



T.C.
KONYA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ



**KÜRESEL BİR YÜZEYDEN
DOĞAL TAŞINIM İLE ISI TRANSFERİNE
ÇEVRESEL KANATÇIK DURUŞ AÇISININ
ETKİLERİ**

Mustafa SÖZEN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Haziran-2022
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

TEZ KABUL VE ONAYI

Mustafa SÖZEN tarafından hazırlanan “KÜRESEL BİR YÜZEYDEN DOĞAL TAŞINIM İLE ISI TRANSFERİNE ÇEVRESEL KANATÇIK DURUŞ AÇISININ ETKİLERİ” adlı tez çalışması 23/06/2022 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Konya Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Başkan

Doç. Dr. Ahmet Ali SERTKAYA

.....

Danışman

Prof. Dr. Şefik BİLİR

.....

Üye

Dr. Öğr. Üyesi Ş. Ulaş ATMACA

.....

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Saadettin Erhan KESEN
Enstitü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

Mustafa SÖZEN

Tarih: 23/06/2022

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

KÜRESEL BİR YÜZEYDEN DOĞAL TAŞINIM İLE ISI TRANSFERİNE ÇEVRESEL KANATÇIK DURUŞ AÇISININ ETKİLERİ

Mustafa SÖZEN

Konya Teknik Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Şefik BİLİR

2022, 67 Sayfa

Jüri
Prof. Dr. Şefik BİLİR
Doç. Dr. Ahmet Ali SERTKAYA
Dr. Öğr. Üyesi Ş. Ulaş ATMACA

Bu çalışmada bir küreden doğal taşınım ile gerçekleşen ısı transferi; yalın küre, iletken olmayan ve iletken çevresel kanatçıklı küre konfigürasyonları için dört farklı duruş açısında (yataya göre 0°, 30°, 60° ve 90°) deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler $1 \times 10^5 < Ra < 1.19 \times 10^6$ aralığında gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar Nu sayısının Ra sayısı ile değişimi olarak verilmiştir. Kanatçıklı küre deney sonuçları, yalın küre deney sonuçlarına oranlanarak normalize edilmiştir.

İletken olmayan çevresel kanatçıklı küre için en yüksek Nu sayıları 90° kanatçık duruş açısında yalın küre Nu sayısının düşük Ra sayıları için 1.68; yüksek Ra sayıları için 1.25 katı bulunmuştur. En düşük Nu sayıları da 60° kanatçık duruş açısındadır. İletken çevresel kanatçıklı kürede ise en yüksek Nu sayıları 60° duruş açısında, en düşük Nu sayıları da 90° duruş açısında bulunmuştur. 60° duruş açılı iletken kanatçıkta en yüksek Nu sayısı; yalın küre Nu sayısının düşük Ra sayıları için 1.75, yüksek Ra sayıları için 1.52 katı bulunmuştur.

Deney verileriyle ışınım ısı transferi hesapları da yapılmış ve tüm çalışma aralığında doğal taşınım ile ısı transferinde ışınımın etkisinin önemli olduğu görülmüştür. İletken olmayan çevresel kanatçıklı kürede toplam ısı transferinin ortalama % 8'inin; iletken çevresel kanatçıklı kürede ise ortalama % 12'sinin ışınım ile gerçekleştiği bulunmuştur.

Yalın küreye kanatçık eklendiğinde genel olarak ısı transferi artmıştır. İletken kanatçık ısı transferini iletken olmayan kanatçıktan daha fazla arttırmıştır. Yalın ve kanatçıklı kürelerden yapılan ısı transferlerinde Ra sayısı büyüdükçe Nu sayısı da artmıştır. Ancak her iki tür kanatçıkların ısı transferini artırıcı etkisi düşük Ra sayılarında azalmıştır.

Anahtar Kelimeler: Çevresel kanatçık, Doğal taşınım, Isı geçişi, Küresel yüzey

ABSTRACT

MS THESIS

EFFECTS OF CIRCUMFERENTIAL FIN ORIENTATION ON NATURAL CONVECTION HEAT TRANSFER FROM A SPHERICAL SURFACE

Mustafa SÖZEN

Konya Technical University
Institute of Graduate Studies
Department of Mechanical Engineering

Advisor: Prof. Dr. Şefik BİLİR

2022, 67 Pages

Jury
Prof. Dr. Şefik BİLİR
Assoc. Prof. Dr. Ahmet Ali SERTKAYA
Asst. Prof. Dr. Ş. Ulaş ATMACA

Heat transfer from a spherical surface including a nonconductive and a conductive circumferentially finned configurations are experimentally investigated at four different position angles (0° , 30° , 60° and 90°) with respect to the ground base. Experiments are performed within the range $1 \times 10^5 < Ra < 1.19 \times 10^6$. The results are given as the variation of Nu number with Ra number. Finned sphere test results were normalized by the bare sphere results.

The highest Nu numbers for the nonconductive circumferential finned sphere are found 1.68 times higher for the low Ra numbers of the bare sphere Nu number at 90° fin position and 1.25 times higher for increased Ra numbers. The lowest Nu numbers are at 60° position angle. In the conductive circumferentially finned sphere, the highest Nu numbers are found at 60° fin angle position, and the lowest Nu numbers are found at 90° fin angle position. Highest Nu number in conductive fin is found at 60° position angle; Nu number is found to be 1.75 times higher for low Ra numbers and 1.52 times higher for increased Ra numbers with respect to the bare sphere.

Radiation heat transfer calculations are also made with the experimental data and it is seen that the effect of radiation is important in heat transfer by natural convection within the all study range. For the nonconductive circumferentially finned sphere, an average value of 8% of the total heat transfer and for the conductive circumferentially finned sphere, an average value of 12% is found to occur by radiation.

Attaching fins to the bare sphere generally increased the overall heat transfer. Conductive fin increased the heat transfer more than the nonconductive fin. As Ra numbers increased, Nu numbers also increased in the heat transfers from the bare and finned spheres. However, the heat transfer enhancing effect of both types of fins are decreased in low Ra numbers.

Keywords: Circumferential fin, , Heat transfer, Natural convection, Spherical surface

ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tez çalışmasının gerçekleşmesinde her aşamada emeği olan, engin bilgi birikimi ve tecrübesiyle, büyük bir sabır ve şefkatle bana hep yol gösterici olan çok kıymetli hocam Prof. Dr. Şefik Bilir'e sonsuz teşekkürlerimi arz ederim.

Deney düzeneğinin hazırlanmasında ve deneyler esnasındaki yol göstericiliği ve yardımları için kıymetli hocam Dr. Öğr. Üyesi Ş. Ulaş Atmaca'ya çok teşekkür ederim.

Yüksek lisans çalışmama başlamamda beni motive eden ve çalışmalarım boyunca yardımlarını esirgemeyen kıymetli hocam Doç. Dr. Ahmet Ali Sertkaya'ya teşekkürlerimi sunmayı borç bilirim.

Yüksek lisans çalışmamın başından son anına kadar beni hep destekleyen, fedakarlık ve sabır gösteren ve beni sürekli olarak motive eden ve dualarını esirgemeyen çok sevgili anneme, babama, ağabeyime ve çocuklarıma çok çok teşekkür ederim.

En büyük teşekkürlerimi ve şükranlarımı da, beni her zaman destekleyen ve motive eden, bana hep anlayış, sabır ve müsamaha gösteren, bu yüksek lisans çalışmasının başından son anına kadar hep yardım ve dualarını eksik etmeyen çok kıymetli ve çok sevgili eşime sunmak boynumun borcudur.

Sözlerimin sonu verdiği sonsuz nimetlerle birlikte bu yüksek lisans çalışmasını da tamamlamamı nasip eden Alemlerin Şefkatli Rabbine Hamd etmektir.

Mustafa SÖZEN
KONYA-2022

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
ÖNSÖZ	vi
İÇİNDEKİLER	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR	viii
1. GİRİŞ	1
1.1. Küresel Yüzeylelerden Taşınım Isı Transferi Örnekleri ve Önemi.....	1
1.2. Taşınım Isı Transferi.....	3
1.2.1. Taşınım Isı Transferinde Akışkan Hareketinin Rolü.....	3
1.2.2. Isıl Sınır Tabaka.....	7
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	10
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	16
3.1. Deney Düzenegi.....	16
3.2. Deneyler.....	18
3.3. Veri Analizi.....	20
3.3.1. Işınım Isı Transferi.....	20
3.3.2. Taşınım Isı Transferi.....	23
3.4. Belirsizlik Analizi	24
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA.....	27
4.1. Yalın küreden ısı transferi.....	27
4.2. İletken olmayan çevresel kanatçıklı küreden ısı transferi.....	30
4.3. İletken çevresel kanatçıklı küreden ısı transferi	34
4.4. İletken ve İletken olmayan kanatçıkların ısı transferi sonuçlarının karşılaştırılması.....	38
4.5. Işınım ısı transferi	43
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	45
5.1 Sonuçlar	45
5.2 Öneriler	46
KAYNAKLAR	47
EKLER	Error! Bookmark not defined.

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

Simgeler	Birimler
A : Yüzey alanı	m^2
d : Çap	m
F : Işınım şekil faktörü	
g : Yerçekimi ivmesi	m/s^2
Gr : Grashof sayısı	
h : Isı taşınım katsayısı	$W/m^2\text{°C}$
I : Akım şiddeti	A
k : Isı iletkenlik katsayısı	$W/m\text{°C}$
Nu : Nusselt sayısı	
P : Güç	W
Pr : Prandtl sayısı	
Q : Isı transferi	W
r : Yarıçap	m
R : Direnç, Yarıçap oranı, Sonuç parametresi	Ω
Ra : Rayleigh sayısı	
Re : Reynolds sayısı	
T : Sıcaklık	$\text{°C}, K$
V : Gerilim	V
w : Belirsizlik	
x : Bağımsız değişken	
β : Hacimsel genleşme katsayısı	K^{-1}
ΔT : Sıcaklık farkı	$\text{°C}, K$
ϵ : Işınım yayımlama katsayısı	
ρ : Yoğunluk	kg/m^3
σ : Stefan–Boltzmann Sabiti	W/m^2K^4
ν : Kinematik viskozite	m^2/s
Θ : Açık	Derece

İndisler

ç : Çevre yüzeyler
f : Film
i : İç
kr : Kritik
m : Ortalama
o : Dış
r : Işınım
s : Yüzey
t : Taşınım
T : Toplam
w : Dış yüzey
∞ : Ortam

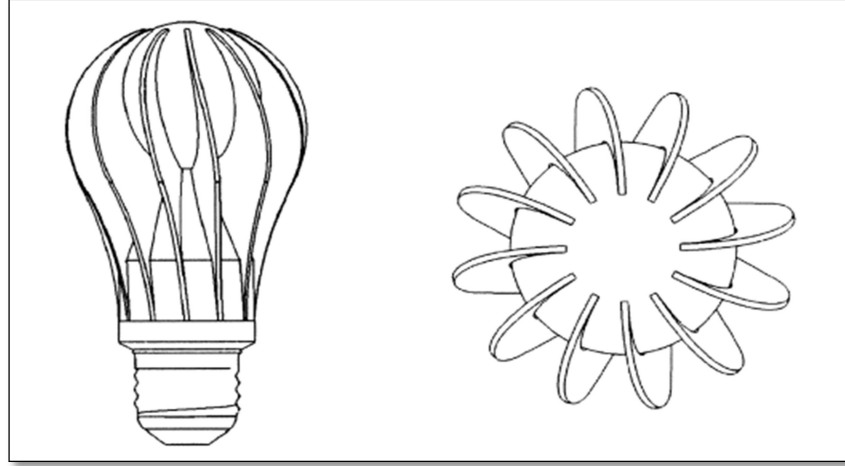
1. GİRİŞ

Fosil yakıtların sürekli olarak tüketilmesi sonucu enerji arzının giderek azalmakta olduğu dünyamızda, yenilenebilir enerji kaynaklarını kullanıma sunmanın yanı sıra enerjiyi verimli kullanmak da giderek büyük önem taşımaktadır. Enerji veriminin yükseltilmesi gereken en önemli alanlardan birisi de ısı transferi içeren süreçlerdir. Sınırlı kaynaklardan sağlanan enerji, faydalı işe dönüştürülürken en yüksek verimler yakalanmaya çalışılmalıdır. Hemen hemen her alanda yaygın olarak kullanılan ısı değiştiricilerinde verim artışını sağlamak için genişletilmiş yüzeylerle (kanatçık) ısı transferinin arttırılmaya çalışılması da en çok kullanılan yöntemlerden birisidir.

1.1. Küresel Yüzeylerden Taşınım Isı Transferi Örnekleri ve Önemi

Küresel yüzeylerden yapılan ısı transferi paket yataklı reaktörlerde, nükleer reaktörlerde, güneş kolektörlerinde, yakıt damlacıklarının buharlaşmasında ve yoğunlaşmasında, küresel depolama tanklarında kullanım alanı bulmaktadır. Genişletilmiş yüzeyli yarı-küresel ısı değiştiriciler havacılık, elektronik ve kimyasal süreçlerde kullanılmaktadır (Jia ve ark., 1996, Gebhart ve ark., 1988). Küresel yüzeylerden doğal taşınım ile ısı transferi, elektronikten nükleer santrallara kadar geniş bir sahada uygulanmaktadır. Küresel geometri ile enerji depolama uygulamaları da günümüzde dikkat çekmeye başlamıştır. Bu nedenlerden dolayı küresel yüzeylerden yapılan ısı transferinin incelenmesi konusunda da bugüne kadar çeşitli araştırmalar yapılmıştır.

Çevresel kanatçıklı küresel yüzeyden ısı transferi ile ilgili yeni bir uygulama sahası da led ampullerin soğutulması konusudur. Led ampuller çok fazla ısındıklarında kullanım ömürleri kısalmaktadır veya işlevlerini yitirmektedir. Bu sorunun çözümü için Şekil 1.1'de verilen çevresel kanatçık uygulaması için patent alınmıştır (Dudik ve ark., 2013).



Şekil 1.1 Patentli çevresel kanatçıklı led ampulün şematik resmi (Dudik ve ark., 2013)

Isı transferini arttırmanın yolları; ısı transfer katsayısı, ısı transfer yüzey alanı ve sıcaklık farkını arttırmaktır. Isı transfer katsayısı genellikle kullanılan malzemeye, sıcaklık farkı da verilen şartlara bağlı olduğundan bu iki parametreyi arttırmak her zaman mümkün olamamaktadır. Ancak ısı transferi yüzey alanını arttırmak çeşitli yöntemlerle mümkün olduğundan araştırmacılar daha çok bu alana yönelmişlerdir. Genişletilmiş yüzeylerle ısı transferinin arttırılması en çok kullanılan yöntemlerden birisidir. Bu bağlamda farklı geometrilerdeki genişletilmiş yüzeylerin duruş açılarının ısı transferine etkilerini araştıran çalışmalar da literatürde yer almıştır.

Günümüze kadar yapılan çalışmalarda ısı değiştiricilerdeki geniş kullanım alanından dolayı en çok silindirik yüzeylerden ısı transferi konusuna çalışılmıştır. Yapılan kaynak araştırmasında küresel yüzeylerden doğal taşınım ile ısı transferi çalışmaları incelenmiş ve çevresel kanatçık açılarının ısı transferine etkilerini inceleyen bir çalışmaya rastlanılmamıştır.

Bu tez çalışmasında çevresel kanatçık duruş açılarının küresel yüzeylerden gerçekleşen doğal taşınım ile ısı transferine etkisi deneysel olarak araştırılmıştır. Çalışmada ışınım ile ısı transferi de dikkate alınmıştır. Sonuçlar literatürdeki benzer çalışmalarda genellikle olduğu gibi Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi olarak verilmiştir.

1.2. Taşınım Isı Transferi

Isı transferinin üç tarzından biri olan taşınım ısı transferi doğal taşınım ve zorlanmış taşınım olarak ikiye ayrılmaktadır (Incropera and DeWitt, 1985). Bunlardan doğal taşınım ısı transferi; sadeliği ve ucuzluğu ile mühendislerin ve araştırmacıların dikkatini çekmekte ve pek çok geometride uygulama alanı bulmaktadır. Doğal taşınım ısı transferi yöntemi; mekanik arıza ihtimallerini önleyen sadeliği, sessizliği, harici enerji kullanımına gerek duymaması ve ucuz olması gibi özellikleri sayesinde elektronik aksamın soğutulmasından, soğuk enerji depolama sistemlerine kadar pek çok alanda kullanılmaktadır.

Fiziksel olarak günlük hayatımızda en çok karşılaştığımız taşınım ısı transferi olaylarında katı bir yüzey ve ona bitişik hareket halinde sıvı veya gazın arasında enerji aktarımı olmaktadır. Sıcak bir yumurtanın soğuma süreci bu tip günlük olaylardandır. Akışkan bir fan, pompa vb. veya rüzgar yardımı ile akmaya zorlanırsa bu tarz taşınım zorlanmış taşınım denilmektedir. Fakat akışkan, sadece akışkan içindeki sıcaklık değişiminin meydana getirdiği yoğunluk farkları nedeni ile oluşan kaldırma kuvveti ile hareket ederse bu olaya doğal taşınım denilmektedir. Taşınım ısı transfer hızı sıcaklık farkı ile orantılıdır ve Newton soğutma yasasına uygun olarak,

$$Q_t = hA(T_w - T_\infty) \quad (1.1)$$

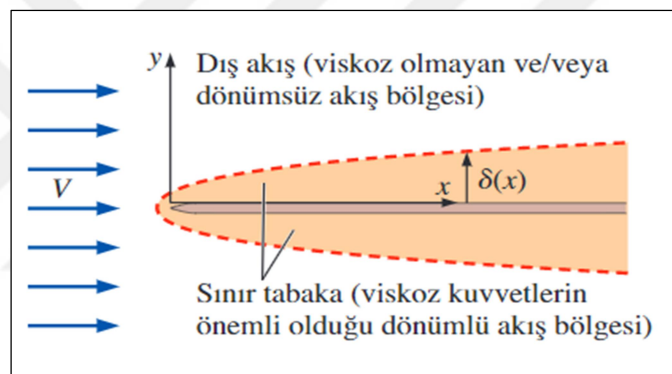
olarak ifade edilir. Burada; h taşınım ısı transfer katsayısı A taşınımın olduğu yüzeyin alanı, T_w yüzey sıcaklığı ve T_∞ yüzeyden yeteri kadar uzaktaki akışkan sıcaklığıdır. Taşınım katsayısı h yüzey geometrisine, akışkan hareketinin tarzına, akışkan özelliklerine ve akışkanın hızına bağlı bir parametredir. Tipik taşınım ısı transfer katsayısı değerleri Çizelge 1.1’de verilmiştir (Çengel ve Ghajar, 2015).

