$Q_{toplam} = Q_{konv} = V^2 / R = VI \tag{3.16}$$

Eşitlik 3.12, 3.13 ve 3.16'dan ortalama ısı transfer katsayısı aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$h_{ort} = \frac{Q_{konv}}{A_s (T_{yort} - T_{jet})} \tag{3.17}$$

Burada T_{yort} ortalama yüzey sıcaklığını, T_{jet} lüle çıkışında ölçülen jetin sıcaklık değerlerini ve A_s de toplam ısı transferi yüzey alanını işaret etmektedir. Literatürdeki çalışmalar incelendiğinde ısı transfer yüzey alanı olarak hem projeksiyon alanı hem de toplam ısı transfer alanı kullanılmaktadır. Bu çalışmada toplam ısı transferi alanı kullanılmıştır. Bu alan kanatların ve taban plakanın oluşturduğu toplam ısı transfer yüzey alanını ifade etmekte olup aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$A_s = WL + N\left[(2bH) + (2th_k)\right] \tag{3.18}$$

Burada W, kanatların üzerine dizildiği taban plakanın genişliğini, L taban plakanın uzunluğunu, b kanatların genişliğini, H kanatların yüksekliğini t kanatların kalınlığını ve N de plaka üzerindeki toplam kanat sayısını ifade etmektedir.

Değerlendirme ölçütü olarak Nusselt sayısı dikkate alınmış, Nusselt sayısı hesap edilirken lülenin iç çapı esas alınmıştır. Boyutsuz büyüklüklerden Nusselt sayısı aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanmıştır:

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \tag{3.19}$$

Türbülanslı akışta lüle kesiti boyunca hız ortalaması hesaplanırken lüle merkezinde ölçülen hız değerinden yararlanılır. Hızın kesit içersindeki ortalaması aşağıdaki eşitlikle hesaplanır:

$$U_{ort} = 0{,}817U_0 \tag{3.20}$$

Boyutsuz sayılardan Reynolds sayısı aşağıdaki eşitlikten hesaplanmıştır. Eşitlikte akışkanın lüle kesitindeki ortalama hızı U_{ort} ve termofiziksel özellikleri akışkanın lüle çıkışındaki bölgesi dikkate alınarak belirlenmiştir.

$$\mathrm{Re} = \frac{D_h U_{ort}}{\nu} \tag{3.21}$$

3.3.1 Isı Transferi Deneylerinin Yapılışı

Deneylerin yapılışında aşağıdaki prosedür izlenmiştir. Taban malzemeleri temizlenerek, açılan kanallara uçlarına ısı iletim bileşiği sürülmüş olan kanatların yerleştirilmesi, ısı alıcının deney sistemine yerleştirilmesi, fanın çalıştırılarak hızın, (h/d) mesafesinin ve nozul çapının deney planındaki ilgili deneye karşı gelen değere

ayarlanması, varyağın istenen güç ve akım değerine ayarlanarak ısıtıcının çalıştırılması, yüzeyden okunan sıcaklık değerlerinde ±0.1^{o}C den fazla salınım gözlenmeyecek kadar beklenmesi, ki bu süre geometriye göre 90-120 dakika civarındadır, kararlı şartlara ulaşıldıktan sonra sıcaklık verilerinin kaydedilmeye başlanması adımları ile deneyler yapılmıştır.

3.3.2. Sayısal Çözümlemenin Yapılışı

ANSYS 19.0 aracılığıyla yapılan sayısal analizin aşamaları aşağıda sunulmuştur. Design Modeler aracılığıyla, optimum geometriye ait en iyi ısı transferi sonucu alınan geometrinin oluşturulması. Mesh bölümünde bulunan "Generate Mesh" komutuyla ısı alıcı üzerinde sayısal ağ oluşturulması. Ağ örüldükten sonra kalitesi details of mesh bölümünde yer alan statistics bölümünden en boy oranı (aspect ratio), keskinlik (skewness) ve eleman sayısı kontrol edilerek belirlenmesi. Sayısal ağ örüldükten sonra mesh sayfasındaki son işlem olarak parçacıkların isimlendirilmesi. Boundary conditions menüsünde inlet big ve inlet small; değişen hız aralıkları için hesaplanması. (Not: Inlet için ayrıca havanın sisteme giriş sıcaklığı 293 K verildi. Wall_heat_flux için thermal seçeneği heat-flux belirlendi. Isı akısı değeri 2222 W/m2 girildi. Yalıtımlı yüzeyler (wall_isolation) için de thermal seçeneği heat-flux olarak belirlendi, ısı akısı değeri 0 girilerek programda yüzeyin yalıtımlı olduğu tanımlandı. Simetri yüzeylerin (wall_symmetry_part-air, wall_symmetry_part-paddles) tipi symmetry olarak tanımlandı.) Problemler çözüldükten sonra problemin yakınsayıp (converge) yakınsamadığının (diverge) kontrol edilmesi ve graphics and animations menüsünden contours seçeneği sayesinde turbulence→ wall_yplus değerinin 1-5 arası olup olmadığının tespit edilmesi. Result sayfası aracılığıyla sonuçların alınması gibi adımlar şeklinde ele alınmıştır.

3.4. Deneysel Belirsizlikler

Deneysel sonuçlardaki belirsizliği tahmin etmek için çok daha kesin bir yöntem Kline ve McClintock tarafından verilmiştir. Yapılacak bir deney sonucunda x bağımsız değişkenlerinin ölçülmesiyle hesaplanacak olan R bağlı değişkeni, aşağıdaki şekilde

verilmiş olsun. $R = R(x_1, x_2, ..., x_n)$ Burada $x_1, x_2, ..., x_n$; bağımsız değişkenleri R ise sonuç değişkenini göstermektedir. w_R sonuç değişkenindeki belirsizliği, w_1,w_2,w_n ise bağımsız değişkenlerdeki belirsizliği göstermek üzere aşağıdaki ilişki Kline ve McClintock tarafından verilmiştir (Kline ve McClintock, 1953).

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + ... + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.22)$$

Kline ve McClintock tarafından önerilen yöntem kullanılarak, araştırılan boyutsuz parametrelere ait belirsizlikler; Nusselt sayısı için %4,9, ve Reynolds sayısı için %3,3 olarak bulunmuştur. Ayrıca ölçülen ve boyutsuz parametrelerin belirsizliklerine etki eden fiziksel parametrelerin her birisine ait hata katkıları Çizelge 3.4'te verilmiştir (Kline ve McClintock, 1953).

Çizelge 3.4. Ölçülen büyüklüklerdeki belirsizlikler

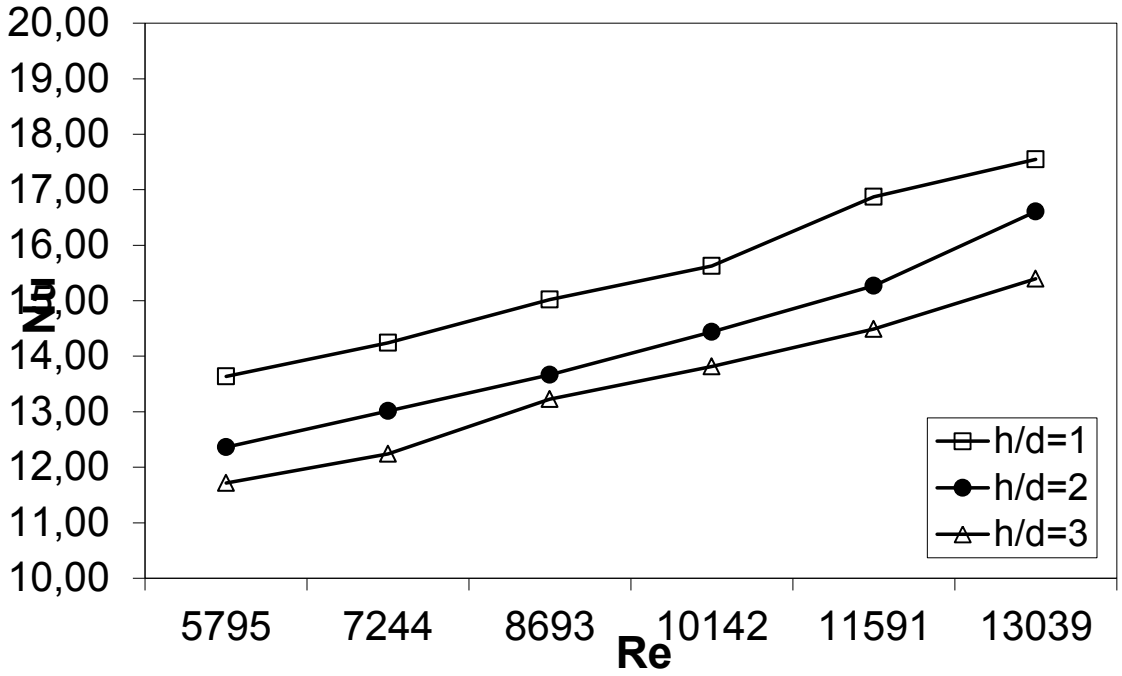
Değişkenler	**Belirsizlik (%)**
Test bölgesine giren havanın hızı, U	5
Sıcaklık, T	0,25
Lüle hidrolik çapı, D_h	0,1
Voltaj, V	0,1
Akım, I	0,72
Havanın dinamik viskozitesi, μ, (tablodan)	0,048
Havanın termal iletkenliği, k, (tablodan)	0,34
Havanın yoğunluğu, ρ, (tablodan)	0,008