Çizelge 1.1. Tipik taşınım ısı transfer katsayısı değerleri (Çengel ve Ghajar’dan (2015) uyarlanmıştır)

Taşınımın türü	h [W/m ² K]
Doğal taşınım (gazlar)	2 - 25
Doğal taşınım (sıvılar)	10 – 1000
Zorlanmış taşınım (gazlar)	25 - 250
Zorlanmış taşınım (sıvılar)	50 – 20000
Kaynama ve yoğuşma	2500 – 100000

1.2.1. Taşınım Isı Transferinde Akışkan Hareketinin Rolü

Taşınım ısı transferi problemlerini inceleyebilmek için akışkanın hareketi bilinmelidir. Akışkanın hareketini belirlemek için yapılan diferansiyel akış analizi çalışmalarının sonucunda kütle korunumu (süreklilik denklemi) ve lineer momentum (Navier-Stokes) denklemlerinin diferansiyel biçimlerine ulaşılmıştır. Ancak bu denklemleri çözmek oldukça zordur ve bazı basit geometriler için çözülebilecek duruma indirgenebilmektedir. Karmaşık geometriler için ikinci dereceden kısmi diferansiyel denklemler içeren bu denklemler analitik olarak çoğunlukla çözülemediklerinden; önce yaklaşık çözümler ve sonrasında bilgisayarların ve sayısal analiz ve hesaplama metodlarının gelişmesi ile sayısal çözümler yapılmıştır. Yaklaşık çözümler içinde 1904 yılında Ludwig Prandtl tarafından ortaya atılan ve hem atalet hem de viskoz terimleri kapsayan sınır tabaka yaklaşımı büyük önem taşımaktadır (Şekil 1.2.).

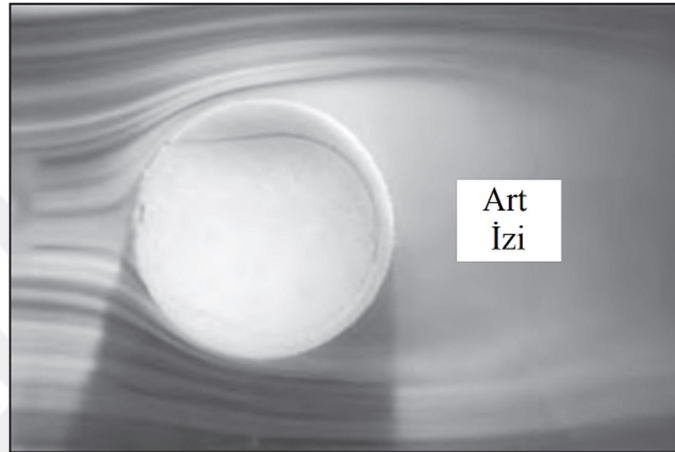


Şekil 1.2. Düz levha üzerinde sınır tabaka gösterimi (Çengel ve Cimbala, 2015)

Prandtl; viskoz olmayan ve/veya dönümsüz olan dış akış bölgesi ile katı bir çeper civarında viskoz kuvvetlerin ve dönümlülüğün göz ardı edilemeyeceği çok ince bir akış bölgesi olan ve sınır tabaka olarak adlandırdığı iç akış bölgesi olarak; akışı ikiye ayırmıştır. Bu yaklaşımla akışkanlar mekaniğinde önemli bir ilerleme sağlanmıştır. Sınır tabaka için süreklilik ve momentum denklemleri tanımlanmış ve çözülmüştür. Kaymama şartı sınır tabaka yaklaşımı içinde ifade edilebilmiş ve Euler denklemi ile Navier-Stokes çözümü arasında anlamlı bir bağ kurulabilmiştir. Sınır tabaka yaklaşımı ile katı çeperler etrafındaki akışlar, akış ayrılması, art izi gibi fiziksel olaylar daha iyi anlaşılmıştır (Şekil 1.3.).

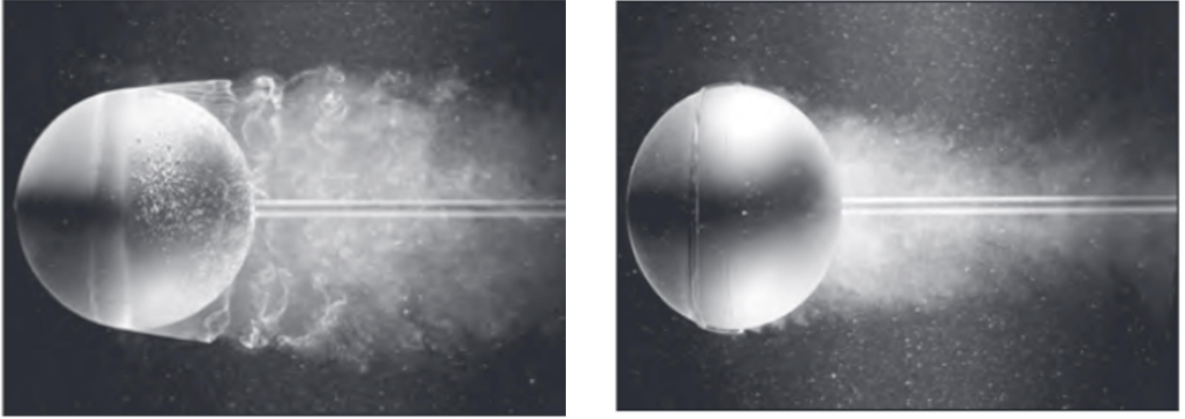
Yüksek hızlı bir akışkan eğrisel bir yüzeyde akarken yeteri kadar yüksek hızlarda yüzeye tutunamamakta ve yüzeyden ayrılmaktadır. Bu olay akış ayrılmasının bir çeşididir. Akış ayrılmasından sonra katı çeperin arka tarafında kalan sürekli

dolanımlı bölgeye de ayrılmış bölge ismi verilir. Akış ayrılmasının bir etkisi olarak aşağıdakımda akışkan hızı azalır. Akışa maruz kalan cismin hız üzerindeki etkilerinin devam ettiği ve cismin arkasında uzamakta olan bölgeye de art izi bölgesi denilir. Bir kürede laminer sınır tabaka akış ayrılması $\Theta = 80^\circ$ civarında (Şekil 1.4.a.), türbülanslı akışta ise $\Theta = 140^\circ$ civarında gerçekleşir (Küre için laminer akıştan türbülanslı akışa geçiş $Re_{kr} = 2 \times 10^5$) (Şekil 1.4.b). Θ açısı yukarıdakımda tarafında cisim üzerinde bulunan durma noktasından ölçülür (Çengel ve Cimbala, 2015).



Şekil 1.3. Tenis topu etrafında akış ayrılması ve art izi (Courtesy NASA and Cislunar Aerospace Inc.) (Çengel ve Cimbala, 2015'den uyarlanmıştır)

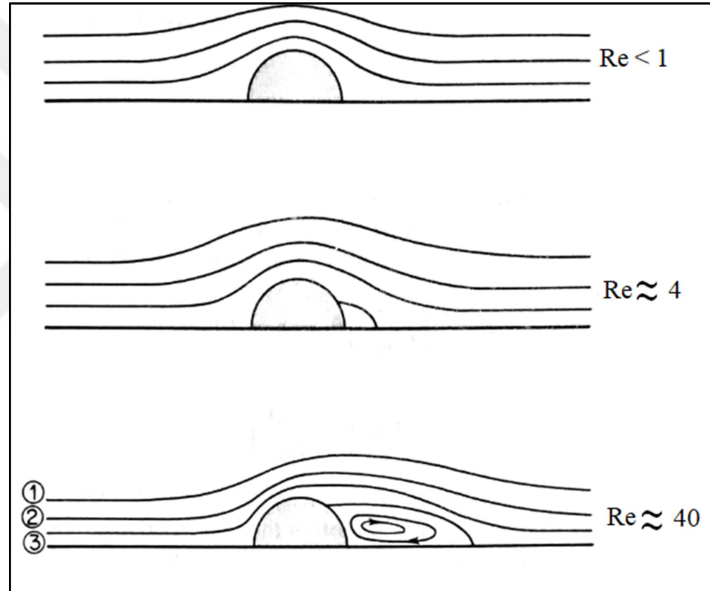
Küreden yapılan ısı transferini anlamak açısından akışın ayrıldığı konumun ve küre etrafında oluşan akım çizgilerinin davranışının bilinmesi önem taşıyabilir. Şekil 1.5'te bir silindir etrafında oluşan akışa ait akım çizgileri, Şekil 1.6'da silindirin arkasında düşük Re sayılarında oluşan Kârmân art izi gösterilmiştir.



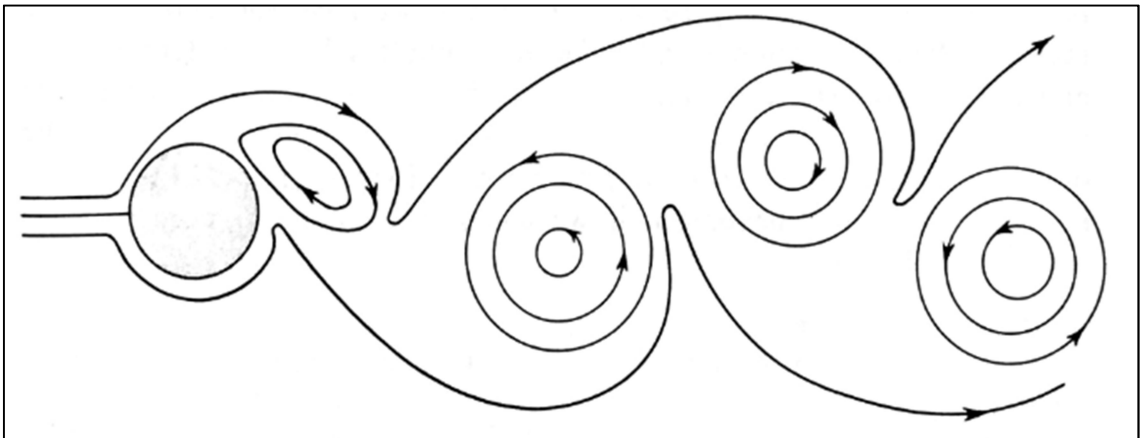
a.

b.

Şekil 1.4. (a) $Re = 15,000$ 'de pürüzsüz küre ve (b) $Re = 30,000$ 'de engel teli takılı küre üzerindeki akış görüntüleri (ONERA'nın hediyesidir) (Fotoğraf: Werlé) (Çengel ve Cimbala, 2015)



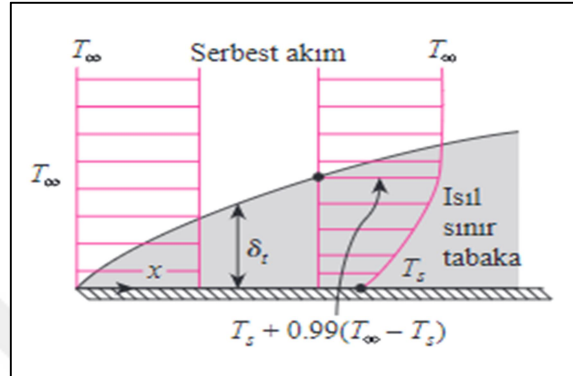
Şekil 1.5. Re sayısının artışına göre bir silindir etrafındaki akım çizgileri (Whitaker,1992)



Şekil 1.6. Bir silindirin arkasında oluşan Kármán art izi (Whitaker,1992)

1.2.2. Isıl Sınır Tabaka

Bir akışkan farklı sıcaklıktaki bir yüzey üzerinde aktığında; hız sınır tabakasına benzer şekilde yüzeye dik doğrultuda sıcaklık değişiminin önemli olduğu bir ısı sınır tabakası oluşur (Şekil 1.7.). Yüzey boyunca oluşan taşınım ısı transferini ısı sınır tabakadaki sıcaklık profilinin biçimi belirlemektedir (Çengel ve Ghajar, 2015).



Şekil 1.7. Düz bir plakada oluşan ısı sınır tabaka ($T_s < T_\infty$) (Çengel ve Ghajar, 2015)

Zorlanmış taşınımında akış rejimini atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı olan Reynolds sayısı belirler. Doğal taşınımında ise sınır tabakanın dışında hareket bulunmadığı için akışkana etkiyen kuvvet kaldırma kuvvetidir ve akış rejimi kaldırma kuvvetinin viskoz kuvvete oranını gösteren Grashof sayısı ile belirlenir (Şekil 1.8.a. ve 1.8.b.) (Çengel ve Ghajar, 2015). Bir küre için Grashof sayısı;

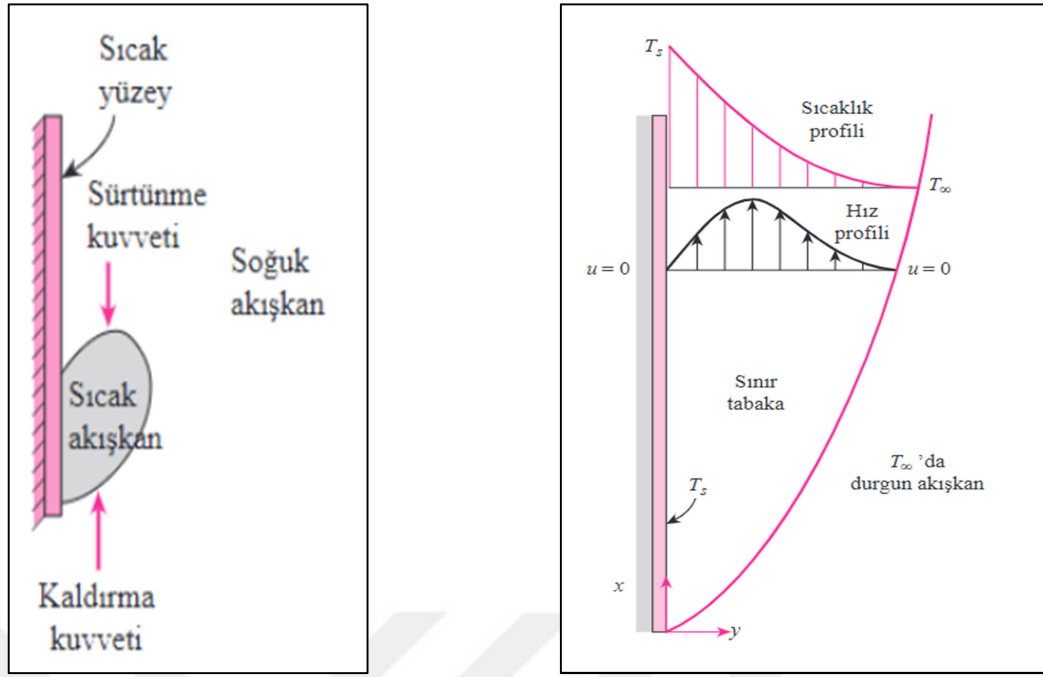
$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)d_0^3}{\nu^2} \quad (1.2)$$

olarak ifade edilir. Burada; hava ve ideal gazlar için

$$\beta = \frac{1}{T_f} : \text{ hacimsel genişleme katsayısı } [K^{-1}]$$

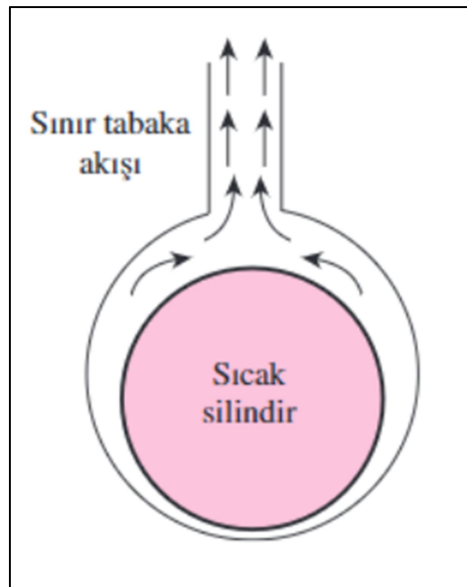
d_0 : karakteristik uzunluk; dış çap [m]

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} : \text{ film sıcaklığı } [^\circ C]$$



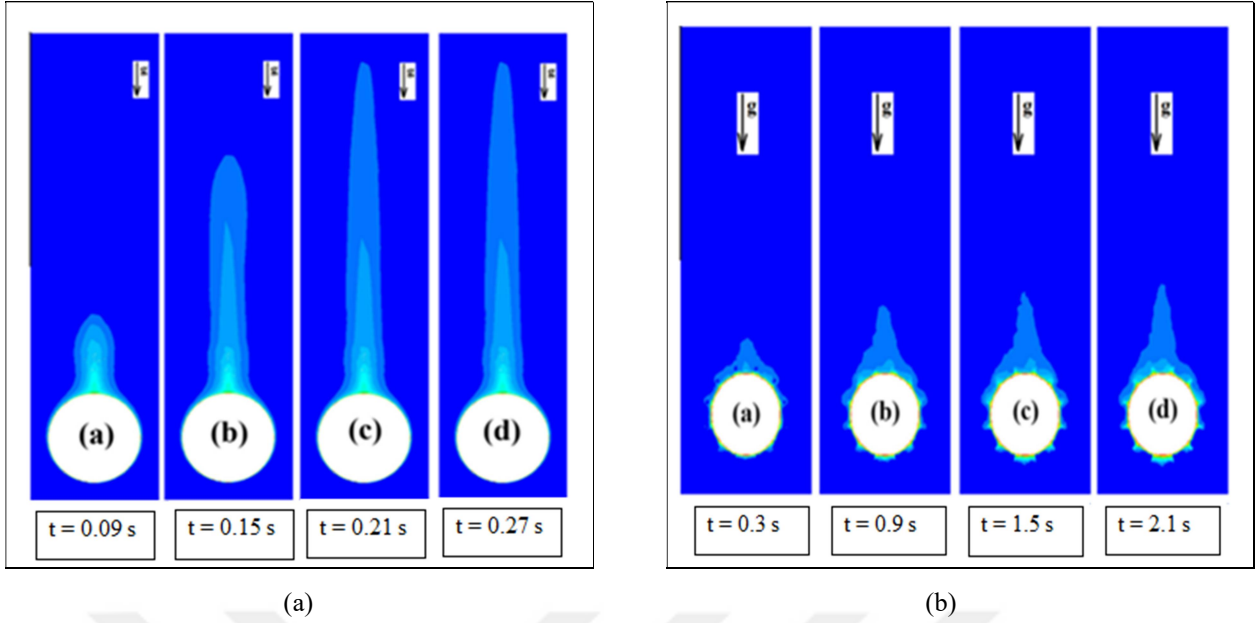
(a) Doğal taşınımında etkiyen kuvvetler (b) Doğal taşınımında hız ve sıcaklık profillerinin gösterimi (Çengel ve Ghajar, 2015)

Sıcak yatay bir silindir etrafında oluşan doğal taşınım akışı Şekil 1.9'da gösterilmiştir. Sınır tabaka silindirin alt tarafında gelişmeye başlar, çevre boyunca gelişir ve en üstte yükselen bir gaz sütunu oluşturur (Çengel ve Ghajar, 2015).