4. BULGULAR

4.1. Isı Geçişi Karakteristikleri

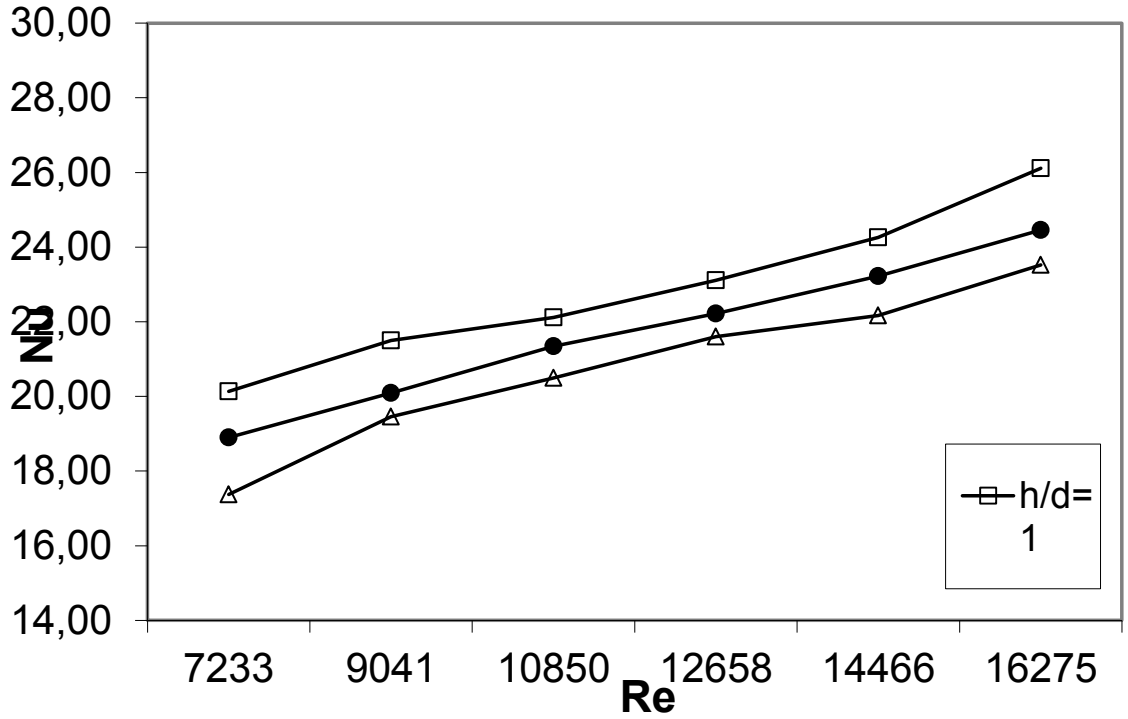
Pasif tekniklerle ısı geçişini iyileştirme işlemlerinde özellikle ısı geçiş elemanı olarak kullanılan yüzeyin geometrik özellikleri ve akış şartları işlemin performansını etkileyen parametrelerdir. Yapılan literatür araştırmasında çarptırılan akışkan hızı ve sıcaklığının, lüle ile levha arası mesafenin, Reynolds sayısının değerinin ve lüle şeklinin çarpan jet verimini etkileyen parametreler olduğu görülmüştür. Yine bu araştırmalar ışığında özellikle kanatlı yüzeylerde kanat yüksekliğinin, genişliğinin, kanat açısının ve kanatların birbirlerine göre diziliş şeklinin akışı ve akışın yapısal özelliklerini etkileyen temel parametreler olduğu tespit edilmiştir. Buna göre bu çalışmada, öncelikle daha önceden Taguchi Yöntemine göre optimize edilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı değiştiricisi üzerinde, sabit ısı akısında farklı lüle çapları, h/d mesafeleri ve hızlar kullanılarak tek değişkenli deney yöntemine göre ısı transferi deneyleri yapılmıştır. Bu deneylerin gerçekleştirilmesinde soğutma uygulamaları için en etkili lüle çapının, h/d mesafesinin ve hız değerlerinin belirlenmesi amaçlanmıştır.

Çalışmada daha önceden çarpan jet deney düzeneğinde tek nozul kullanılarak yapılan optimizasyon sonucu bulunan dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı kullanılmıştır. İncelenen ısı alıcının özellikleri sırasıyla, kanat genişliği 15mm, kanat açısı 30°, kanat yüksekliği 100mm, kanatlar arası yatay mesafe 20mm, kanatlar arası düşey mesafe 10mm, dilimler arası düşey mesafe 10mm, dilimler arası yatay mesafe 20mm'dir. Tek nozul sistemine göre yapılan deneylerde dış çapı 40mm, 50mm, 63mm ve 75mm olan dört farklı lüle kullanılmıştır. Her bir lüle için h/d=1,2,3 mesafelerinde jet hızı(U_0) 4-9m/sn aralığında bulunan altı farklı hız değeri için ısı transferi deneyleri yapılmıştır. Yapılan deneyler sonucunda aşağıdaki grafikler elde edilmiştir.



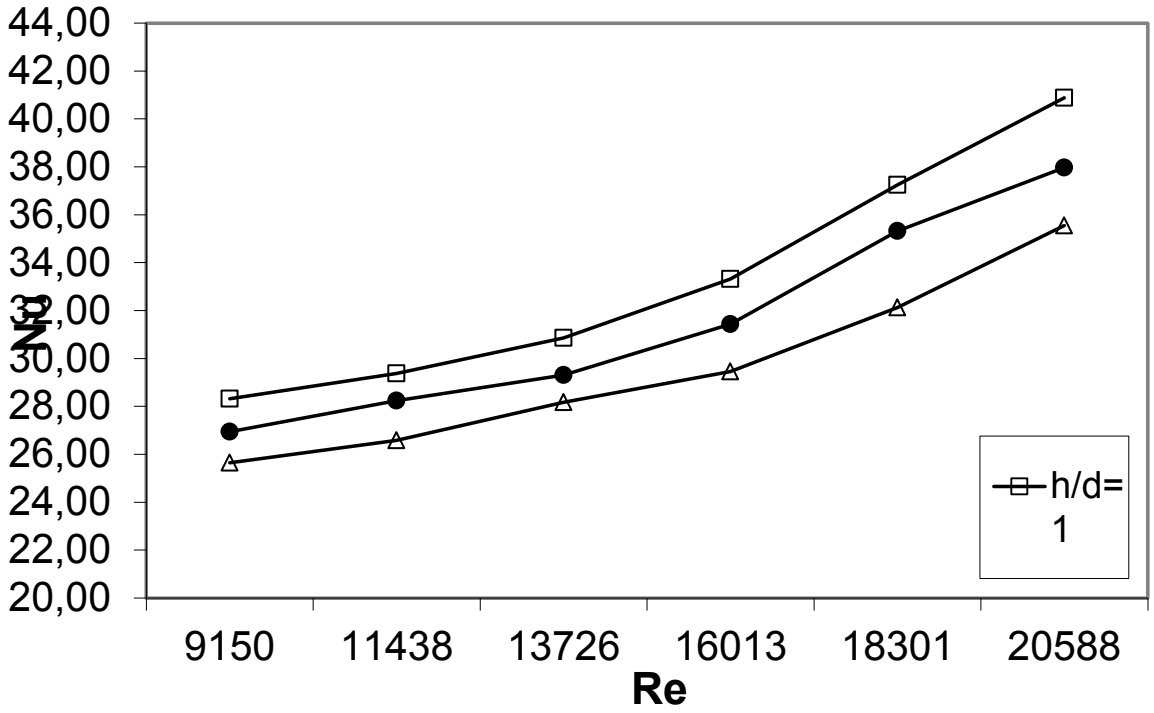
Şekil 4.1. D=40mm çaplı lülede Re sayısı ile Nu sayısının h/d ile değişimi

Buna göre Nusselt sayısı dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcılar için artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda h/d mesafesi arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. Çapı D=40mm olan lüleye ait grafiklerden görüleceği üzere Nusselt sayısı dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcılar için artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda h/d mesafesi arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. D=40mm olan lülede en yüksek Nusselt sayısı h/d=1 mesafesinde hesaplanmıştır. Dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcıda artan hızla birbirini takip eden hız seviyeleri arasındaki Nu sayılarında %4-8 arasında artışlar gözlendi. Dikdörtgen plakada h/d=1 mesafesinde minimum(4,0m/s) ve maksimum(9,0m/s) hızlar arasında Nusselt sayısında %29'lik bir artış gözlenmiştir.



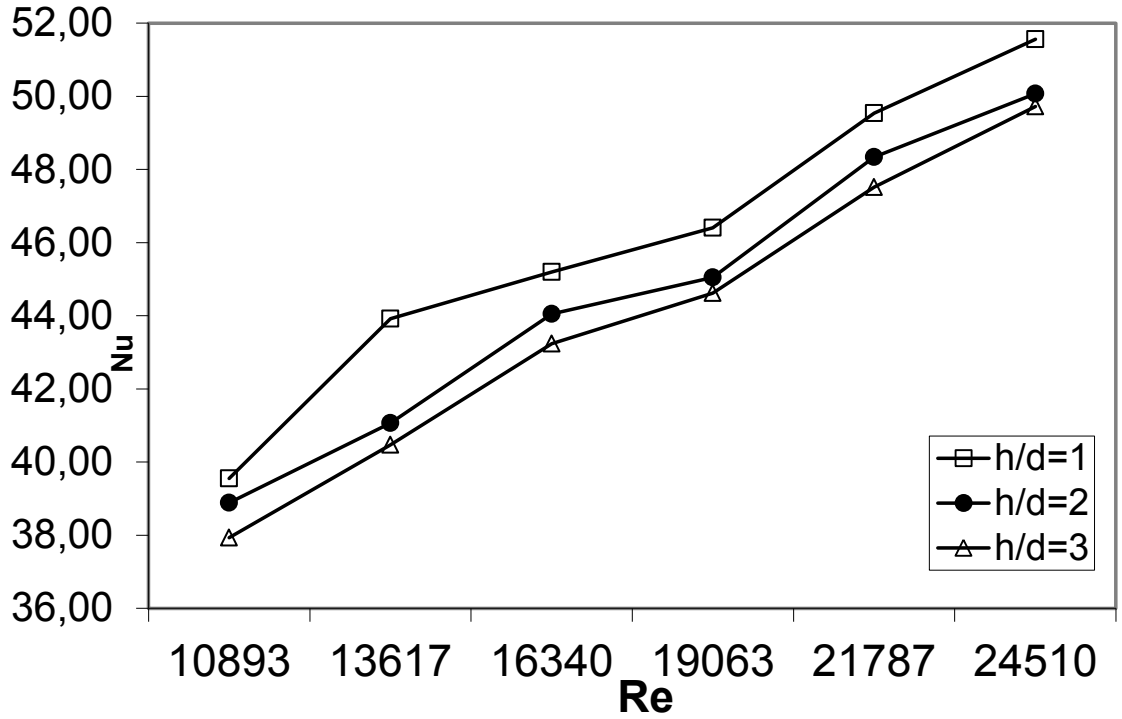
Şekil 4.2. D=50mm çaplı lülede Re sayısı ile Nu sayısının h/d ile değişimi

Çapı D=50mm olan lüleye ait grafikler incelendiğinde Nusselt sayısı dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcılar için artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda h/d mesafesi arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. D=50mm olan lülede en yüksek Nusselt sayısı h/d=1 mesafesinde hesaplanmıştır. Dikdörtgen kanatçıklı plakada artan hızla birbirini takip eden hız seviyeleri arasındaki Nu sayılarında %3-8 arasında artışlar gözlendi. Dikdörtgen plakada h/d=1 mesafesinde minimum(4,0m/s) ve maksimum(9,0m/s) hızlar arasında Nusselt sayısında %30'luk bir artış gözlenmiştir.



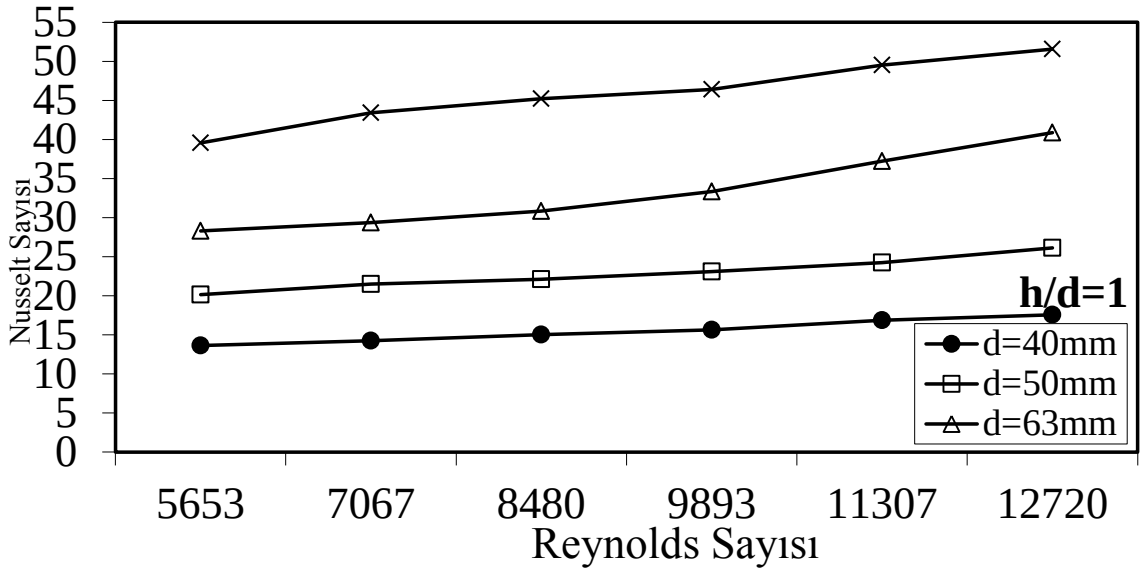
Şekil 4.3. D=63mm çaplı lülede Re sayısı ile Nu sayısının h/d ile değişimi

Çapı D=63mm olan lüleye ait grafiklerden görüleceği üzere Nusselt sayısı dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcılar için artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda h/d mesafesi arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. D=63mm olan lülede en yüksek Nusselt sayısı h/d=1 mesafesinde hesaplanmıştır. Dikdörtgen kanatçıklı plakada artan hızla birbirini takip eden hız seviyeleri arasındaki Nu sayılarında %4-12 arasında artışlar gözlendi. Dikdörtgen plakada h/d=1 mesafesinde minimum(4,0m/s) ve maksimum(9,0m/s) hızlar arasında Nusselt sayısında %44'lük bir artış gözlenmiştir.

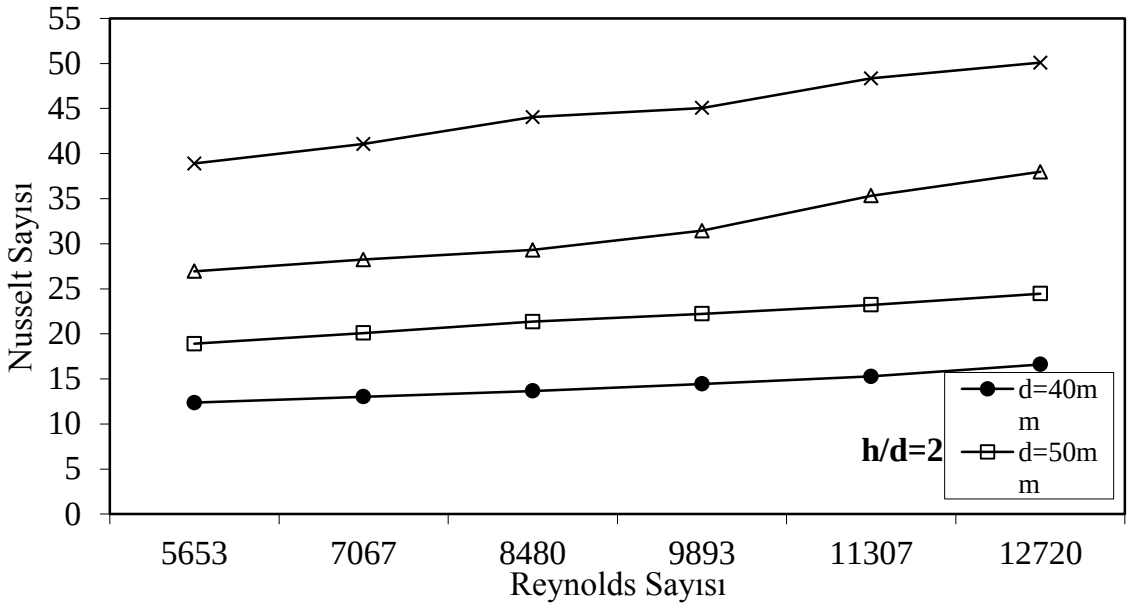


Şekil 4.4. D=75mm çaplı lülede Re sayısı ile Nu sayısının h/d ile değişimi.