Şekil 1.9. Yatay sıcak bir silindir üzerindeki doğal taşınım akışı (Çengel ve Ghajar, 2015)

Şekil 1.10'da küre etrafındaki sıcaklık dağılımları gösterilmiştir (Singh ve Dash, 2015).



Şekil 1.10. (a) Kanatçıksız küre için sıcaklık dağılımı (b) Kanatçıklı küre için sıcaklık dağılımı;
 $Ra=1.3 \times 10^{11}$ (Singh ve Dash, 2015)

Bu tez çalışmasında çevresel kanatçık duruş açısının küresel yüzeylerden yapılan doğal taşınım ısı transferine etkisini incelemek amacıyla deneysel bir çalışma yapılmıştır. Deneysel aralığı $1 \times 10^5 < Ra < 1.19 \times 10^6$ aralığında gerçekleştirilmiştir.

Deneysel verilerde; ısıtıcı gücü, P ; küre iç yüzey sıcaklığı, T_i ve ortam havası sıcaklığı, T_∞ veri olarak alınmıştır; ısı taşınım katsayısı (h) ve Nusselt sayısı (Nu), yalnız küre, iletken olmayan ve iletken kanatçık için dört farklı duruş açısında alınan verilere göre hesaplanmıştır. Problemin bağımsız değişkeni kürenin dış yüzey sıcaklığı ile ortam hava sıcaklığı arasındaki farktır ($T_w - T_\infty$) ve Rayleigh sayısı ($Ra = Gr \cdot Pr$) ile ifade edilmektedir. Opak olmayan yüzeylerden doğal taşınım ile yapılan ısı transferinde ışınım ısı transferi de dikkate alınması gerektiğinden, ışınım ısı transferi de hesaplanmıştır. Bu kısımlar tezin “Veri Analizi” bölümünde detayları ile anlatılmıştır.

Sonuçlar Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi olarak verilmiştir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Küreden doğal taşınım ile yapılan ısı transferi hem deneysel hem de sayısal olarak pek çok araştırmacı tarafından incelenmiştir. 1960'lı yıllarda yayınlanmaya başlayan deneysel çalışmalara daha sonra bilgisayarların ve yazılımların gelişmesiyle sayısal çalışmalar eklenmiştir. Bu çalışmaların öne çıkanlarından bazıları aşağıda özetlenmiştir.

Bromham ve ark. (1961); alüminyumdan imal edilmiş bir küreden doğal taşınım ile yapılan ısı transferini incelemek amacı ile deneysel olarak çalışmışlardır. Dış çapı 4 inç, et kalınlığı $\frac{3}{4}$ inç olan bir alüminyum küreyi iç tarafına yerleştirilen dirençlerle ısıtmışlardır. Üst tarafından havaya astıkları kürenin yine en üst bölgesinden tüm direnç besleme ve ısı çift bağlantılarını yapmışlar, dış etkenlerden deney kontrol alanını korumak için büyük polietilen bir çadır kullanmışlardır. Sıcaklık ölçümleri kalibrasyonlu bakır-konstantan termokupullar ve Tinsley marka seyyar potansiyometre ile yapılmıştır. Güç temini Cambridge dinamometre wattmetresi ile yapılmıştır. Radyasyon ısı transferinin tespiti 1×10^{-4} mm Hg değerinden daha düşük basınç değeri sağlayabilen bir vakum odasında ayrıca yapılmıştır. Deneylerini; yüzey ve hava arasındaki sıcaklık farkı $6.1^\circ\text{C} < \Delta T < 155.5^\circ\text{C}$, uygulanan ısıtıcı gücü $4 < P < 50$ W, Grashof sayısı $3 \times 10^6 < Gr < 8 \times 10^6$ değerleri aralığında yapmışlardır. Sıcaklık farkının en düzensiz olduğu değeri %7 olarak, toplam ısı transferine katkısı düşük bulunan kürenin en altındaki ve en üstündeki küçük alanlara mahsus olarak tespit etmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlar 12 adet sürekli rejim halindeki deneylerin ölçümlerine dayanmaktadır. Tüm termofiziksel özellikler film sıcaklığındaki değerler olarak alınmıştır. Sonuç olarak ortalama Nusselt sayısı için $Nu = 0.513(Gr \times Pr)^{1/4}$ bağıntısını bulunmuşlardır. Deneyleri esnasında ikincil bir çalışma olarak; a) Sınır tabakayı ve ayrılma noktasını gözlemlemek için duman testleri, b) Sınır tabakayı nitel olarak gözlemlemek amacıyla gölge-grafik (shadowgraph) tekniği, c) Radyal sıcaklık geçişlerinin tespiti, d) Yerel ısı transfer katsayılarının tespiti, yapılmıştır. Çalışmada Nusselt sayısı için elde edilen eşitlik literatürdeki benzer eşitliklerle kıyaslanmış ve uyumlu bulunmuştur.

Kranse ve Schenk (1965); katı benzen küreleri, çok miktardaki sıvı benzen içinde eriterek küreden gerçekleşen doğal taşınımı çalışmışlardır. Çalışmalarında hem toplam ısı transferi hem de yerel ısı transferini incelemişlerdir. Ergime sıcaklığındaki izotermal katı bir cisim daha sıcak bir ortama yerleştirildiğinde katı cisme yapılan ısı transferi, cismin boyutlarında oluşan değişim kullanılarak bulunabilir. Ancak bunun için ergime ısı miktarının bilinmesi gereklidir. Düzgün ve tam olarak tanımlanmış

yüzeysel sıcaklıklarının olmasını gerektiren izotermal bir yüzeyden doğal ısı taşınımının incelenmesi için bu yöntem oldukça kullanışlıdır. Katı benzen küreleri, çok miktardaki sıvı benzen (ergime sıcaklığı 5.4 °C) içerisinde eritirken izotermal hatlar boyunca ölçümler yapılmıştır. Deneyler 19 °C ve 25 °C sıcaklıklarında ve 5.5 cm ve 7.5 cm çaplarındaki küreler için yapılmıştır. 12.7 kJ/kg olan benzenin ergime ısısı, yoğunluk, özgül ısı ve viskozite değerleri literatürden alınmış; katı yoğunluğu, genleşme katsayısı ve ısıl iletkenlik değerleri de literatürden alınmakla birlikte adaptasyon yapılmıştır. Bu çalışmada esas olarak durma noktasından alınan açısal uzaklığın fonksiyonu olarak yerel ısı transferi incelenmiştir. Elde edilen ısı transferi sonuçlarından da kürenin etrafındaki hidrodinamik akış paterni hakkında, özellikle de ayrılma noktasına olan ilgisi açısından yeni bilgilere ulaşılmıştır. Deneylerde kullanılacak küreler imal edildikten sonra 30 litrelik büyük bir cam hazneye konulmuş ve hazne sıvı benzen ile doldurulmuştur. Haznede deneyler esnasında fotoğraf çekilebilmesi için iki adet küçük pencere oluşturulmuştur. Deneylerde kürelerin tam olarak aynı yere konulması sağlanmış ve benzen küreler erirken fotoğrafları çekilmiştir. Çekilen fotoğraflardan stagnasyon noktasından açısal mesafe olarak farklı sabit uzaklıklardaki çap-zaman eğrileri oluşturulmuş ve böylece ısı transferi sonuçlarına ulaşılmıştır.

Amato ve Tien (1971); ısıtılmış bir küreden doğal taşınım ile suya yapılan ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmalarını; laminer akış, geçiş bölgesi ve türbülanslı akış başlangıcını kapsayan geniş bir Rayleigh sayısı aralığında gerçekleştirmişlerdir. Isıtılan izotermal bir kürenin etrafında oluşan sıcaklık ve hız alanlarını ölçmüşlerdir. Hız profillerini sıcak-film anemometresi tekniği kullanarak tespit etmişlerdir. Sonuç olarak; $3 \times 10^5 \leq Gr \cdot Pr \leq 8 \times 10^8$ aralığında $Nu = 2 + C(Gr \cdot Pr)^{1/4}$ eşitliğini bulmuşlardır. Burada; $C = 0.500 \pm 0.009$ olarak alınmaktadır. İkinci bir sonuç olarak da; izotermal olmayan sıvılarda doğal taşınım ile yapılan ısı transferinde sıcak-film anemometre tekniğinin sıcaklık ve hız alanlarının bulunmasında başarı ile kullanılabileceğini göstermişlerdir. Elde ettikleri sonuçları teorik sonuçlarla kıyasladıklarında iyi bir uyum gösterdiğini bulmuşlardır.

Singh ve Hasan (1983); küçük Grashof sayıları için ($0.01 < Gr < 1$; $Pr = 0.7$) katı izotermal bir küreden doğal taşınım yolu ile yapılan ısı transferini seri kesme yöntemi ile sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında akış fonksiyonunu ve sıcaklık dağılımını dik Gegenbaur fonksiyonları ve Legendre polinomları serileri olarak açmışlar ve belli bir seviye kesmeden sonra oluşan sınırlı sayıdaki adi diferansiyel denklemleri sayısal olarak entegre ederek küreden doğal taşınım ile yapılan ısı transferi problemini

verilen aralıkta çözmüşlerdir. Buldukları sonuçları tablolar ve grafiklerle ifade etmişler, literatürle yaptıkları kıyaslamada da sonuçların uygun olduğunu tespit etmişlerdir.

Jia ve Gogos (1996); bir küre üzerinde oluşan kararlı haldeki doğal taşınımı sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında geniş bir Grashof sayısı aralığında ($10^1 \leq Gr \leq 10^8$) ve $Pr = 0.72$ ve $Pr = 7.0$ için ısı transferi ve sürüklenme katsayılarını elde etmişlerdir. Akışkanın; uzunluğu ve kalınlığı Gr sayısının artması ile azalan ve kürenin üzerinde önden bakıldığında bir mantar görünümünde olan bulutumsu bir şekil oluşturduğunu tespit etmişlerdir. Yüksek Gr sayılarında ($Gr \geq 10^7$ ve $Pr = 0.72$) akış ayrılmasının ve bağlı resirkülasyon girdabının kürenin girdap izi içinde oluştuğunu bulmuşlardır. Girdap boyutunun Gr sayısı ile doğru orantılı olarak arttığını tespit etmişlerdir. Yerel Nusselt sayısının ise küre boyunca önce azaldığını, bir minimum seviyeye düştüğünü ve ardından kürenin arkasında sert bir şekilde yükseldiğini rapor etmişlerdir. Yapılan sayısal çalışmanın sonuçlarının literatürdeki benzer deneysel çalışmalarla uyumlu olduğunu belirtmişlerdir.

Virag ve ark. (2011); bir küreden yapılan laminer doğal taşınımı iki farklı yöntem kullanarak incelemişler ve elde edilen sonuçları kıyaslamışlardır. İlk olarak küredeki ısı iletimi ve akışkanda oluşan laminer doğal taşınımından oluşan birleşik ısı transferini FLUENT ticari hesaplamalı akışkanlar dinamiği programını kullanarak incelemişler, ikinci olarak da yığık sistem çözümlenmesi yöntemini kullanmışlardır. Bu yöntemde küredeki sıcaklığın konumsal olarak düzgün olduğunu varsaymışlar ve Churchill korelasyon fonksiyonunu uygulamışlardır. Problemin çözümünün Rayleigh sayısına, Biot sayısına, Prandtl sayısına ve küreden akışkana doğru olan ısı yayılım katsayısı oranına bağlı olduğunu vurgulamışlardır. Belirli bir aralık için yığık sistem çözümlenmesi yönteminin birleşik ısı transferi yöntemine göre oldukça doğru sonuçlar verdiğini bulmuşlardır.

Sertkaya ve ark. (2011); kanatçıklı bir yüzeyden havaya yapılan doğal taşınımı (ışınım ile yapılan ısı transferini de dikkate alarak) deneysel olarak incelemişlerdir. Deneylerinde; kanatçıklı yüzeyi, kanatçıklar hem aşağı yönde, hem de yukarı yönde olacak şekilde dikey eksenle farklı açılarda yönlendirerek ve değişik ısıtıcı güçleri tatbik ederek ısı transferini incelemişlerdir. Sonuç olarak; kanatçıklı yüzeylerin, ısı transferini kanatçiksiz yüzeylere göre önemli ölçüde arttırdığını gözlemlemişler ve yukarı yönlü kanatçıkların aşağı yönlü kanatçıklara göre ısı transferini daha fazla arttırdığını bulmuşlardır. Dikey eksenden ölçülen yönlendirme açısı arttıkça kanatçıkların ısı

transferini artırıcı etkisinin azaldığını ve ışınlama yapılan ısı transferinin ihmal edilemeyecek kadar büyük olduğunu tespit etmişlerdir.

Hatami ve ark. (2014); soğutma süreçlerinde bulunan yarı-küresel ve tamamen ıslak gözenekli kanatçıklardaki sıcaklık dağılımı denklemini Sharqawy ve Zubair tarafından daha önce bulunmuş olan ve kanatçık ucundaki şartların bilinmesini gerekli kılmayan yeni bir modifiye kanatçık parametresi ile ifade etmişlerdir. Çalışmalarında ısı ve kütle taşınım katsayılarının sıcaklığa bağlı olduğunu varsaymışlar ve gözenekli ortamdaki ısı transferini de Darcy modelindeki geçiş hızı ile simüle ederek bulmuşlardır. Isı taşınım denklemini oluşturduktan sonra Sonlu Kare Yöntemi ve dördüncü dereceden Runge-Kutta yöntemi ile sayısal olarak Si_3N_4 gözenekli kanatçıkta sıcaklık dağılımını ifade etmişlerdir. Ayrıca kanatçık verimi üzerinde; gözenekliliğin, Darcy sayısının, Rayleigh sayısının, Lewis sayısının vs. etkilerini de incelemişlerdir. Çalışmanın önemli bir çıktısı olarak; ulaştıkları sonuçların yüksek bir soğutma verimi elde edebilmek için Lewis sayısının 1'den çok daha büyük olmasını gerektirdiğini teyit ettiğini raporlamışlardır.

Singh ve Dash (2015); Kanatçıklı bir küreden yapılan ısı transferini hem laminer ($10^5 \leq Ra \leq 10^8$) hem de türbülanslı ($10^{10} \leq Ra \leq 10^{12}$) rejimlerde sayısal olarak incelemişlerdir. Kanatçık yüksekliğinin küre çapına oranı ve kanatçık aralığının küre çapına oranını sırasıyla 0.017–0.200 ve 0.131–0.393 aralığında değiştirerek Nusselt sayılarını hesaplamışlardır. Bazı durumlarda Nu hesaplamak için 5 farklı türbülans modelini, Nu için genel bir korelasyon bulmak amacıyla da $k - \epsilon$ modelini kullanmışlardır. Sayısal sonuçları öncelikle kanatçiksiz bir küre için literatürde bulunan korelasyonlarla kıyaslayarak teyit etmişlerdir. Sonuç olarak; Alüminyum kanatçıklı kürede, kanatçık sayısı arttıkça Nu; laminer ısı transferi için azalmış, türbülanslı ısı transferi için ise artmıştır. İletken olmayan kanatçıklı kürede ise kanatçık sayısı artırıldığında hem laminer hem de türbülanslı akışlar için Nu azalmıştır. İletken kanatçıklı kürede kanatçık yüksekliği arttıkça Nu artmış, iletken olmayan kanatçıklı kürede ise azalmıştır. Son olarak da, kanatçıklı bir küreden doğal taşınım ile ısı transferi için Nu korelasyonları geliştirmişlerdir.

Maji ve Choubey (2020); ısı transferini arttırmak amacı ile farklı kanatçık tiplerini termofiziksel ve geometrik parametrelerin değişimleri ile inceleyen 2014 yılından 2019 yılına kadar yapılan 100'ün üzerindeki araştırmayı özetlemişlerdir. Çalışmalarına son yıllarda yoğunluk kazanan delikli ve gözenekli kanatçıklarla ilgili olanları da dahil etmişlerdir.

Fan ve ark. (2016); çevresel kanatçıklı küresel bir kapsül içindeki bir faz değişim malzemesinin (FDM) kısıtlanmış erime ısı transferini, gizli ısı şeklinde enerji depolanmasına uygulayarak çalışmışlardır. Kanatçık yüksekliklerinin FDM sisteminin erime ısı transferinde ve ısıl enerji depolanması performansındaki etkisini araştırmışlardır. Erime esnasındaki sıvı-katı arayüzü değişimlerini gözlemek ve entalpi yöntemine göre yapılan sayısal simülasyonları doğrulamak için görselleştirilmiş deney tekniklerini kullanılmışlardır. Isı transfer hızını ve eriyen kısımdaki değişimleri nicel olarak tespit edebilmek için, erimeye dayalı anlık hacimsel genleşmeler ölçülerek dolaylı bir deneysel yöntem önermiş ve uygulamışlardır. Ulaşılan deneysel ve sayısal sonuçlar arasında iyi bir uyum gözlemlenmiştir. Deneysel ve sayısal sonuçların birlikte değerlendirilmesi, kanatçık etkilerinin; katı-sıvı arayüz değişimlerinde, doğal taşınım akışlarında ve ısı transferinde daha iyi anlaşılmasını sağlamıştır. Kanatçık yüksekliğinin artırılmasıyla enerji depolama performansının arttığı ve kullanılan en yüksek kanatçık için erime süresi zamanının yaklaşık olarak %30 kısaldığı gösterilmiştir. Meydana gelen artış, kanatçık nedeni ile oluşan genişletilmiş ısı transfer yüzey alanındaki ısı iletiminin artması ve kanatçığın yakınında yerel doğal taşınım oluşması etkilerinin birleşimine dayandırılmaktadır.