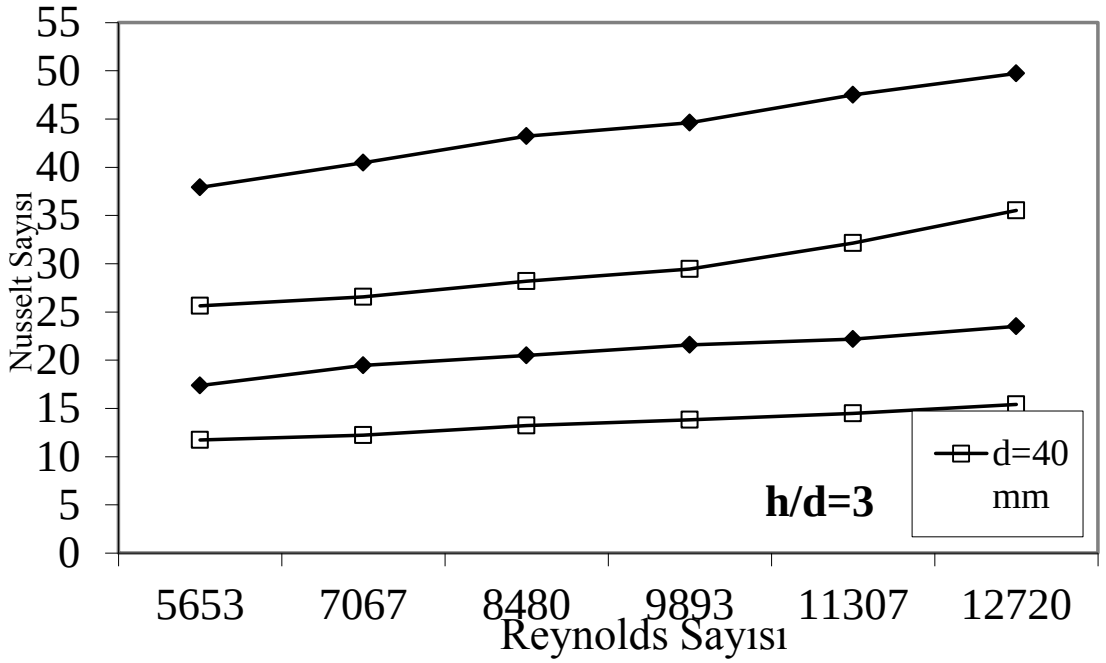
Çapı D=75mm olan lüleye ait grafikler incelendiğinde Nusselt sayısı dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcılar için artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda h/d mesafesi arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. D=75mm olan lülede en yüksek Nusselt sayısı h/d=1 mesafesinde hesaplanmıştır. Dikdörtgen kanatçıklı plakada artan hızla birbirini takip eden hız seviyeleri arasındaki Nu sayılarında %3-11 arasında artışlar gözlendi. Dikdörtgen plakada h/d=1 mesafesinde minimum(4,0m/s) ve maksimum(9,0m/s) hızlar arasında Nusselt sayısında %30'luk bir artış gözlenmiştir.



Şekil 4.5. h/d=1 durumunda Nu sayısı ile Re sayısının lüle çapı ile değişimi.



Şekil 4.6. h/d=2 durumunda Nu sayısı ile Re sayısının lüle çapı ile değişimi.



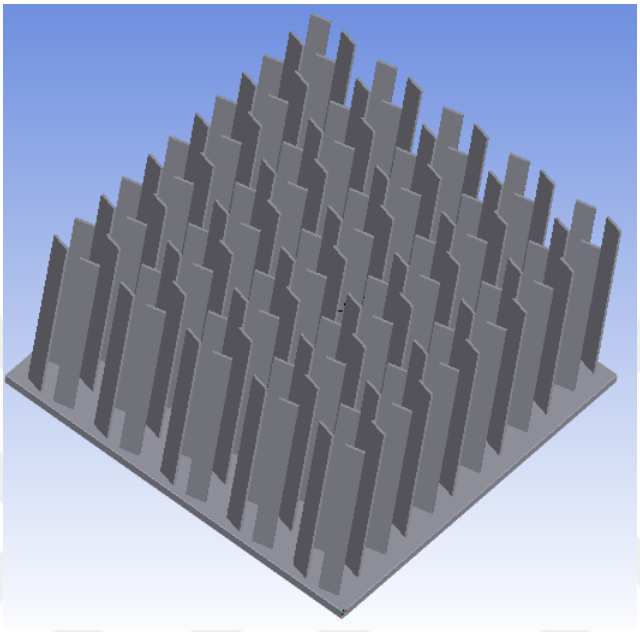
Şekil 4.7. h/d=3 durumunda Nu sayısı ile Re sayısının lüle çapı ile değişimi.

Optimize edilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı üzerinde genel yapı itibariyle h/d mesafesi arttıkça Nusselt sayısı azalmıştır. D=40mm lüle çapına ait h/d mesafeleri arasında maksimum hızda (9,0m/s) Nusselt sayısında %12,2'lik bir azalma, D=50mm lüle çapına ait h/d mesafeleri arasında maksimum hızda (9,0m/s) Nusselt sayısında %9,9'luk bir azalma, D=63mm lüle çapına ait h/d mesafeleri arasında maksimum hızda (9,0m/s) Nusselt sayısında %13,1'lik bir azalma gözlenmiştir. D=75mm lüle çapına ait h/d mesafeleri arasında ise maksimum hızda (9,0m/s) Nusselt sayısında %3,6'lık bir azalma gözlenmiştir.

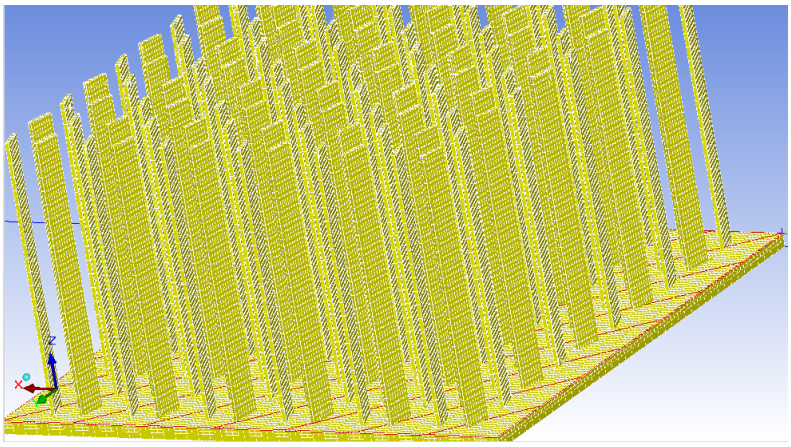
Nusselt sayısı jetin tüm hız seviyeleri arasında hemen hemen aynı seviyede etkilenirken 7m/sn mertebesinde düşük hızlara göre daha fazla etkilenmektedir. Akış hızının maksimum olduğu noktada (9,0m/s) Nusselt sayısı maksimum değer almaktadır. Akış hızının maksimum olması atalet kuvvetlerinin sürtünme kuvvetlerine oranını temsil eden Reynolds sayısı ile doğrudan ilişkilidir. Reynolds sayısının büyüklüğü hız sınır tabakasının da kalınlığını etkilemektedir.

Deneysel çalışmalar sonucunda optimum dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcıları için Nusselt sayısı hız artışı (artan Reynolds sayısı) ile artmış, boyutsuz h/d mesafesi arttıkça azalma göstermiştir. En yüksek Nusselt sayısı; h/d=1 olduğu durumda, 75mm'lik nozul çapı ve 9m/s'lik akış hızında gözlenmiştir.

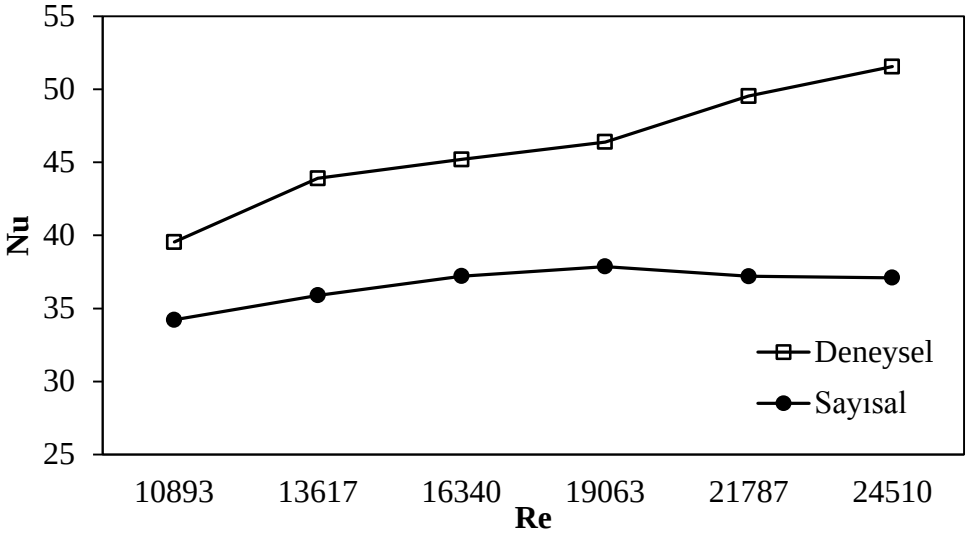
En yüksek Nusselt sayısının elde edildiği şartlar için sayısal analiz yapılmıştır. Analiz sonuçları ve deneysel sonuçlarla olan karşılaştırma aşağıdaki şekilde sunulmuştur.



Şekil 4.8. Optimize edilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı.



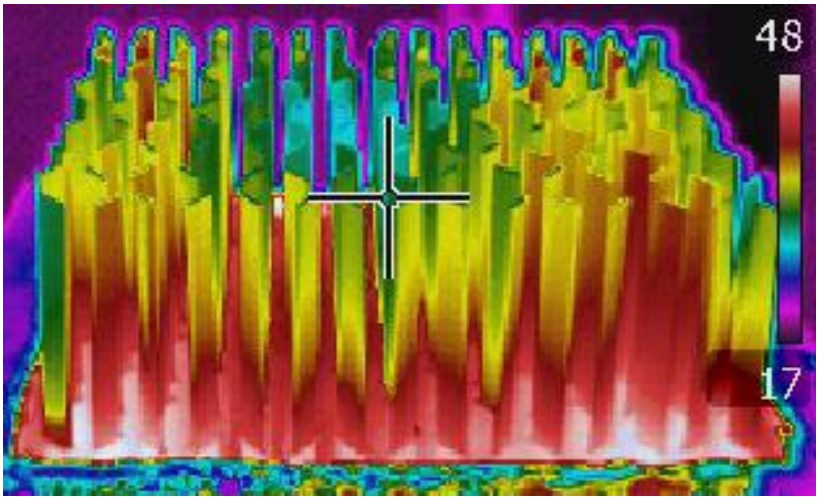
Şekil 4.9. Optimum ısı alıcısı üzerinde örnek mesh görünümü.



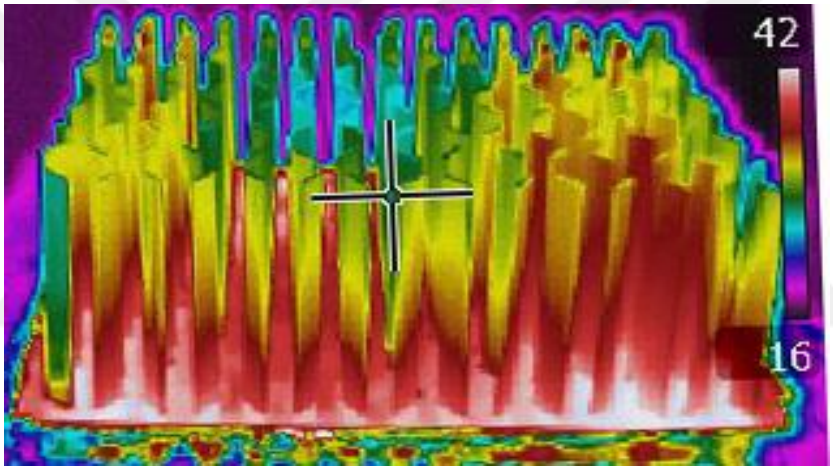
Şekil 4.10. Optimize edilmiş ısı alıcının D=75mm nozul çapında h/d=1 ve 9m/s hız değeri için Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması.

Optimize edilmiş ısı alıcının D=75mm nozul çapında h/d=1 ve 9m/s hız değeri için Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 4.10'da verilmiştir. Deneysel sonuçlarda sayısal sonuçlara göre Nu sayısı için yaklaşık %13,47 – 28,11 aralığında daha fazla artış olmuştur. Artan hız değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar arasında sırasıyla yaklaşık %13,47, %18,26 - %19,87 - %22,69 - %27,35 - %28,15 oranlarında farklar bulunmuştur.

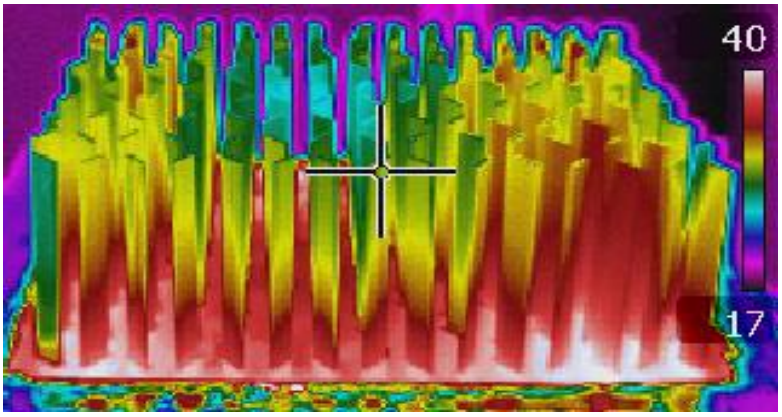
Yapılan çalışmaların bir diğer aşamasında, dikdörtgen ısı alıcı üzerindeki sıcaklık dağılımları belirlendi. Görüntüsü alınmak üzere farklı koşullarda dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı üzerinde maksimum Nu değerine sahip olan koşullar tercih edilmiştir. Farklı deney şartları için, termal kamera ile alınan görüntüler aşağıdaki şekillerde sunulmuştur. (Şekil 4.11-16).



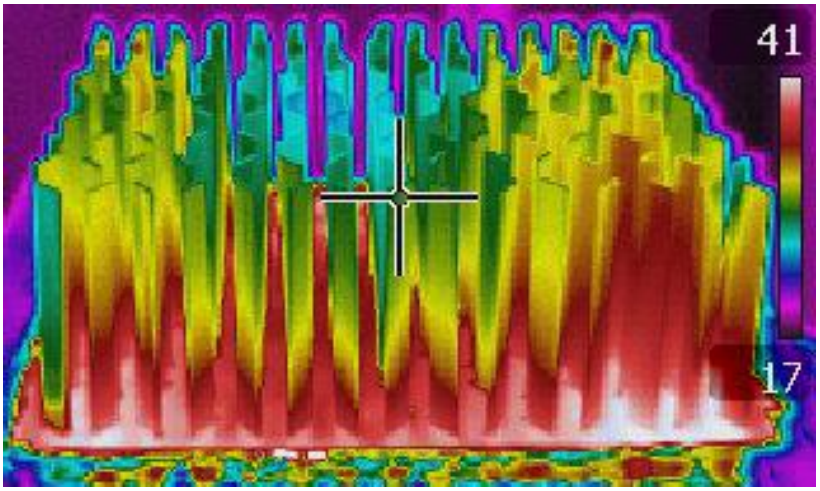
Şekil 4.11. Optimize edilmiş ısı alıcının D=75mm nozul çapında h/d=1 ve 4m/s hız değeri için sıcaklık dağılımı.