Govindaraj ve ark. (2017); içerisine FDM doldurulmuş küresel bir kapsüle iç tarafından yerleştirilen dikey ve çevresel kanatçığın farklı yönlerde ısı transferini arttırmasını incelemişlerdir. İçten dikey ve çevresel kanatçıklı Parafin FDM doldurulmuş küresel kapsül sıcaklık profilleri, kanatçiksiz kapsülle şarj ve deşarj süreçleri yönüyle kıyaslanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre aynı yüzey alanı için dikey kanatçıklı kapsül, çevresel kanatçıklı ve kanatçiksiz kapsüllere nispeten tüm şarj/deşarj süresinde önemli bir kısalma sağlamıştır. Dikey kanatçıklı küre, çevresel ve kanatçiksiz kürelere göre şarj süresinde sırasıyla %22 ve % 42 azalma sağlamıştır. Benzer şekilde deşarj süresinde de dikey kanatçıklı küre, çevresel ve kanatçiksiz kürelere göre sırasıyla %15 ve %38 azalma sağlamıştır.

Jia ve ark. (2019); FDM ile doldurulmuş ve iç tarafında farklı sayılarda ve boyutlarda silindirik pim kanatçıklar bulunan küresel kapsülleri soğuk depolama amacı ile tasarlamış ve deneyler yapmışlardır. Deneylerinde FDM'nin her kapsülde katılma esnasındaki sıcaklık değişimlerini gözlemlemişler ve entalpi yöntemi ile simüle ederek sayısal olarak hesaplanan sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Hesaplanan ve deneysel olarak bulunan sonuçlar arasında %6.9 luk bir sapma oranıyla gayet iyi bir uyum görülmüştür. Farklı silindirik pim kanatçıklı kapsül konfigürasyonlarının; sıcaklık değişimi, sıvı

kısım dağılımı ve soğuk şarj hızı gibi ısı performansları sayısal olarak da kıyaslanmıştır. Sonuçlar, kanatçıklı konfigürasyon ile soğuk şarj süresinin (7700 s) altı kanatçıklı kapsülde kanatçiksiz kapsüle göre %50'den fazla azaldığını (3600 s) göstermiştir. Buna ek olarak kanatçık sayısındaki artışın, FDM doldurma oranındaki küçük bir azalmayla birlikte, ısı performansı arttırdığı sonucuna da ulaşılmıştır. Yine, silindirik pim kanatçıkların uzunluk ve çap gibi geometrik parametrelerinin optimizasyonu ile ısı performansın geliştirilebileceği sonucuna da ulaşılmıştır. 20 mm iç yarıçapında küresel bir kapsül için optimum parametreler uzunluk/yarıçap oranı %75 ve çap 2 mm olarak bulunmuştur.

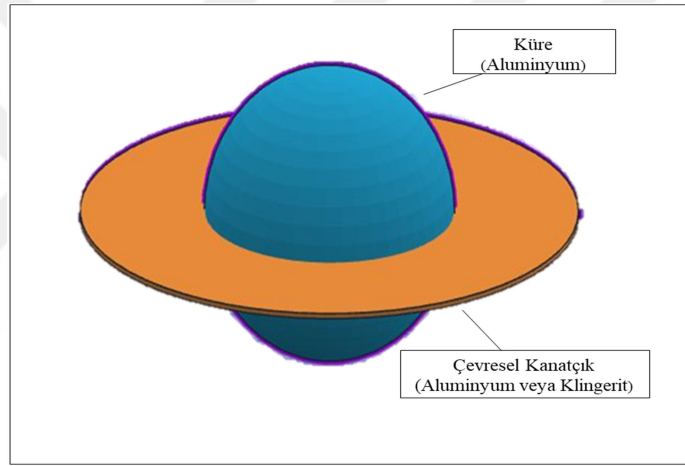


3. MATERYAL VE YÖNTEM

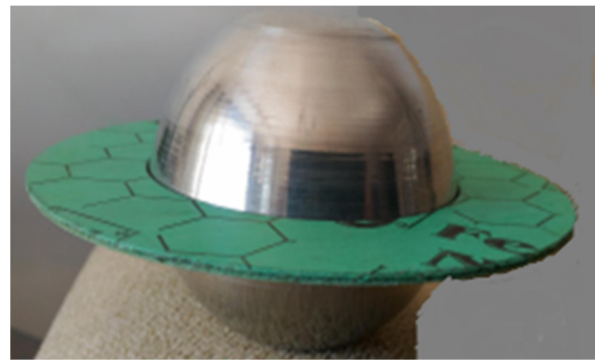
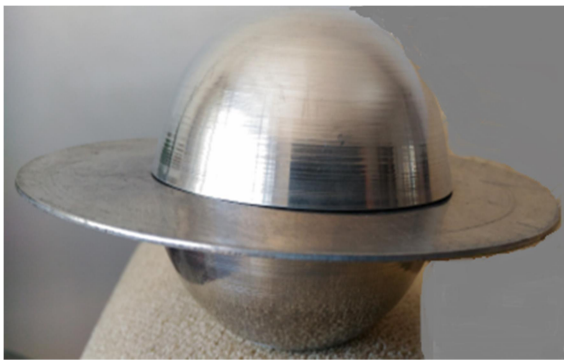
3.1. Deney Düzenegi

Deneyler için Konya Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölüm Laboratuvarlarında mevcut olan ve daha önce benzer çalışmalarda kullanılmış deney seti, aygıt ve düzenekler bu çalışmaya adapte edilerek kullanılmıştır.

Şekil 3.1’de şematik resmi, Şekil 3.2’de de fotoğrafı gösterilen ve deneylerde kullanılan çevresel kanatçıklı küre; alüminyumdan 2 mm et kalınlığında iki yarım küre şeklinde sıvama metodu ile imal ettirilmiş ve ekvatorial bölgesine halka şeklindeki kanatçık sıkıştırılarak tutturulmuştur.



Şekil 3.1. Deneylerde kullanılan çevresel kanatçıklı kürenin şematik resmi



(a)

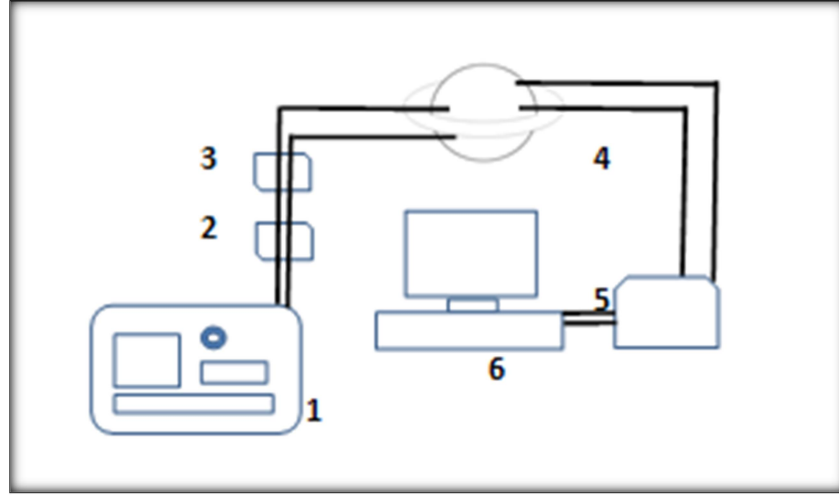
(b)

Şekil 3.2. (a) İletken kanatçıklı (alüminyum) (b) İletken olmayan kanatçıklı (klingerit)

deney numunesi

Alüminyum veya klingerit kanatçıkları sabitlemek için dış taraftan metal yapıştırıcısı uygulanmıştır. Isıtıcı direnç gücü, ayarlı güç kaynağı vasıtasıyla değiştirilerek küre yüzey sıcaklığı ve dolaylı olarak ortam havası sıcaklığı değiştirilmiş ve ısılıçiftlerle ölçülerek her ikisi de kayıt altına alınmıştır.

Deney düzeneği Şekil 3.3'te verilmiştir ve şu ekipmanlardan oluşmaktadır; Ayarlı güç kaynağı, seçici anahtar, test bölmesi, data logger ve bilgisayar.



Şekil 3.3. Deney düzeneği:1.Ayarlı Güç Kaynağı, 2.Seçici Anahtar, 3.Ampermetre, 4.Test Numunesi, 5.Data Logger, 6.Bilgisayar

Ayarlı güç kaynağından sağlanan değişik güç değerleriyle test numunesi küre içeriden ısıtılmıştır. Kürenin iç yüzeyinde farklı güç değerleri için oluşan sıcaklıklar sistem sürekli rejime geldiğinde, K-tipi nikel-krom ısılıçiftler ile ölçülerek bilgisayara aktarılıp değerlendirilmek üzere saklanmıştır. Test kısmında kürenin açılabilir bir aparat mevcuttur. Böylelikle farklı kanatçık duruş açıları için ölçümler yapılmıştır. Deney numunesi küre ve iletken kanatçıklar alüminyumdan; iletken olmayan kanatçık ise ısı iletkenlik katsayısı $k = 0.50 \text{ W/mK}$ olan klingerit (Klinger, 2022) malzemeden aynı boyutlarda imal ettirilmiştir.

Küre iç yüzeyine yerleştirilen ısılıçiftlerin ve ısıtıcı direncin elektrik kabloları kürenin geometrik olarak tam tepe noktasında açılan 6 mm çapında küçük bir delikten geçirilmiştir. Kürenin geometrik üst tepe noktasında oluşan dönümlü akış (girdap) düşünüldüğünde, aerodinamik ve ısı sınır tabakalarının deney düzeneğindeki kablo bağlantılarından etkilenmesi en aza indirilmiştir denilebilir. Kabloların geçtiği kürenin üst tepe noktasındaki bu delikteki boşluklar; izolasyon malzemesi ve sıcak silikonla

kapatılarak, ısı kaçağı olabildiğince önlenmeye çalışılmış ve ısının sadece küre yüzeyinden geçmesi sağlanmıştır. Literatürde de benzeri uygulamalar yer almıştır. Govindaraj ve ark. (2017) çalışmalarında içini bir faz değişim malzemesi ile doldurdukları küresel kapsüllerin iç kanatçıklarının etkinliğini araştırdıkları çalışmalarında, deney düzeneklerinde yer alan kürenin üst tepe noktasını kabloların çıkış yeri olarak kullanmışlardır.

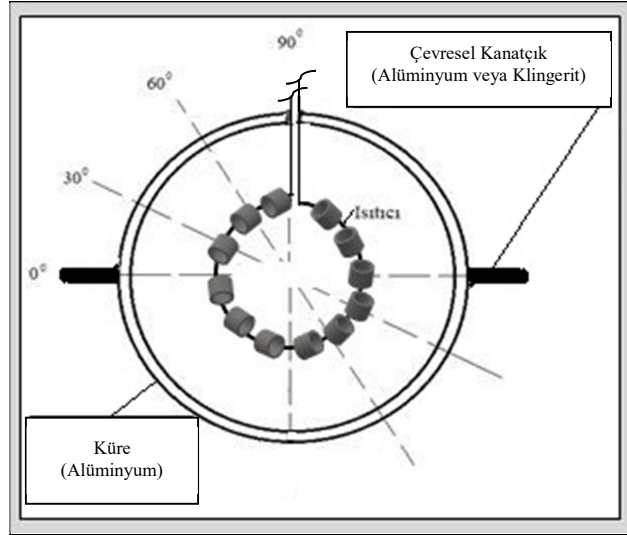
3.2. Deneyler

Deney odası penceresi bulunmayan, komşu hacimle arasında sadece giriş kapısı bulunan, dış etkilerden izole edilmiş bir hacimdir. Deney düzeneği odanın kapıdan en uzak bölümüne yerleştirilmiş böylelikle kapıdan sızabilecek dış etkilerden korunmuştur. Ayarlı güç kaynağı, zaman zaman çalışan küçük soğutucu fanının test bölümünü etkilememesi için deney düzeneğinden mümkün olan en uzak yere konulmuştur.

Deneylerde küre iç yüzey sıcaklığı, iç yüzeyin farklı noktalarına yerleştirilen ısılıçiftler ile ölçülmüştür. Kürenin dış yüzeyine ısılıçiftlerin ve kablolarının yerleştirilmesi durumunda, küre dış yüzeyindeki hidrodinamik ve ısı sınır tabakalar etkileneceğinden, ısılıçiftler küre iç yüzeyine yerleştirilmiştir. Küre iç yüzey sıcaklığı ile dış yüzey sıcaklığı arasındaki fark, bir örnek durum için hesaplanmış ve yaklaşık olarak 0.001°C olarak bulunmuştur. Bu seviyedeki fark ihmal edilebileceğinden deneylerde kürenin ölçülen iç yüzey sıcaklıkları, kürenin dış yüzey sıcaklarına eşit olarak kabul edilmiştir. Bu örnek hesap EK-3'te verilmiştir.

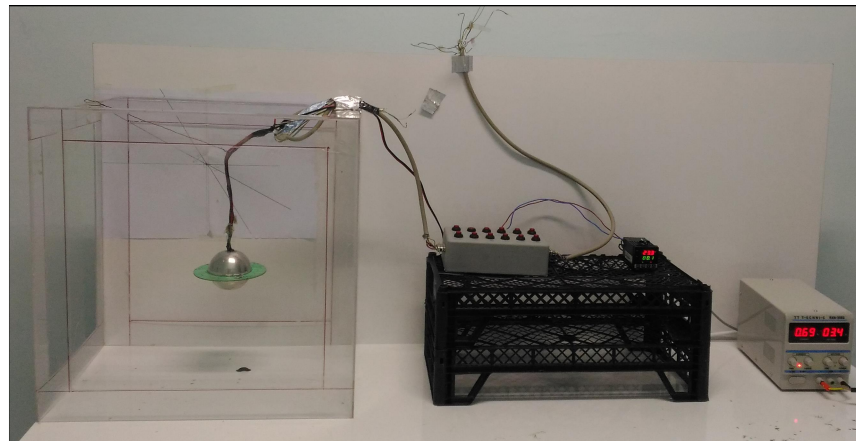
Bu çalışmada aşağıdaki parametrelerin ısı transferine etkileri incelenmiş ve elde edilen sonuçlar kanatçıksız küre deneyinin sonuçları ile kıyaslanmıştır:

- Şekil 3.4'te gösterilen dört farklı konum açısında (yataya göre 0° , 30° , 60° ve 90°) deneyler yapılmıştır.
- Deneylerde iletken kanatçık olarak Alüminyum ve iletken olmayan kanatçık için aynı ebatta klingerit malzemeden yapılmış diskler kullanılmıştır.
- Isıtıcı direnç gücü ayarlı güç kaynağı vasıtası ile değiştirilerek farklı Rayleigh sayıları (Ra) için deneyler yapılmıştır.



Şekil 3.4 Deneysel kanatçık konum açıları

İlk olarak yalın küre için deneyler yapılmış, daha sonra önce klingerit malzemeden imal edilmiş olan iletken olmayan kanatçık için ve sonrasında da alüminyum malzemeden imal edilmiş iletken kanatçık için yataya göre 0° , 30° , 60° ve 90° eğimlerde deneyler icra edilmiştir. Her bir deneyde 10 farklı güç için sistem sürekli rejime geldiğinde sıcaklıklar ölçülmüştür. Her güç değişikliğinde ölçülen tüm sıcaklıkların hemen hemen değişmediği ana kadar beklenmiş ve bu şekilde sistemin sürekli rejime geldiği varsayılmıştır. Bu süre başlangıçta 1-1,5 saat kadar sürmüştür, sonrasında ise 30-45 dakikaya kadar düşmüştür. Örnekleme yoluyla bazı deneyler tekrar edilmiştir. Deneysel düzeneğin bir fotoğrafı Şekil 3.5’de verilmiştir.



Şekil 3.5 Deneysel düzeneğin bir fotoğrafı

Doğal taşınım ile yapılan ısı transferinde akışkanın zorlanmış taşınımına göre çok düşük olan hızı; toplam ısı transferinde taşınım ve ışınımın paylarının kıyaslanabilir düzeyde olmasını beraberinde getirmektedir. Bu nedenle bu çalışmada küresel yüzeyden ve kanatçıklardan ışınım (radyasyon) ile ısı transferi de dikkate alınmıştır.

3.3. Veri Analizi

Yalın küreden doğal taşınım yolu ile ısı transferinin hesaplanması için yapılan deneylerde; deney numunesi kürenin içindeki boşluğa yerleştirilmiş olan elektrik rezistansına, ayarlı güç kaynağı vasıtası ile verilen elektrik akım şiddeti ve voltajı bilinmektedir. Işınım ve taşınım yolu ile küreden transfer edilen ısı rezistansa verilen elektriksel güce eşittir. Ayarlı güç kaynağından deney düzeneğine kadar mevcut olan elektrik kablo bağlantılarındaki elektrik enerjisinin ısı enerjisine dönüşümünden kaynaklanan elektriksel güç kaybı ihmal edilmiştir.

Deneylerde rezistansa yaklaşık 1W'lık artışlarla uygulanan 10 farklı elektrik gücü için, kürenin iç yüzeyinden dört adet farklı ısılıçiftle ölçülen sıcaklıklar ve yine dört farklı ısılıçiftle ölçülen ortam hava sıcaklığı bilinmektedir.

Problemin bağımsız değişkeni kürenin dış yüzey sıcaklığı ile ortam hava sıcaklığı arasındaki farktır ($T_w - T_\infty$) ve Rayleigh sayısı ile ifade edilir.