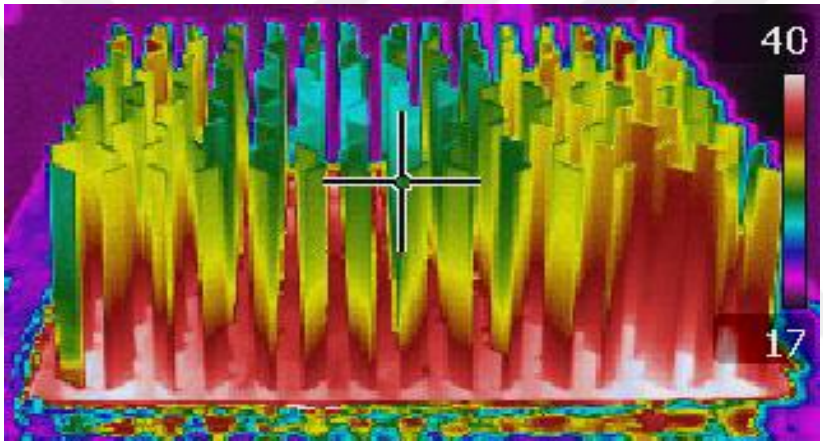
Şekil 4.12. Optimize edilmiş ısı alıcının D=75mm nozul çapında h/d=1 ve 5m/s hız değeri için sıcaklık dağılımı.



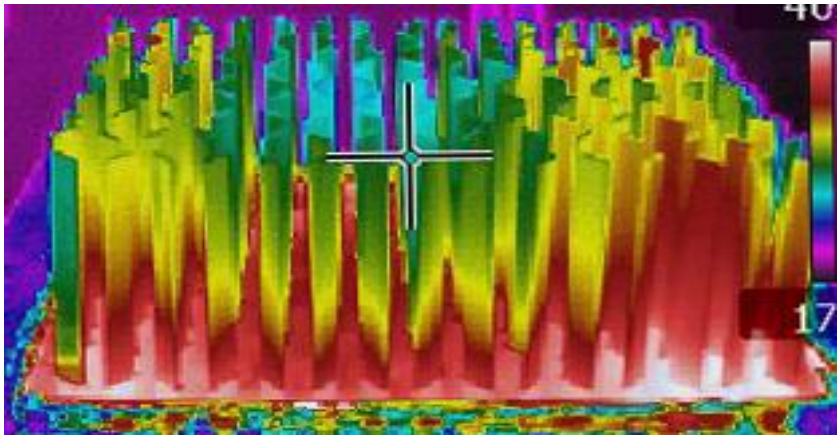
Şekil 4.13. Optimize edilmiş ısı alıcının D=75mm nozul çapında h/d=1 ve 6m/s hız değeri için sıcaklık dağılımı.



Şekil 4.14. Optimize edilmiş ısı alıcının D=75mm nozul çapında h/d=1 ve 7m/s hız değeri için sıcaklık dağılımı.



Şekil 4.15. Optimize edilmiş ısı alıcının D=75mm nozul çapında h/d=1 ve 8m/s hız değeri için sıcaklık dağılımı.



Şekil 4.16. Optimize edilmiş ısı alıcının D=75mm nozul çapında h/d=1 ve 9m/s hız değeri için sıcaklık dağılımı.

Optimize edilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı için termal kamera yardımıyla yapılan görüntü destekli sıcaklık analizi sonucunda kanatçıklardaki sıcaklık dağılımı yukarıdaki şekillerde sunulmuştur. Grafiklerde de görüleceği gibi ısı alıcı tabanından kanatçık ucuna gidildikçe sıcaklık azalmakta, ayrıca boyutsuz h/d mesafesi azaldıkça ortalama sıcaklık değeri azalmaktadır.

5. TARTIŞMA ve SONUÇ

Bu tez çalışmasında, soğutma deney düzeneğinde daha önce Taguchi yöntemiyle optimize edilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcıda, çarpan hava jetle ısı transferi karakteristikleri deneye dayalı olarak ve HAD paket programı ANSYS Fluent ile bilgisayar ortamında simülasyonu yapılarak analiz edilmiştir. h/d=1,2,3 ısı alıcı nozul arası boyutsuz mesafe, d=40,50,63,75 mm nozul çapları ve V=4,5,6,7,8,9 m/s akışkan hızlarında deneysel çalışma yürütülmüştür. Reynolds sayısındaki artışın Nusselt sayısını arttırdığı ve bununla birlikte, ısı transferinde iyileşme görülmüştür. Buna karşılık artan h/d mesafesinin Nusselt sayısını azalttığı ve dolayısıyla ısı transferini azalttığı sonucuna varılmıştır. Buna ek olarak deneysel şartlar içerisinde ısı transferinin gerçekleştiği en iyi koşul için sayısal analiz yapılarak sonuçların karşılaştırılması sağlanmıştır.

Sayısal analiz sürecinde, ilk olarak deneysel şartlarla aynı özelliklere sahip olan optimum ısı alıcı geometrisi oluşturulmuş, sonrasında bu geometri için optimum sayısal ağlar elde edilmiştir. Çözüm aşamasında deneysel verilerden elde edilen en iyi ısı transfer şartlarındaki dikdörtgen ısı alıcısı, aynı şartlara sahip deneysel koşullardan elde edilen sonuçlarla karşılaştırılarak yorumlanmıştır. Kıyaslama yapılırken kararlı haldeki sıcaklık değerleriyle önce Nu değerleri bulunmuş ardından Nu-Re grafikleri elde edilmiştir. Deneyler sonunda elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenmiştir.

Çapı D=40mm olan lüleye ait sonuçlar incelendiğinde Nusselt sayısı dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcılar için artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda h/d mesafesi arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. D=40mm olan lülede en yüksek Nusselt sayısı h/d=1 mesafesinde hesaplanmıştır. Dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcıda artan hızla birbirini takip eden hız seviyeleri arasındaki Nu sayılarında %4-8 arasında artışlar elde edilmiştir. Dikdörtgen plakada h/d=1 mesafesinde minimum(4,0m/s) ve maksimum(9,0m/s) hızlar arasında Nusselt sayısında %29'lik bir artış gözlenmiştir.

Çapı D=50mm olan lüleye ait grafikler incelendiğinde Nusselt sayısı dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcılar için artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda h/d mesafesi arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. D=50mm olan lülede en yüksek Nusselt sayısı h/d=1 mesafesinde hesaplanmıştır. Dikdörtgen kanatçıklı plakada artan hızla birbirini takip eden hız seviyeleri arasındaki Nu sayılarında %3-8 arasında artışlar gözlendi.

Dikdörtgen plakada h/d=1 mesafesinde minimum(4,0m/s) ve maksimum(9,0m/s) hızlar arasında Nusselt sayısında %30'luk bir artış gözlenmiştir.

Çapı D=63mm olan lüleye ait grafiklerden görüleceği üzere Nusselt sayısı dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcılar için artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda h/d mesafesi arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. D=63mm olan lülede en yüksek Nusselt sayısı h/d=1 mesafesinde hesaplanmıştır. Dikdörtgen kanatçıklı plakada artan hızla birbirini takip eden hız seviyeleri arasındaki Nu sayılarında %4-12 arasında artışlar gözlendi. Dikdörtgen plakada h/d=1 mesafesinde minimum(4,0m/s) ve maksimum(9,0m/s) hızlar arasında Nusselt sayısında %44'lük bir artış gözlenmiştir.

Çapı D=75mm olan lüleye ait grafikler incelendiğinde Nusselt sayısı dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcılar için artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda h/d mesafesi arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. D=75mm olan lülede en yüksek Nusselt sayısı h/d=1 mesafesinde hesaplanmıştır. Dikdörtgen kanatçıklı plakada artan hızla birbirini takip eden hız seviyeleri arasındaki Nu sayılarında %3-11 arasında artışlar gözlendi. Dikdörtgen plakada h/d=1 mesafesinde minimum(4,0m/s) ve maksimum(9,0m/s) hızlar arasında Nusselt sayısında %30'luk bir artış gözlenmiştir.

Optimize edilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı üzerinde genel yapı itibariyle h/d mesafesi arttıkça Nusselt sayısı azalmıştır. D=40mm lüle çapına ait h/d mesafeleri arasında maksimum hızda (9,0m/s) Nusselt sayısında %12,2'lik bir azalma, D=50mm lüle çapına ait h/d mesafeleri arasında maksimum hızda (9,0m/s) Nusselt sayısında %9,9'luk bir azalma, D=63mm lüle çapına ait h/d mesafeleri arasında maksimum hızda (9,0m/s) Nusselt sayısında %13,1'lik bir azalma gözlenmiştir. D=75mm lüle çapına ait h/d mesafeleri arasında ise maksimum hızda (9,0m/s) Nusselt sayısında %3,6'lık bir azalma gözlenmiştir.

Nusselt sayısı jetin tüm hız seviyeleri arasında hemen hemen aynı seviyede etkilenirken 7m/sn mertebesinde düşük hızlara göre daha fazla etkilenmektedir. Akış hızının maksimum olduğu noktada (9,0m/s) Nusselt sayısı maksimum değer almaktadır. Akış hızının maksimum olması atalet kuvvetlerinin sürtünme kuvvetlerine oranını temsil eden Reynolds sayısı ile doğrudan ilişkilidir. Reynolds sayısının büyüklüğü hız sınır tabakasının da kalınlığını etkilemektedir.