Küreden yapılan toplam ısı transferi (Q_T), ışınım (Q_r) ve taşınım (Q_t) ısı transferlerinin toplamıdır.

$$Q_T = Q_r + Q_t \quad (3.1)$$

Küreden ışınım ile kaybedilen ısı Q_r toplam ısı transferinden çıkartılırsa doğal taşınım ile ısı transferi bulunur;

$$Q_t = Q_T - Q_r \quad (3.2)$$

Q_T , elektrikli ısıtıcının gücüne, P , eşittir.

$$Q_T = P = V \cdot I = R \cdot I^2 \quad (3.3)$$

3.3.1. Işınım Isı Transferi

Işınım ile yapılan ısı transferlerini belirlemek için malzeme özellikleri ve ölçülen sıcaklıklarla birlikte ilgili şekil faktörleri hesaplanmıştır. Yalın küre için şekil faktörü 1 dir. Klingerit kanatçıklı küre için, klingeritin nispeten düşük ısı iletkenliği nedeniyle sıcaklığının oda sıcaklığına eşit olduğu ve siyah yüzey varsayımı ile şekil faktörü yine 1 alınmıştır. Kürede ve çevresel kanatçıkta kullanılan ticari alüminyum için emisivite değeri 0,19 alınmıştır. (Kakaç, 1987)

3.3.1.1. Yalın Küreden çevre yüzeylere ışıınım ile kaybedilen ısı

Yalın küreden çevre yüzeylere ışıınım ile kaybedilen ısı;

$$Q_r = \varepsilon F_{12} \sigma A (T_w^4 - T_c^4) \quad (3.4)$$

olur. Burada;

ε : küre yüzeyinin ışıınım yayımlama katsayısı

F_{12} : ışıınım şekil faktörü (Yalın küre için 1 alınır)

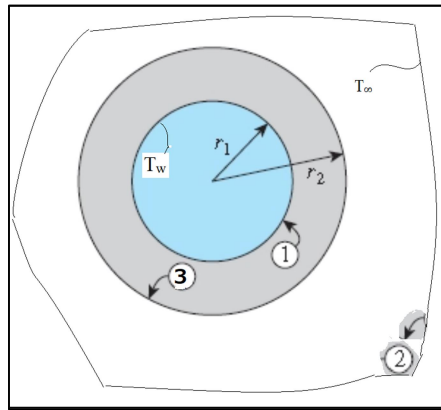
σ : Stefan – Boltzmann Sabiti = 5.669×10^{-8} [W/m²K⁴]

A : kürenin dış yüzey alanı [m²]

T_w : kürenin dış yüzey sıcaklığı [°C]

T_c : çevre yüzeyler sıcaklığı [°C] (ortam hava sıcaklığına eşit kabul edilmiştir)

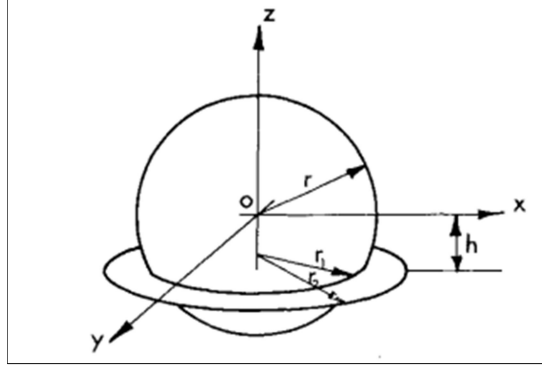
3.3.1.2. Çevresel kanatçıklı küreden çevre yüzeylere ışıınım ile kaybedilen ısı



Şekil 3.5. Deney odası içindeki eşmerkezli küre ve çevresel kanatçık şematik çizim (üst görünüş)
Burada; 1 : Küre yüzeyi; 2 : Çevre yüzeyleri; 3: Kanatçık yüzeyini göstermektedir.

Şekil 3.5'te şematik çizimi verilen deney odası içerisindeki çevresel kanatçıklı küreden çevre yüzeylere ışıınım ile kaybedilen ısıyı bulabilmek için ilgili ışıınım şekil faktörünü

hesaplamak gerekmektedir. Geometrik tanımları Şekil 3.6’da verilen Chung ve Naraghi (1981) tarafından yapılan çalışmada eşmerkezli bir disk ile küre arasındaki şekil faktörleri belirlenmiş ve aşağıdaki denklemler ile verilmiştir.



Şekil 3.6 Eşmerkezli küre ve disk için şekil faktörü geometrisi (Chung ve Naraghi, 1981)

Burada kanatçık yüzeyi ile kürenin merkezi arasındaki mesafe sıfır ($h=0$) alınarak küreden odaya giden ışıınım yüzdesi F_{12} şöyle bulunur;

$$F_{12} = 1 - F_{13} \quad (3.5)$$

$$F_{13} = \frac{1}{2\pi} \left[\frac{-\sqrt{R^2-1}}{2} + \frac{R^2}{2} \tan^{-1} \frac{1}{R^2-1} - \frac{\pi}{4} + \tan^{-1} \sqrt{R^2-1} \right] \quad (3.6)$$

F_{13} : Küreden çevresel kanatçığa (diske) giden ışıınım

Benzer şekilde aynı çalışmada verilen ilgili eşitlik kullanılarak kanatçıktan odaya giden ışıınım yüzdesi F_{32} de aşağıda verildiği gibi bulunur:

$$F_{32} = 1 - F_{31} \quad (3.7)$$

$$F_{31} = \frac{1}{(R^2-1)\pi} \left[-\frac{\pi}{2} - \sqrt{R^2-1} + R^2 \tan^{-1} \frac{1}{\sqrt{R^2-1}} + 2 \tan^{-1} \sqrt{R^2-1} \right] \quad (3.8)$$

F_{31} : Çevresel kanatçıktan (diskten) küreye giden ışıınım

Bu denklemlerde $R = r_2/r$ dir.

Bu durumda kanatçıklı küreden ışıınım ile ısı transferi:

$$Q_r = (A_1 F_{12} + A_3 F_{32}) \varepsilon \sigma (T_w^4 - T_\infty^4) \quad (3.9)$$

olur.

3.3.2. Taşınım Isı Transferi

Deneylerde; ısıtıcı devre akım ve gerilimi, dolayısıyla gücü, ki bu toplam ısı transferine, Q_T , eşittir; küre iç yüzey sıcaklığı, T_i ve ortam havası sıcaklığı, T_∞ ölçülmekte ve bilinmektedir.

Isı taşınım katsayısı (h) ve Nusselt sayısı (Nu) şu şekilde hesaplanabilir:

$$h = \frac{Q_t}{A_o (T_w - T_\infty)} \quad (3.10)$$

$$Nu = \frac{hd_o}{k} = \frac{Q_t \cdot d_o}{k A_o (T_w - T_\infty)} \quad (3.11)$$

Burada;

A_o : kürenin dış yüzey alanı

T_w : kürenin dış yüzey sıcaklığı

T_∞ : ortam hava sıcaklığı

d_o : kürenin dış çapı

k : havanın ısı iletkenlik katsayısı

Deneylerde küre dış yüzeyindeki akışı ve oluşan sınır tabakayı bozmamak için kürenin iç yüzey sıcaklığı ölçülmüştür. Kürenin dış yüzey sıcaklığı ise, cidarda sürekli rejimde bir boyutlu ısı iletimi varsayarak, şu şekilde belirlenebilir;

$$T_w = T_i - \frac{Q \left(\frac{1}{r_i} - \frac{1}{r_o} \right)}{4\pi k_w} \quad (3.12)$$

Burada;

r_i : iç yarıçap

r_o : dış yarıçap

k_w : küre malzemesinin ısı iletkenlik katsayısı

Küre dış yüzey sıcaklığının, iç yüzey sıcaklığına çok yakın olduğu ve eşit kabul edilebileceğini gösteren analiz EK-3'te verilmiştir.

Problemin bağımsız değişkeni kürenin dış yüzey sıcaklığı ile hava sıcaklığı arasındaki farktır ($T_w - T_\infty$) ve Rayleigh sayısı (Ra) ile ifade edilmektedir:

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (3.13)$$

$$Ra = \frac{g\beta(T_w - T_\infty)d_0^3}{\nu^2} \cdot Pr \quad (3.14)$$

Film sıcaklığı, şu şekilde tanımlanmış ve havanın tüm fiziksel özellikleri bu sıcaklıkta alınmıştır;

$$T_f = \frac{T_w + T_\infty}{2} \quad (3.15)$$

Bu çalışmada doğal taşınım ile ısı transferi sonuçları, Nu sayısının Ra sayısına göre değişimini gösteren eğrilerle ifade edilmiştir. Bu sonuçlar tezin “Araştırma Sonuçları ve Tartışma” kısmında verilmiştir.

3.4. Belirsizlik Analizi

Yapılan bir dizi ölçümleri kullanarak, ölçümlerdeki belirsizlikleri de baz alarak, bulunan son parametredeki belirsizliği bilmek isteriz. Böyle bir durumda; Sonuç parametresi R; $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ gibi bağımsız değişkenlerin bir fonksiyonu olsun;

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (3.16)$$

ve w_R ; sonuç parametresindeki belirsizlik,

$w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ de bağımsız değişkenlerdeki belirsizlikler olsun,

Sonuç parametresindeki belirsizlik;

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.17)$$

olur (Tüm belirsizliklerin aynı mertebede olması halinde geçerlidir) (Holman, 2011).

Bu çalışmada belirsizliğini bilmek istediğimiz nihai parametre Nu sayıdır. Nu sayısı ölçülen değerler cinsinden;

$$Nu_d = \frac{2 \cdot h \cdot r_o}{k} \quad (3.18)$$

olarak ifade edilir. Bu durumda Nu sayısı için belirsizlik ifadesi:

$$w_{Nu_d} = \left[\left(\frac{\partial Nu_d}{\partial h} w_h \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu_d}{\partial r_o} w_{r_o} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu_d}{\partial x_k} w_k \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.19)$$

olarak belirlenebilir. (3.19) ifadesinde yarıçap ve ısı iletkenlik katsayısındaki belirsizlikleri sıfır kabul ederek, sadece taşınım katsayısının yer aldığı terimin değerinin bulunması yeterlidir. Taşınım katsayısındaki belirsizlik, w_h , hesap adımları takip edilerek sırasıyla ısıtıcı net gücü, ısı transferi, küre yüzey sıcaklığı ve ortam hava sıcaklığındaki belirsizlikler belirlendikten sonra hesaplanmıştır. Ölçümü yapılan büyüklüklere göre bulunan belirsizlik ifadelerinin türevleri alınıp bazı kısaltmalar yapıldıktan sonraki son halleri aşağıda verilmiştir.

Isıtıcı net gücündeki belirsizlik,

$$w_p = \left[(I \cdot w_v)^2 + (V \cdot w_I)^2 + (-K_1 \cdot (4) \cdot (T_w)^3 \cdot w_{T_w})^2 + (-K_1 \cdot (4) \cdot (T_\infty)^3 \cdot w_{T_\infty})^2 \right]^{1/2} \quad (3.20)$$

$(K_1 = \varepsilon \cdot F_{12} \cdot \sigma)$

Isı transferindeki belirsizlik,

$$w_Q = w_p \quad (3.21)$$

Taşınım katsayısındaki belirsizlik,

$$w_h = \left[\left(\frac{w_Q}{T_w - T_\infty} \right)^2 + \left(\frac{-Q}{(T_w - T_\infty)^2} \cdot w_{T_w} \right)^2 + \left(\frac{-Q}{(T_w - T_\infty)^2} \cdot w_{T_\infty} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.22)$$

Nu sayısındaki belirsizlik,

$$w_{Nu_d} = \frac{2 \cdot r_o}{k} \cdot w_h \quad (3.23)$$

Nu sayısındaki toplam belirsizlik,

$$\frac{w_{Nu_d}}{Nu} = \frac{\frac{2 \cdot r_o}{k} \cdot w_h}{\frac{2 \cdot h \cdot r_o}{k}} = \frac{w_h}{h} \quad (3.24)$$

olarak bulunur.

Ölçülen değişkenlerin belirsizlik değerleri kullanılan cihazların imalatçılarının beyanları ve deneysel tecrübelerle belirlenmiştir (Çizelge 3.1). Bu değerlerin literatürdeki benzer çalışmalarla da uyum içinde olduğu gözlenmiştir (Atmaca, 2003).

Çizelge 3.1. Ölçülen değerler için belirsizlik değerleri

Ayarlı güç kaynağı akım şiddeti	± 0.1 A
Ayarlı güç kaynağı gerilim	$\pm 10^{-4}$ V
Küre yüzey sıcaklığı	± 0.25 °C
Ortam sıcaklığı	± 0.2 °C

Türetilen belirsizlik ifadeleri ve deneylerde kullanılan cihazların belirsizlik değerleri ile yapılan analizin sonucunda Nu sayısı için toplam belirsizlik %6 olarak bulunmuştur.

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Bu çalışmada bir ısıtıcı direnç ile iç tarafından ısıtılan alüminyum bir küreden doğal taşınım ile yapılan ısı transferi;

1. Yalın küre,
2. İletken olmayan (klingirit) çevresel kanatçıklı küre, ve
3. İletken (alüminyum) çevresel kanatçıklı küre

konfigürasyonları için dört farklı konum açısında (yataya göre 0°, 30°, 60° ve 90°) deneysel olarak incelenmiştir.

İletken olmayan ve iletken çevresel kanatçık olarak; iç çapı kürenin dış çapına eşit olan ve birbiri ile aynı boyutlarda klingirit ve alüminyum diskler kullanılmıştır. Dolayısıyla kullanılan çevresel kanatçıkların yüzey alanları aynıdır.

Yalın küre için elde edilen sonuçlar literatürde mevcut bulunan sonuçlarla, iletken olmayan ve iletken kanatçıklı durumlar için bulunan sonuçlar da hem kendi aralarında hem de yalın küre deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

Her test numunesi için 1'er Watt'lık artışlarla 10 farklı güçte toplamda 9 deney yapılmıştır. Deneyler, doğal taşınım için laminer akış bölgesinde, $1 \times 10^5 < Ra < 1.19 \times 10^6$ aralığında gerçekleştirilmiştir.

4.1. Yalın küreden ısı transferi

Literatürde yalın küreden doğal taşınım ile ısı transferi için elde edilen iki korelasyon, Churchill, ve Yuge tarafından aşağıdaki şekilde verilmiştir:

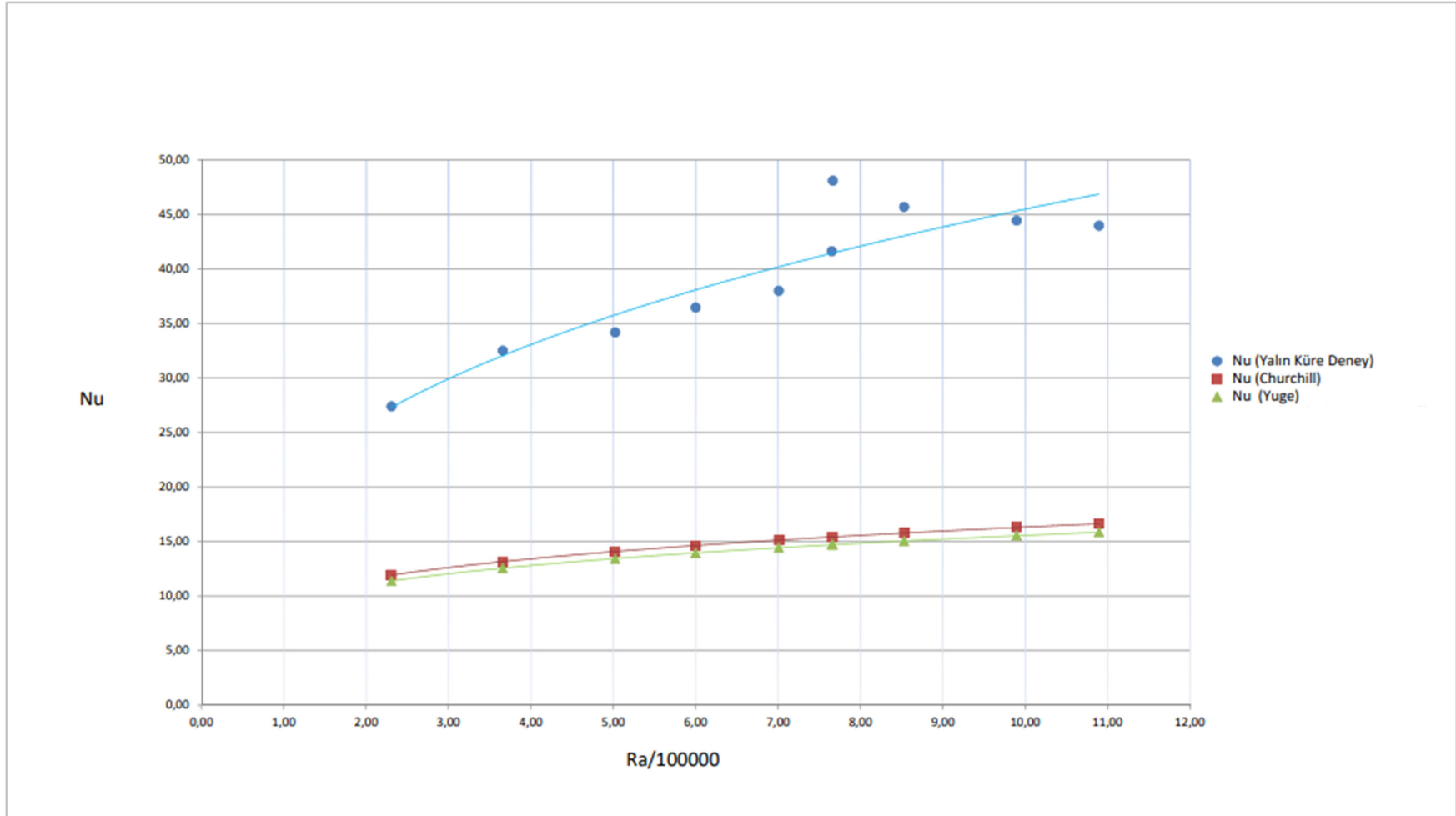
$$Nu = 2 + (0.589 \cdot Ra^{1/4}) / [1 + (0.469/Pr)^{9/16}]^{4/9} \quad (\text{Churchill, 1983}) \quad (4.1)$$

$$Nu = 2 + 0.392 \cdot Gr^{1/4} \quad 1 < Gr < 10^5 \quad (\text{Yuge, 1960}) \quad (4.2)$$

Yalın küre ısı transferi deneyinin sonuçlarını Nu sayısının Ra sayısı ile değişimi olarak gösteren grafik Şekil 4.1'de verilmiştir. Aynı grafikte Churchill (4.1), ve Yuge (4.2) eğrileri de deney değerleri için gösterilmiştir. Deney sonuçlarının literatürde yer alan bu sonuçlardan 2.3 ila 2.8 katı yüksek olduğu görülmüştür. Bunun nedeni kullanılan ölçüm cihazlarının hassasiyeti, deney odası şartlarının duyarlılığı ve deney numunesi kürenin geometrisindeki zorunlu düzensizlikler olabilir. Özellikle, kürenin üst kısmına açılan delik ve buradan geçirilen ısıtıcı direnç ve ısılıft bağlantı kablolarının

yalın küre geometrisini ve sınır tabakayı bir miktar bozduğu ve vorteks izi bölgesinde oluşturduğu ilave türbülans nedeniyle ısı transferini arttırdığı söylenebilir. Öte yandan, bağlantı kablolarının varlığının kanatçıklı küreler ile yapılan deney sonuçlarını da aynı ölçüde etkileyeceği öngörülebilir. Hem bu etkiyi bir ölçüde kompanse etmek hem de kanatçıkların ısı transferine etkisini daha net görebilmek için kanatçıklı küre deney sonuçları, yalın küre deney sonuçlarına oranlanarak normalize edilmiştir.