Optimize edilmiş ısı alıcının D=75mm nozul çapında h/d=1 ve 9m/s hız değeri için Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması yapılmıştır.

Deneysel sonuçlarda sayısal sonuçlara göre Nu sayısı için yaklaşık %13,47 – 28,11 aralığında daha fazla artış olmuştur. Artan hız değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar arasında sırasıyla %13,47, %18,26 - %19,87 - %22,69 - %27,35 - %28,15 oranlarında farklar bulunmuştur.

Optimize edilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı için termal kamera yardımıyla yapılan görüntü destekli sıcaklık analizi sonucunda kanatçıklardaki sıcaklık dağılımı incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre ısı alıcı tabanından kanatçık ucuna gidildikçe sıcaklık azalmakta, ayrıca boyutsuz h/d mesafesi arttıkça ortalama sıcaklık değeri artmaktadır.

Yapılan çalışmanın sonuçları, daha önce farklı geometrik şekiller ve parametreler kullanılarak tamamlanan çalışmalarla karşılaştırıldığında literatürle uygunluk göstermektedir (Yıldız, 2012; Karabey, 2010). Çalışma sonunda bundan sonraki araştırmalarla ilgili aşağıdaki öneriler belirlenmiştir.

Türbülanslı bir akışta kanatçık boyu değiştirilerek çalışmalar yapılabilir. Ayrıca tek bir çarpan jetin kullanılarak soğutma yapılması yerine sıra halinde dizili jetler ya da eş eksenli jetler kullanılarak deneysel çözümler elde edilebilir. Dizili jetlerin birbirileri arasındaki mesafe ve lüle-levha arasındaki mesafe değiştirilerek çarpan jetlerin ısı transferine etkisi incelenebilir.

Akışın yönü, plakanın akışa göre açısal konumu, kanatların şaşırtmalı ve açısal dizilişi gibi parametreler de değiştirilerek deneyler yapılabilir ve bu değişimlerin de ısı transferi ve akış karakteristiklerine etkileri incelenebilir. Dolayısıyla daha etkin bir konfigürasyon elde edilebilir.

Farklı soğutma yöntemleri kullanılarak dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcının hem deneysel hem de teorik şartlar altındaki performansı analiz edilebilir.

KAYNAKLAR

Adimurty, M. and Vadiraj, V.K., 2017. Local distribution of wall static pressure and heat transfer on a smooth flat plate impinged by a slot air jet, ***Heat Mass Transfer***, **53**: 611–623.

Ahmed, Z.U., Al-Abdeli, Y.M., Guzzomi, F.G., 2016. Heat transfer characteristics of swirling and non-swirling impinging turbulent jets, ***International Journal of Heat and Mass Transfer***, **102**: 991–1003.

Al Mubarek, A.A., Shaadid, S.M., Al Hadhrami, L.M., 2013. Heat transfer in a channel with inclined target surface cooled by single array of centered impinging jets, ***Thermal Science***, **17**, (4): 1195-1206.

Al-Rmah, M.A., ve Mohamad, M.A., 2015. Simulation of multi-internal confined impinging jets using the lattice boltzmann method, ***Applied Thermal Engineering***, **81**: 288-296.

Arquis, E., Rady, MA., Nada, S.A., 2007. A numerical investigation and parametric study of cooling an array of multiple protruding heat sources by a laminar slot air jet. ***International Journal Heat Fluid Flow***, **28**: 787-805.

Ashforth-Frost, S., Jambunathan, K. ve Whitney, C.F., 1997. Velocity and turbulence characteristics of a semiconfined orthogonally impinging slot jet, ***Experimental Thermal and Fluid Science***, **14**: 60-67.

Bahaidarah, H. M.S., 2016. Experimental performance evaluation and modeling of jet impingement cooling for thermal management of photovoltaics. ***Solar Energy***, **135**: 605-617.

Baydar, E., 1999. Confined impinging air jet at low reynolds numbers. ***Exp. Thermal Fluid Sci.,*** **19**: 27-33.

Baydar, E. ve Ozmen, Y., 2005. An experimental and numerical investigation on a confined impinging air jet at high reynolds numbers. ***Applied Thermal Eng.,*** **25**: 409-421.

Beitemal, A.H., 2000. ***An Investigation of Heat Transfer Characteristics in Axisymmetric and Two Dimensional Impınging Jets***, Doktora Tezi, Santa Clara University, Santa Clara, California.

Bhagwat, A. ve Sridharan, A., 2017. Numerical simulation of oblique air jet impingement on a heated flat plate, ***Journal of Thermal Science and Engineering Applications***, Transactions of the ASME, 1-10.

Caliskan, S., Baskaya, S., Calisir, T., 2014. Experimental and numerical investigation of geometry effects on multiple impinging air jets, ***International Journal of Heat and Mass Transfer***, **75**: 685–703.

Cavadas, A.S., Pinho, F.T. ve Campos, J.B.L.M., 2012. Laminar flow field in a viscous liquid impinging jet confined by inclined plane walls, ***International Journal of Thermal Sciences***, **59**: 95-110.

Cramming, M. G. (1965). More components into integrated circuits. ***Electron Mag***, **38**: 114-7.

Culun, P., Celik, N., and Pihtili, K., 2018. Effects of design parameters on a multi jet impinging heat transfer. ***Alexandria Engineering Journal***, **57**(4): 4255-4266.

Çelik, N., 2006. ***Optimum Lüle Şeklinin Çarpan Jet Üzerindeki Etkilerinin İncelenmesi***, Doktora tezi, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.

Draksler, M., Končar, B., and Cizelj, L., 2019. On the accuracy of large eddy simulation of multiple impinging jets. ***International Journal of Heat and Mass Transfer***, **133**: 596-605.

Feroz S., and Prasad V.S.R.K., 2006. Mass transfer coefficients at the stagnation point with submerged impinging multi-jet flow of fluid electrolyte, ***Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences,*** **30**: 221-229.

Guan, T., Zhang, J., Shan, Y., Hang, J., 2017. Conjugate heat transfer on leading edge of a conical wall subjected to external cold flow and internal hot jet impingement from chevron nozzle – Part 1: Experimental Analysis, ***International Journal of Heat and Mass Transfer***, **106**: 329-338.

Guo, T., Rau, M., Vlachos, P.P., Garimella, S.V., 2017. Axisymmetric wall jet development in confined jet impingement, ***Physics of Fluids***, **29**: 1-12.

Guoneng, L., Youqu, Z., Guilin, H., Zhiguo, Z., 2014. Convectice Heat transfer enhancement of a rectangular flat plate by an impinging jet in cross flow, ***Chinese Journal of Chemical Engineering***, **22**(5): 489-495.

He, X., Lustbader, J.A., Arik, M., Sharma, R., 2015. Heat transfer characteristics of impinging steady and synthetic jets over vertical fat surface, ***International Journal of Heat and Mass Transfer***, **80**: 825–834.

Hollworth, B.R., and Durbin, M., 1992. Impingement cooling of electronics. ***Journal of Heat Transfer***, **14**(3): 607-613.

Hong, S.K., Lee, D.H., and Cho, H.H., 2009. Effect of jet direction on heat/mass transfer of rotating impingement jet. ***Applied Thermal Engineering***, **29**(14-15): 2914-2920.

İşman, M.K. 2011. ***Tekli ve Çoklu Çarpan Hava Jetlerinde Taşınımla Isı ve Kütle Transferinin Deneysel ve Teorik Olarak İncelenmesi,*** Doktora Tezi, Uludağ Üniversitesi, Bursa.

Jung, E., Y., Chung, H., Choi,S., M., Woo, T., and Cho, H., H., 2017. Conjugate heat transfer on full-coverage film cooling with array jet impingements with various biot numbers. ***Experimental Thermal and Fluid Science***, **83**: 1-8.

Karabey, A., 2010. ***Isı Alıcılarda Çarpan Jetin Isı ve Akım Karakteristiklerinin Belirlenmesi.*** Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.

King, A.J.C., ve Chandratilleke, T.T., 2015. Heat transfer characteristics in impinging jet arrays, ***Australian Journal of Mechanical Engineering***, **4**(1): 59-64.

Köseoğlu, M.F. 2007. ***Çarpan Akışkan Jetleri Kullanılarak Elektronik Elemanların Soğutulmasının Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi***. Doktora Tezi, Gazi Universitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara

Kurnia, J.C., Sasmito, A.P., Xu, P., Mujumdar, A.S., 2017. Performance and potential energy saving of thermal dryer with intermittent impinging jet, ***Applied Thermal Engineering***, **113**: 246–258.