Şekil 4.1. Yalın küre (deney) ve yalın küre (literatür) için Nu sayıları

4.2. İletken olmayan çevresel kanatçıklı küreden ısı transferi

İletken olmayan (klingerit) çevresel kanatçıklı küre deneyinin sonuçlarını Nu sayısının Ra sayısı ile değişimi olarak gösteren grafik Şekil 4.2’de, yalın küre Nu sayılarına göre normalize edilmiş olarak gösteren grafik de Şekil 4.3’te verilmiştir.

Her iki grafikte de Nu sayıları, ortalama değerleri itibarıyla, küçükten büyüğe doğru açısız duruşlara göre aşağıdaki gibi sıralanmıştır:

$$Nu_{60^\circ} < Nu_{30^\circ} < Nu_{0^\circ} < Nu_{90^\circ}$$

En yüksek Nu sayıları 90° eğimli iletken olmayan kanatçık için, en düşük Nu sayıları da 60° eğimli iletken olmayan kanatçık için elde edilmiştir.

Yalın küre Nu sayılarını gösteren Şekil 4.1 ile iletken olmayan çevresel kanatçığın açısız duruşlarına göre aldığı Nu sayıları kıyaslandığında;

$$Nu_{60^\circ} < Nu_{\text{Yalın Küre}} < Nu_{30^\circ} < Nu_{0^\circ} < Nu_{90^\circ}$$

sıralaması oluşmaktadır.

En yüksek Nu sayıları 90° duruş açısındaki iletken olmayan kanatçıklı kürede bulunmuştur. Bunun nedeni, doğal taşınımı oluşturan kaldırma kuvvetinden kaynaklanan hava akımının; 90° duruş açılı iletken olmayan kanatçığa paralel olarak düzgün bir akış yapması, kanatçık tarafından engellenmemesi ve hidrodinamik ve ısı sınır tabakaların laminer akış bölgesinde herhangi bir bozulmaya uğramadan gelişmesi olabilir.

En düşük Nu sayısı değeri olarak bulunan 60° duruş açısından sonra yalın küre Nu sayısı değeri ikinci en küçük değer olarak bulunmuştur.

60° iletken olmayan kanatçıklı duruş açısının en düşük Nu sayılarını vermesi deneylerde incelenen kanatçıklı küreden akış ayrılması nedeni ile ısı sınır tabakanın bozulmasına ve akışın kanatçık tarafından bir ölçüde engellenmesine bağlı olabilir. Bu konu literatürde araştırılmış ancak disk şeklinde çevresel kanatçıklı bir küreden akış ayrılmasını inceleyen bir çalışmaya rastlanılmamıştır. Ancak Kranse ve Schenk (1965) $8 \times 10^7 < Gr < 6 \times 10^8$ aralığında yaptıkları doğal taşınım ile ısı transferi deneylerinde 69 mm çapındaki yalın bakır küre için akış ayrılma noktasını akışın durgunluk noktasına göre 140° ila 150° arasında vermişlerdir. Bu da yaklaşık olarak yatay ile 60° duruş açısına karşılık gelmektedir [$90^\circ + 60^\circ = 150^\circ$]. İleride yapılacak araştırmalarda disk şeklinde çevresel kanatçıklı bir küreden akış ayrılmasının incelenmesi bu konunun daha iyi anlaşılmasına katkı sağlayacaktır.

60° duruş açılı iletken olmayan kanatçık için Nu sayıları yalın küre için bulunan Nu sayılarından daha küçük çıkmıştır ancak Çizelge 4.1'den görüleceği üzere bu fark %2 ile %18 arasında değişmektedir ve deney ölçümlerinin yarısı için %5'ten küçüktür. Dolayısıyla deneylerde kullanılan cihazların ölçüm hassasiyeti göz önüne alındığında 60 derece eğim açılı iletken olmayan kanatçıklı kürenin yalın küreye oldukça yakın ısı transferi sağladığı söylenebilir.

Çizelge 4.1. İletken olmayan kanatçık için normalize edilmiş Nu sayıları

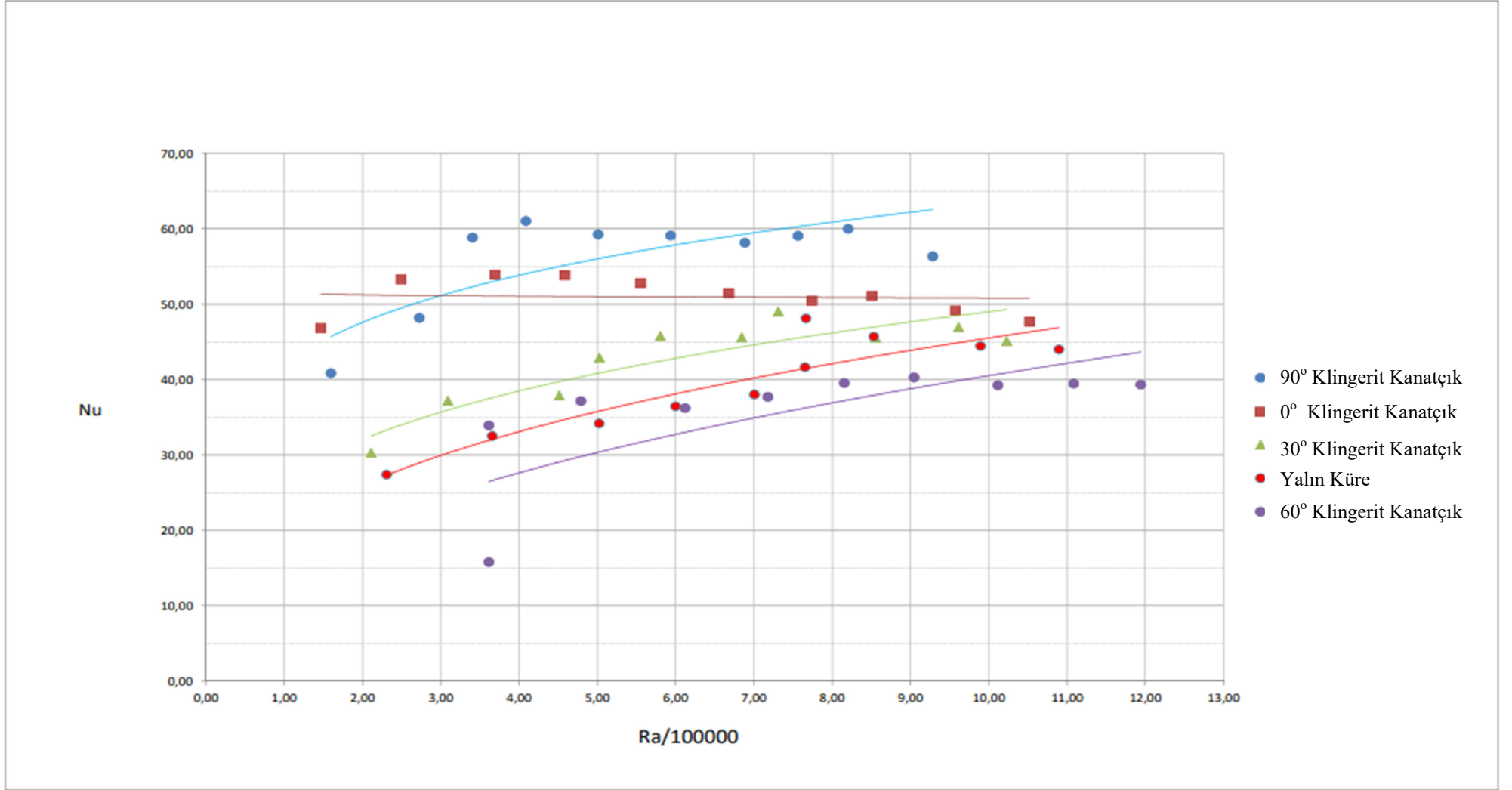
Güç (W)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0° Duruş Açısı İletken olmayan Kanatçık	1,71	1,63	1,57	1,47	1,39	1,23	1,05	1,12	1,10	1,08
30° Duruş Açısı İletken olmayan Kanatçık	1,10	1,14	1,11	1,17	1,20	1,09	1,02	0,99	1,05	1,02
60° Duruş Açısı İletken olmayan Kanatçık	0,56*	1,02	1,06	0,97	0,97	0,93	0,82	0,84	0,86	0,87
90° Duruş Açısı İletken olmayan Kanatçık	1,45	1,44	1,68	1,63	1,52	1,38	1,18	1,26	1,32	1,25

(*) Bu veri kuşkuyla bulunduğu için değerlendirilmeye alınmamıştır.

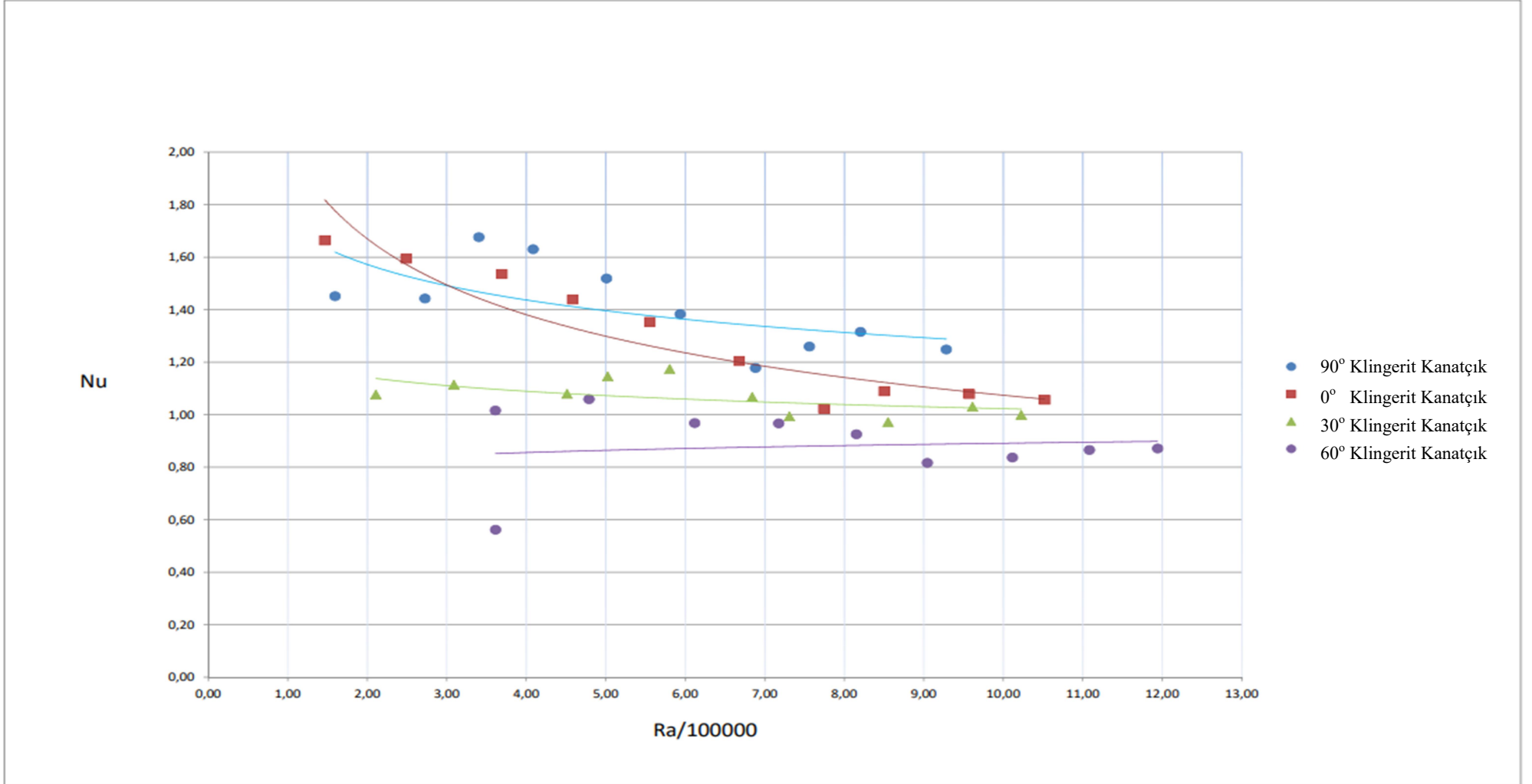
İletken olmayan kanatçıklı küreler arasında, en yüksek taşınım ısı transferini sağlayan 90° duruş açılı test numunesinin, yalın küreden %25 ile %68 arasında daha yüksek Nu sayılarına sahip olduğu Çizelge 4.1'de görülmektedir.

Güç, dolayısıyla Ra sayıları arttıkça, iletken olmayan kanatçıklı kürelerin Nu sayılarının yalın küre Nu sayılarına yaklaştığı da Çizelge 4.1'den ve Şekil 4.3'ten anlaşılmaktadır.

Ra sayılarının artması ile iletken olmayan kanatçıklı tüm deney numuneleri için Nu sayılarının arttığı Şekil 4.2'den anlaşılmaktadır.



Şekil 4.2. Klingerit kanatçıklı küre 0°, 30°, 60°, ve 90° açısız eğim için Nu sayıları



Şekil 4.3. Klingerit kanatçıklı küre 0°, 30°, 60°, ve 90° açısız eğim için normalize edilmiş Nu sayıları

4.3. İletken çevresel kanatçıklı küreden ısı transferi

İletken (alüminyum) çevresel kanatçıklı küre ısı transferi deneyinin sonuçlarını Nu sayısının Ra sayısı ile değişimi olarak gösteren grafik Şekil 4.4'te, yalın küre Nu sayılarına göre normalize edilmiş olarak gösteren grafik de Şekil 4.5'te verilmiştir. 60° ve 30° duruş açılı iletken çevresel kanatçıklı küre eğrilerinin başlangıcında yer alan sırasıyla 3 ve 4 veri; diğer verilerden çok ayrık bulduklarından değerlendirmeye alınmamıştır. Bu verilerin ayrıklığının ilgili deneylerin başlangıcında sistemin rejime girme süresinin beklenenden daha uzun sürmesinden kaynaklandığı düşünülmektedir.

Şekil 4.4'te ve Şekil 4.5'te verilen her iki grafikte de Nu sayıları küçükten büyüğe doğru açısal duruşlarına göre aşağıdaki gibi sıralanmıştır:

$$Nu_{90^\circ} < Nu_{0^\circ} < Nu_{30^\circ} < Nu_{60^\circ}$$

En yüksek Nu sayıları 60° eğimli iletken kanatçık için, en düşük Nu sayıları da 90° eğimli iletken kanatçık için elde edilmiştir. En yüksek Nu sayısı, 60° duruş açılı iletken kanatçık için yalın küre değerinden %75 daha yüksek bulunmuştur. En düşük Nu sayısı ise 90° duruş açılı iletken kanatçık için %31 daha düşük değerde bulunmuştur.

Yalın küre Nu sayıları eğrilerini gösteren Şekil 4.1 ile iletken çevresel kanatçığın açısal duruşlarına göre Şekil 4.4'te aldığı Nu sayıları eğrileri kıyaslandığında;

$$Nu_{90^\circ} < Nu_{0^\circ} < Nu_{\text{Yalın Küre}} < Nu_{30^\circ} < Nu_{60^\circ}$$

sıralaması oluşmaktadır.

Çizelge 4.2'de iletken kanatçık için yalın küreye göre normalize edilmiş Nu sayıları verilmiştir. Bu çizelgede 30° duruş açılı iletken kanatçık için ilk 4 veri, 60° duruş açılı iletken kanatçık için ise ilk 3 veri yukarıda belirtildiği üzere kuşku bulduğu için değerlendirmeye alınmamıştır.

Çizelge 4.2. İletken kanatçık için yalın küreye göre normalize edilmiş Nu sayıları

Güç (W)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0° Duruş Açısı İletken Kanatçık	1,24	1,14	1,02	1,11	1,12	1,10	0,88	1,00	1,00	0,94
30° Duruş Açısı İletken Kanatçık	2,40*	1,48*	1,32*	1,61*	1,14	1,07	0,93	1,08	1,21	0,95
60° Duruş Açısı İletken Kanatçık	1,74*	2,65*	2,08*	1,75	1,57	1,43	1,38	1,42	1,44	1,52
90° Duruş Açısı İletken Kanatçık	0,69	1,13	0,90	0,89	0,84	0,78	0,68	0,71	0,72	0,76

(*) Bu veriler kuşku bulduğu için değerlendirilmeye alınmamıştır.