Lee, D.H., Bae, J.R., Park, H.J., Lee, J.S., Ligrani, P., 2011. Confined, milliscale unsteady laminer impinging slot jets and surface nusselts numbers, ***International Journal of Heat and Mass Transfer***, **54**: 2408-2418.

Li, J., Bangke, M., Wang, R., Han, L., 2011. Study on a cooling system based on thermoelectric cooler for thermal management of high-power leds. ***Microelectron Reliability,*** **51**: 2210-5.

Li, Y., Li, B., Qi, F., Cheung, S.C.P., 2018. Flow and heat transfer of parallel multiple jets obliquely impinging on a flat surface, ***Applied Thermal Engineering***, **10**: 2374-2185.

Mark, W., Bernstein, J. B., 2008. ***Microelectronics Reliability: Physics-of-failure based modeling and lifetime evaluation***. Jet propulsion laboratory California institute of technology pasadena, California, JPL Publication 08-5 2/08.

Markal, B., 2018. Çarpan eş eksenli bir hava jetinde debi oranının akış karakteristikleri üzerine etkisinin deneysel olarak incelenmesi. ***Gümüşhane Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi***, **8**(2): 239-248.

Maula, H., Hongisto, V., Koskela, H., and Haapakangas, A., 2016. The effect of cooling Jet on work performance and comfort in warm office environment. ***Building and Environment***, **104**: 13-20.

Morad, M.R., Momeni, A., Fordoei, E.E., Ashjaee, M., 2016. Experimental and numerical study on heat transfer characteristics for methane/air fame impinging on a flat surface, ***International Journal of Thermal Sciences***, **110**: 229-240.

Narayanan, V., Seyed-Yagoobi, J., Page, R.H., 2004. An experimental study of fluid mechanics and heat transfer in an impinging slot jet flow, ***Int. J. Heat Mass Transfer***, **47**: 1827-1845.

Pakhomov, M.A., Terekhov, V.I., 2015. Numerical study of fluid flow and heat transfer characteristics in an intermittent turbulent impinging round jet, ***International Journal of Thermal Sciences***, **87**: 85-93.

Penumadu, P. S., and Rao, A. G., 2017. Numerical investigations of heat transfer and pressure drop characteristics in multiple jet impingement system. ***Applied Thermal Engineering***, **110**: 1511-1524.

Rajaratnam, N. 1976, "Turbulent Jets", ***Elsevier***, New York, 12

Reodikar, S.A., Meena, H.C., Vinze, R., Prabhu, S.V., 2016. Influence of the orifice shape on the local heat transfer distribution and axis switching by compressible Jets İmpinging on Flat Surface, ***International Journal of Thermal Sciences***, **104**: 208-224.

Runström, D., Moshfegh, B., 2006. Investigation of flow and heat transfer of an impinging jet in a cross-flow for cooling of a heated cube. ***ASME Electron Pack,*** **128**: 150-6.

Rundström, D., Moshfegh, B., 2009. Large-eddy simulation of an impinging jet in a cross-flow on a heated wall-mounted cube. ***International Journal Heat Mass Transfer***, **52**: 921-91.

Silva-Llanca, L. ve Ortega, A., 2017. Vortex dynamics and mechanisms of heat transfer enhancement in synthetic jet impingement, ***International Journal of Thermal Sciences***, **112**: 153-164.

Singh, D., Premachandran, B., and Kohli, S., 2017. Double circular air jet impingement cooling of a heated circular cylinder. ***International Journal of Heat and Mass Transfer***, **109**: 619-646.

Solak, I. and Laval J.P. 2017. Large-scale motions from a direct numerical simulation of a turbulent boundary layer, ***Physical Review E.***, **98**(3).

Souris, N., Liakos, H. ve M. Founti, 2004. Impinging jet cooling on concave surfaces, ***AIChE Journal***, **50** (8): 1672-1683.

Şahin, F., 2008. ***Jet Çarpmalı Dikdörtgen Kesitli Bir Kanalın Isı Transferi Büyüklüklerinin Deneysel (TLC Metodu İle) ve Teorik Analizi***, Doktora Tezi, Sakarya Universitesi, Fen Bilimleri Enstitusu, Sakarya.

Wang, X. K., Zheng, J. X., Tan, D. S., Zhou, B., Tan, S.K., 2016. Study of flow formed by three coplanar impinging pipe jets at inclination angles of 300 and 450, ***Environmental Fluid Mechanics***, **16**: 635–658.

Wienand, J., Riedelsheimer, A., Weigand, B., 2016. Numerical study of a turbulent impinging jet for different jet-to-plate distances using two-equation turbulence models, ***European Journal of Mechanics Fluids***, 0997.

Wu, B., Fang, Y., Zhao, C., Wang, Y., and Luo, P., 2017. Experimental study and numerical simulation of barium sulfate precipitation process in a continuous multi-orifice-impinging transverse jet reactor. ***Powder Technology***, **321**: 180-189.

Wu, W., Hu, C., Hu, J., Yuan, S., and Zhang, R., 2017. Jet cooling characteristics for ball bearings using the VOF multiphase model. ***International Journal of Thermal Sciences***, **135**: 605-617.

Xing, Y., ve Weigand, B., 2010. Experimental investigation of impingement heat transfer on a flat and dimpled plate with different crossflow schemes, ***International Journal of Heat and Mass Transfer***, **53**: 3874–3886.

Yao, S., Guo, Y., Jiang, N., Liu, J., 2015. An experimental study of a turbulent jet impinging on a flat surface, ***International Journal of Heat and Mass Transfer***, **83**: 820–832.

Yeşildal, F., 2007. ***Dikdörtgen ve altıgen kanatçıklı ısı alıcılarda ısı ve akış karakteristiklerinin deneysel ve teorik analizi.*** Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.

Yıldız, N., 2012. ***Optimize edilmiş altıgen kanatçıklı ısı alıcılarda çarpan jet ile ısı transferinde ısı ve akım karakteristiklerinin araştırılması.*** Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.

Yuksel, A., 2003. ***Study of Impinging Jet Using Fluent And Les***, Project Report, Von Karman Institute For Fluid Dynamics, Belgium.

Zhou, Y., Chen, J., Zhong, M., Wang, J., and Lv, M., 2017. Numerical simulation of metal jet breakup, cooling and solidification in water. ***International Journal of Heat and Mass Transfer***, **109**, 1100-1109.

ÖZ GEÇMİŞ

1982 yılında Adana'da doğdu. İlkokul, ortaokul ve liseyi Adana'da okudu. 2001 yılında Erciyes Üniversitesi Yozgat Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliğinde eğitime başladı ve 2007 yılında mezun oldu. 3 sene akaryakıt depolama tankları imalatında çalıştıktan sonra 2010 yılında Orta Doğu Teknik Üniversitesi Kaynak Mühendisliğinde 4 aylık eğitim aldı ve mezun oldu. Akaryakıt boru hatları işlerinde 7 yıl şantiye şefliği ve kalite mühendisliği yaptı. 2017 yılında Van Su ve Kanalizasyon İşleri Genel Müdürlüğü'nde sözleşmeli mühendis olarak işe alındı. Şuan VASKİ bünyesinde şube müdürü olarak çalışma hayatına devam etmektedir.

T.C
VAN YÜZÜNCÜ YIL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
LİSANSÜSTÜ TEZ ORİJİNALLİK RAPORU

Tarih: 09/01/2020

Tez Başlığı / Konusu:

Dikdörtgen Kanatçıklı Isı Alıcılarda Çarpan Jetle Isı ve Akım Karakteristiklerinin Deneysel ve Sayısal Olarak Belirlenmesi

Yukarıda başlığı/konusu belirlenen tez çalışmamın Kapak sayfası, Giriş, Ana bölümler ve Sonuç bölümlerinden oluşan toplam **83** sayfalık kısmına ilişkin, **09/01/2020** tarihinde ~~şahsım~~/tez danışmanım tarafından **TURNITIN** intihal tespit programından aşağıda belirtilen filtreleme uygulanarak alınmış olan orijinallik raporuna göre, tezimin benzerlik oranı % 16 (onaltı) dır.

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 inatch 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: Denizhan BOZDOĞAN

Öğrenci No:169101187

Anabilim Dalı: Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Programı: Enerji Bilim Dalı

Statüsü: Y. Lisans ☐ Doktora ☐

DANIŞMAN ONAYI
UYGUNDUR

Dr. Öğr. Üy. Altuğ KARABEY
(Unvan, Ad Soyad, İmza)

ENSTİTÜ ONAYI
UYGUNDUR

(Unvan, Ad Soyad, İmza)