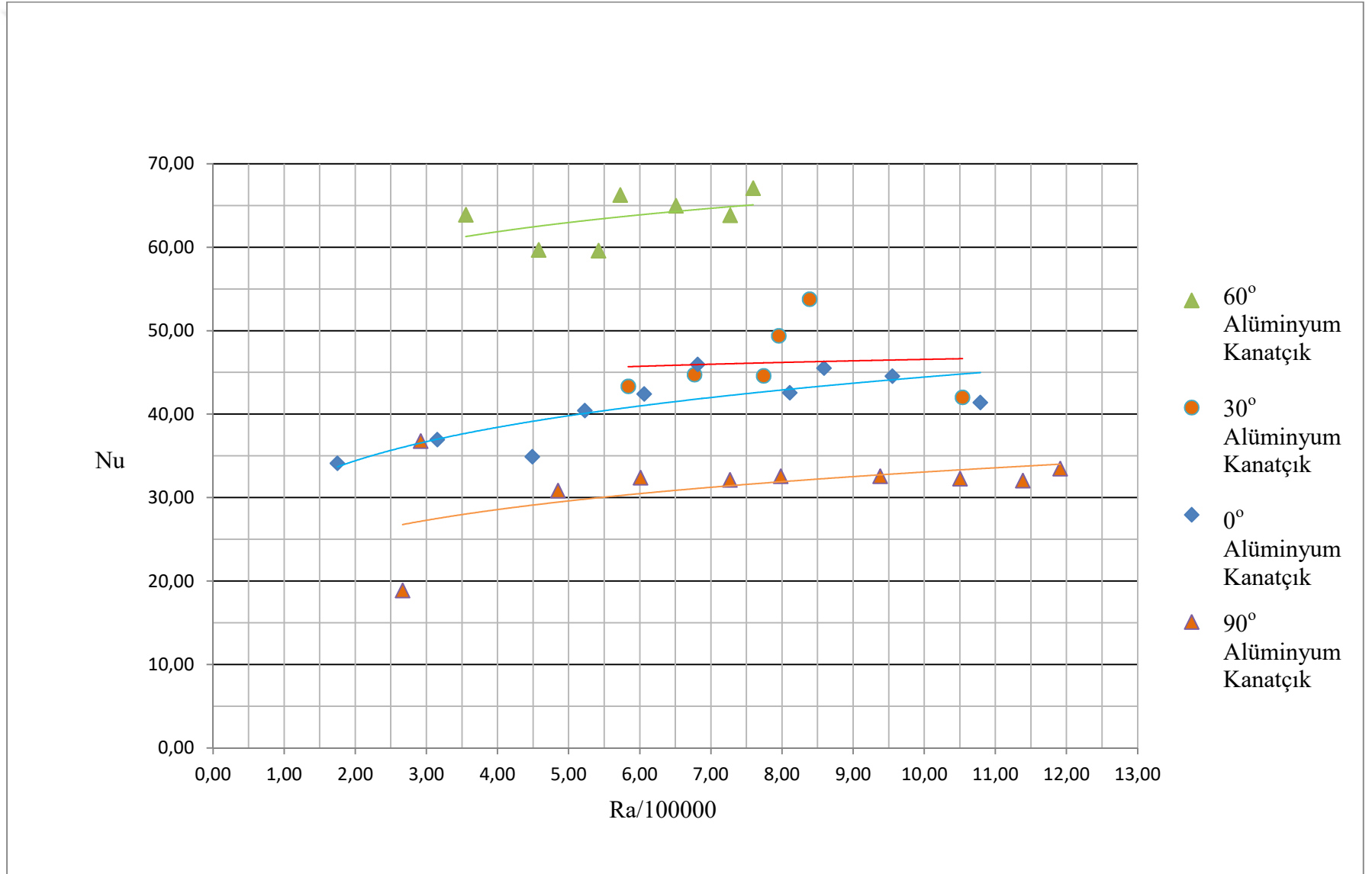
Yalın küre Nu sayılarına göre normalize edilmiş iletken kanatçıklı küre sonuçları kıyaslandığında, tipik olarak $Ra = 7.5 \times 10^5$ değeri için Şekil 4.5'te bulunan yüzdelik

farklar Çizelge 4.3'te gösterilmiştir. En yüksek ve en düşük değerlerin dışında 0° ve 30° duruş açıları için oluşan fark sırasıyla %1 ve %4'tür. Bu değer yalın küre için elde edilen değerlere çok yakındır. Şekil 4.5'in tümü göz önüne alındığında 0° ve 30° duruş açıları için elde edilen Nu sayılarının yalın küre değerine çok yakın olduğu söylenebilir.

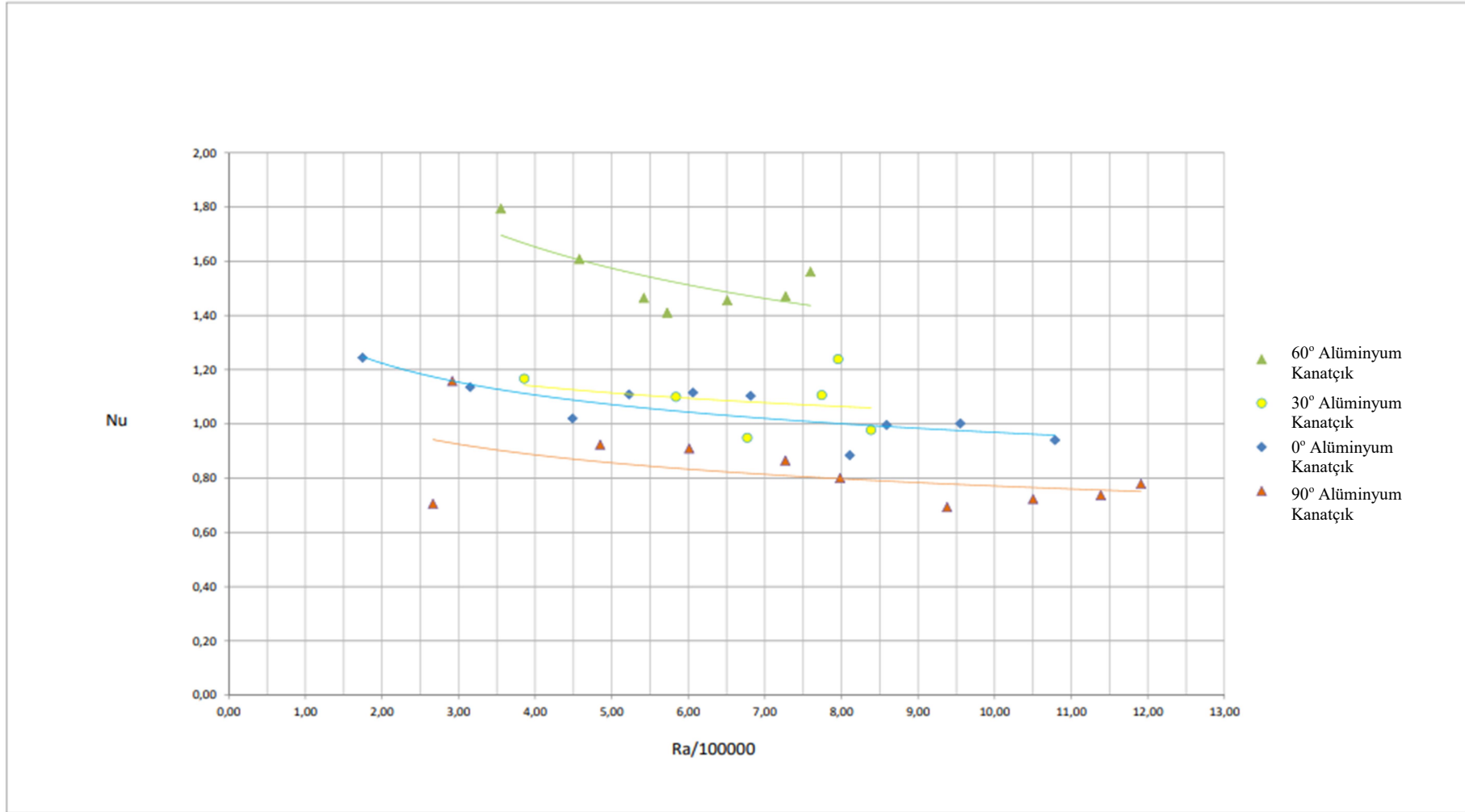
Çizelge 4.3. İletken kanatçık Ra Sayısı = 7.5×10^5 için normalize edilmiş Nu sayıları

Ra Sayısı = 7.5×10^5 İçin	Normalize Edilmiş Nu Sayısı	Yalın Küre ile Fark Yüzdesi
0° Duruş Açısı	1,01	%1
30° Duruş Açısı	1,04	%4
60° Duruş Açısı	1,40	%40
90° Duruş Açısı	0,79	%21

Sonuç olarak iletken kanatçıklı küre deneylerinde en yüksek Nu sayıları 60° duruş açısı için, en düşük Nu sayıları da 90° duruş açısı için gerçekleşmiştir. 0° ve 30° derece duruş açılı iletken kanatçıklardaki doğal taşınım ısı transferi yalın küreden yapılan ısı transferinden biraz daha fazla, fakat yalın küre değerlerine yakın bulunmuştur. İletken olmayan kanatçıklı küreden yapılan ısı transferine benzer şekilde iletken kanatçıklı kürelerden yapılan ısı transferi de Ra sayısı büyüdükçe artmıştır.



Şekil 4.4. Alüminyum kanatçıklı küre 0°, 30°, 60°, ve 90° açısız eğim için Nu sayıları



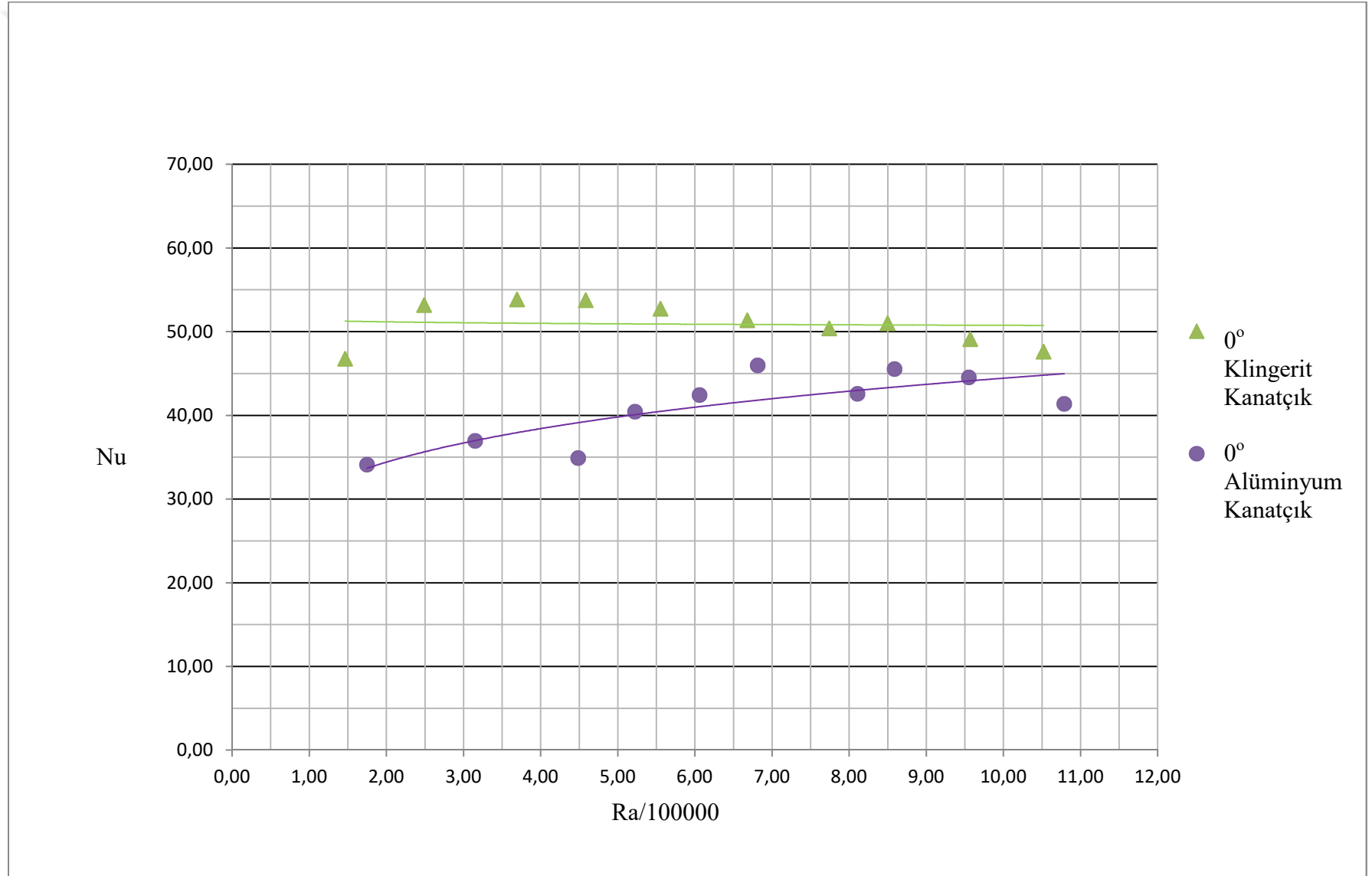
Şekil 4.5. Alüminyum kanatçıklı küre 0°, 30°, 60°, ve 90° açısız eğim için normalize edilmiş Nu sayıları

4.4. İletken ve İletken olmayan kanatçıkların ısı transferi sonuçlarının karşılaştırılması

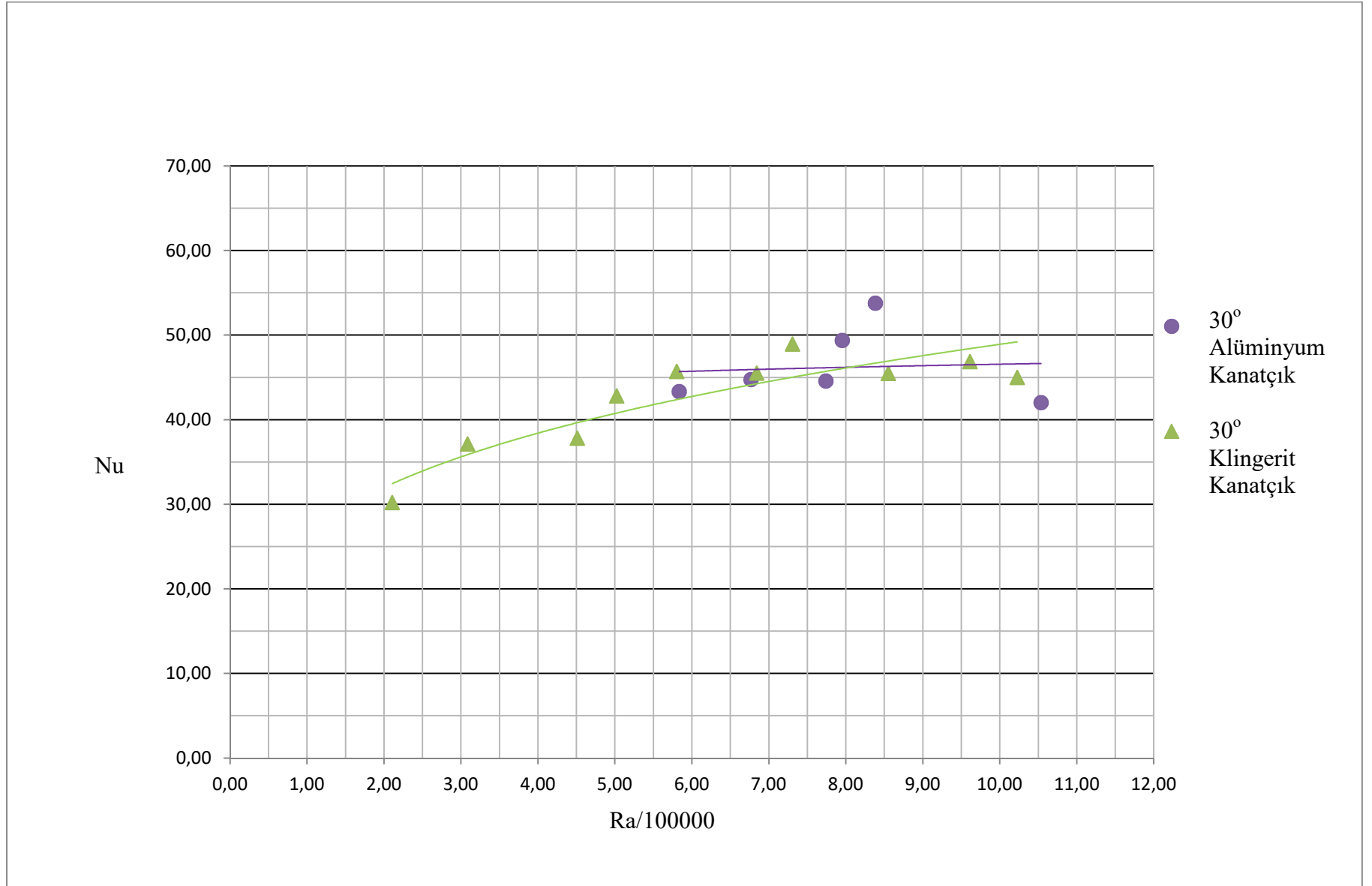
İletken ve iletken olmayan kanatçıkların farklı duruş açılarında kıyaslamasını gösteren grafikler Şekil.4.6'dan Şekil 4.9'a kadar sırasıyla 0° , 30° , 60° , ve 90° duruş açıları için verilmiştir.

Grafiklerin incelenmesinden iletken kanatçıkların iletken olmayan kanatçıklara kıyasla doğal taşınım ile ısı transferini nispeten daha fazla arttırdığı anlaşılmaktadır.

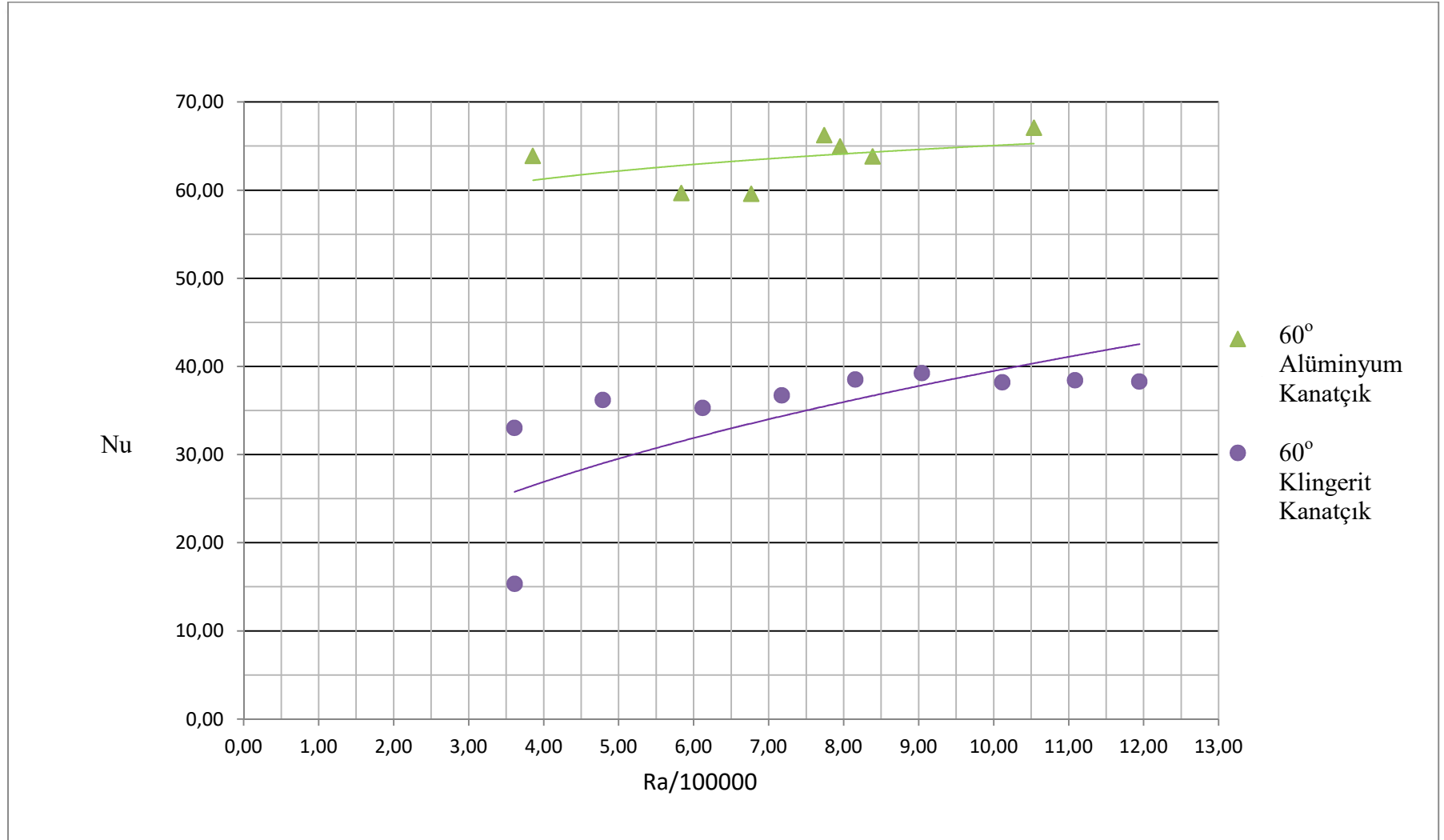




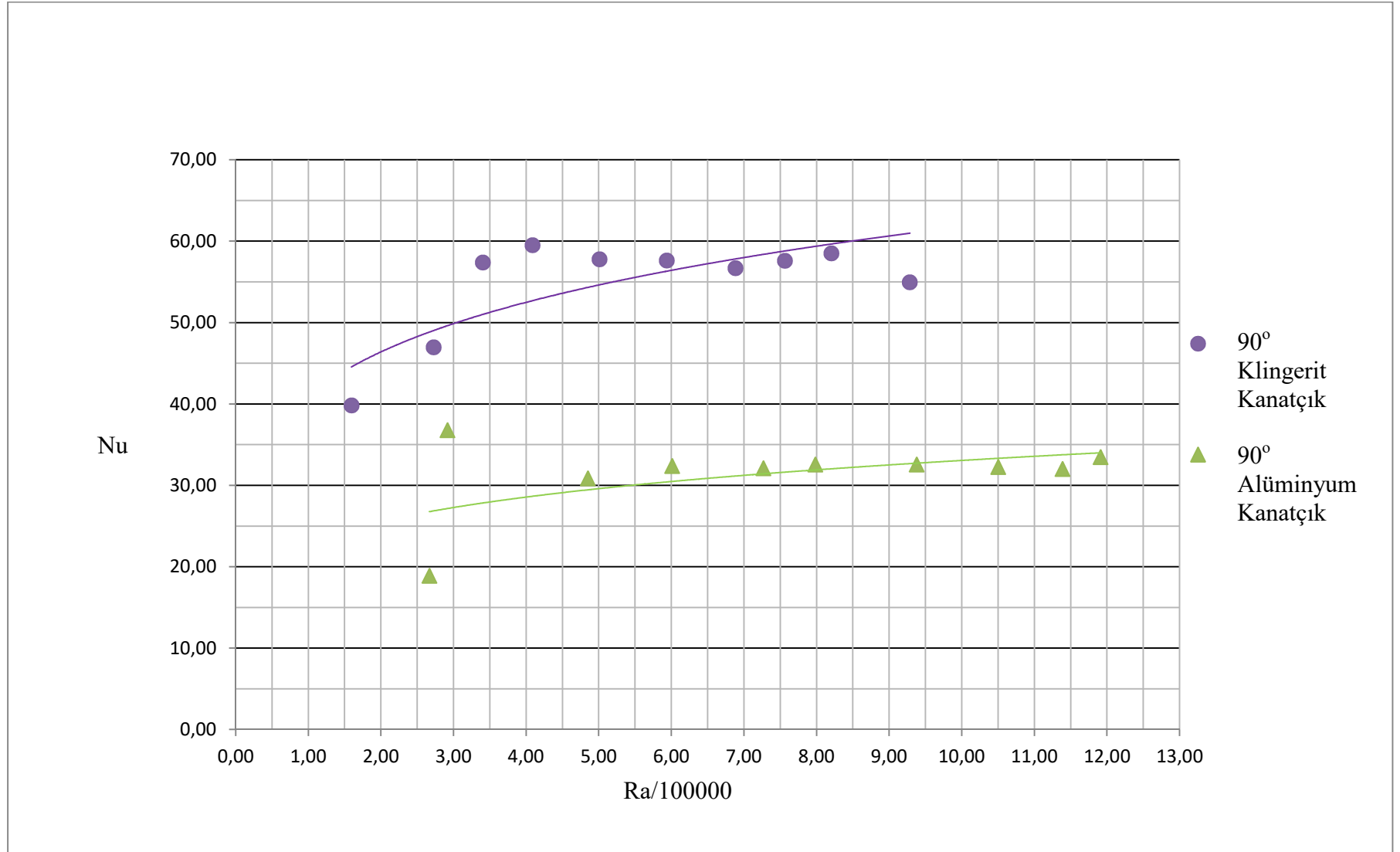
Şekil 4.6. 0° duruş açısında iletken ve iletken olmayan kanatçıkların Nu sayılarının kıyaslaması



Şekil 4.7. 30° duruş açısında iletken ve iletken olmayan kanatçıkların Nu sayılarının kıyaslaması



Şekil 4.8. 60° duruş açısında iletken ve iletken olmayan kanatçıkların Nu sayılarının kıyaslaması



Şekil 4.9. 90° duruş açısında iletken ve iletken olmayan kanatçıkların Nu sayılarının kıyaslaması

4.5. Işınım ısı transferi

Laminer akış bölgesinde doğal taşınım ile yapılan ısı transferlerinde ışınım ile ısı transferi ihmal edilemeyecek büyüklükte olabilir. Özellikle ışınım yayımlama katsayısı yüksek metal yüzeylerden gerçekleşen doğal taşınım ısı transferi problemlerinde ışınım ısı transferi de dikkate alınmalıdır. Bu bağlamda deneylerden elde edilen verilerle ışınım ısı transferi hesapları da yapılmış ve toplam ısı transferinde ışınımın etkisinin yadsınamaz olduğu görülmüştür.

Çizelge 4.4'te verilen iletken kanatçıklı küre için toplam ısı transferi içinde ışınım ısı transferinin oranı, ortalama değer itibarıyla, yaklaşık olarak % 12 olarak bulunmuştur. Çizelge 4.5'te verilen iletken olmayan kanatçıklı küre için toplam ısı transferi içinde ışınım ısı transferinin oranı ise, yine ortalama değer itibarıyla, yaklaşık olarak % 8 olarak bulunmuştur. Düşük güçler için iletken kanatçıklı kürede ışınım ısı transferinin yüksek güçlere göre daha fazla olduğu, iletken olmayan kanatçıklı kürede ise ışınım ısı transferi payının yaklaşık olarak sabit kaldığı belirlenmiştir.

Çizelge 4.4. Yalın küre ve iletken kanatçıklı küre için ışınım ve taşınım ısı transferi değerleri

GÜÇ (W)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$Q_{ışınım}$ Yalın Küre (W)	0,11	0,19	0,27	0,34	0,41	0,46	0,46	0,58	0,66	0,75
$Q_{taşınım}$ Yalın Küre (W)	0,92	1,88	2,80	3,65	4,57	5,58	6,49	7,48	8,30	9,24
Işınım Isı Transferinin Payı	0,11	0,09	0,09	0,09	0,08	0,08	0,07	0,07	0,07	0,08
0° İletken Işınım (W))	0,14	0,28	0,42	0,50	0,60	0,70	0,88	0,95	1,10	1,31
0° İletken Taşınım (W)	0,86	1,83	2,54	3,49	4,34	5,40	6,19	7,10	7,94	8,68
Işınım Isı Transferinin Payı	0,14	0,13	0,14	0,13	0,12	0,11	0,12	0,12	0,12	0,13
30° İletken Işınım (W)	0,08	0,21	0,34	0,35	0,59	0,70	0,82	0,86	0,92	1,27
30° İletken Taşınım (W))	0,96	1,80	2,70	3,70	4,41	5,35	6,25	7,20	8,32	8,74
Işınım Isı Transferinin Payı	0,08	0,10	0,11	0,09	0,12	0,11	0,12	0,11	0,10	0,13
60° İletken Işınım (W)	0,11	0,12	0,22	0,33	0,44	0,52	0,56	0,66	0,76	0,80
60° İletken Taşınım (W))	0,92	1,87	2,86	3,72	4,61	5,47	6,50	7,40	8,28	9,20
Işınım Isı Transferinin Payı	0,11	0,06	0,07	0,08	0,09	0,09	0,08	0,08	0,08	0,08
90° İletken Işınım (W)	0,24	0,28	0,47	0,61	0,77	0,96	1,10	1,28	1,45	1,59
90° İletken Taşınım (W))	0,81	1,80	2,53	3,39	4,22	5,13	5,91	6,77	7,51	8,47
Işınım Isı Transferinin Payı	0,23	0,13	0,16	0,15	0,15	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1 Sonuçlar

Bu çalışmada bir ısıtıcı direnç vasıtası ile iç tarafından ısıtılan alüminyum bir küreden doğal taşınım ile gerçekleşen ısı transferi; yalın küre, iletken olmayan (klingerit) çevresel kanatçıklı küre ve iletken (alüminyum) çevresel kanatçıklı küre konfigürasyonları için, kanatçığın dört farklı duruş açısında (yataya göre 0° , 30° , 60° ve 90°) deneysel olarak incelenmiştir. Her test numunesi için 1'er Watt'lık artışlarla her biri 10 farklı güçte toplamda 9 deney yapılmış ve her güç değerinde sistem sürekli rejime geldikten sonra ölçülen değerler kaydedilmiştir. Sonuçlar Nusselt sayısının Rayleigh sayısına göre değişimini ifade eden grafikler halinde ve bazı sonuçlar da yalın küre sonuçları ile normalize edilerek verilmiştir.

Çalışmadan elde edilen sonuçlar şu şekilde özetlenebilir.

1. Yalın küre deneylerinden elde edilen Nusselt sayılarının literatürde yer alan bazı korelasyon sonuçlarından daha yüksek (2.3-2.8 kat) olduğu görülmüştür. Bunun muhtemel nedenleri bir önceki bölümde ele alınmıştır.
2. Kanatçıklar yalın küreye kıyasla doğal taşınımı genellikle arttırmıştır. Bu artış düşük Ra sayılarında daha fazla olmuş, Ra sayısı büyüdükçe kanatçıkların doğal taşınım ile ısı transferini artırma etkisi azalmıştır. İletken kanatçıklar iletken olmayan kanatçıklara kıyasla doğal taşınım ile ısı transferini nispeten daha fazla arttırmıştır.
3. Duruş açısındaki düzenli değişime karşılık Nusselt sayısında beklenildiği gibi artış ya da azalış şeklinde düzenli bir değişim görülmemiştir. Öte yandan, bazı sonuçlar beklenildiğinin aksine, gerek iletken olmayan ve gerekse iletken kanatçıkların doğal taşınım ile ısı transferini arttırmadığını hatta bir miktar azalttığını göstermiştir. Bu da, kanatçıkların düşey yönde gelişen sınır tabakasını bozması ve akışı engellemesinin, bazı duruş açılarında muhtemelen daha etkili olması neden gösterilebilir.
4. Yalın kürede olduğu gibi kanatçıklı kürelerde de Ra sayısı arttıkça Nusselt sayıları artmaktadır.
5. Bu çalışmadaki geometri, koşullar ve çalışılan sınırlar içerisinde doğal taşınım ile ısı transferinde taşınım ile ısı transferinin ihmal edilemeyecek büyüklükte olduğu görülmüştür.

5.2 Öneriler

Literatürde; yalın küre, kanatçıklı silindirler gibi geometrilerden yapılan ısı transferi üzerine pek çok çalışmalar yapılmıştır. Ancak kanatçıklı küreler üzerinde çok fazla araştırma bulunmamaktadır.

Kanatçıklı küreden laminer akış bölgesinde yapılan ısı transferinin daha iyi anlaşılabilmesi için farklı duruş açlarına sahip kanatçıklı kürelerin etrafında oluşan akışın karakteristiklerinin de bilinmesi faydalı olacaktır. İleride yapılacak çalışmalarda çeşitli akış görüntüleme tekniklerinden de faydalanılabilir. Sayısal metotlarla da kanatçıklı küreler etrafındaki akış simüle edilebilir.

Bu çalışmada bir kürenin etrafında çevresel kanatçık olarak disk geometrisinde bir kanatçık kullanılmıştır. İleride yapılacak çalışmalarda çevresel kanatçığın dış tarafı olarak kare, dikdörtgen, elips geometrileri seçilebilir. Kanatçık sayılarında artış yapılabilir.

KAYNAKLAR

- Amato W. S. and Tien C., 1972, Free convection heat transfer from isothermal spheres in water, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 15, pp. 327-339. Pergamon Press, 327-339
- Bromham R. J. ve Mayhew Y. R., 1961, Free convection from a sphere in air, *Shorter Communications*, 83-84
- Chung B. T. F. and Naraghi M. H. N., 1981, Some exact solutions for radiation view factors from spheres, *AIAA Journal*, 19 (8), 1077-1081.
- Churchill S. W., 1983, Free convection around immersed bodies, Schlünder E. U., Ed.-in-Chief, Heat exchanger design handbook, *Hemisphere Publishing Corp.*, New York, Section. 2.5.7.
- Çengel Y. A. ve Cimbala J. M., 2015, Akışkanlar mekaniği temelleri ve uygulamaları, Engin T., Güneş H., Canbazoğlu S., Özalp A. A. ve Çeşmeci Ş., *Palme Yayıncılık*, Ankara, 616, 631
- Çengel Y. A. ve Ghajar A. J., 2015, Isı ve kütle transferi esaslar ve uygulamalar, Kanoğlu M., Tanyıldızı V. ve Dağtekin İ., *Palme Yayıncılık*, Ankara, 26-
- Dudik D. C., Rintamaki J. I., Allen G. R., and Kuenzler G. H., 2013, Led lamp with surface area enhancing fins, *United States Patent*, US 8,593,040 B2.
- Fan L.-W., Zhu Z.-Q., Xiao S.-L., Liu M.-J., Lu H., Zeng Y. , Yu Z. T. and Cen K. F., 2016, An experimental and numerical investigation of constrained melting heat transfer of a phase change material in a circumferentially finned spherical capsule for thermal energy storage, *Applied Thermal Engineering*, 100, 1063-1075.
- Gebhart B., Jaluria Y., Mahajan R. L., and Sammakia B., 1988, Buoyancy-Induced Flows and Transport, *Hemisphere Publishing Corp.*, New York, 212.
- Govindaraj K., Panchabikesana K., Denkenberger D. C. and Ramalingama V., 2017, Effect of fin orientations in a spherically encapsulated phase change materials for effective heat transfer enhancement, *Chemical Engineering Transactions*, 62, 277-282.
- Incropera F. P. and DeWitt D. P., 1985, Fundamentals of heat and mass transfer, *John Wiley and Sons*, New York, 7.
- Jia H. and Gogos G., 1996, Laminar natural convection heat transfer from isothermal spheres, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 39, No. 8, 1603-1615.
- Jia X., Zhai X. and Cheng X., 2019, Thermal performance analysis and optimization of a spherical PCM capsule with pin-fins for cold storage, *Applied Thermal Eng.* 148, 929-938.

- Kadoya K., Matsunaga N. and Nagashima A., 2009, Viscosity and thermal conductivity of dry air in the gaseous phase, *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, 14, 947(1985), 947-970.
- Kakaç S., 1987, Örneklerle ısı transferi, *O.D.T.Ü.Mühendislik Fakültesi*, Ankara, 60-61.
- Klinger Dichtungstechnik, 2022, Klingersil C-4324, Gumpoldskirchen, <https://www.klinger.co.at/en/products/fibre-reinforced-gasket-materials/klingersil-c4324> [Ziyaret Tarihi: 19.01.2022]
- Kranse A. A. and Schenk J., 1965, Thermal free convection from a solid sphere, *Appl. Sci. Res. Section A*, 15, 397-403.
- Kreith F., Manglik R. M. and Bohn M.S., 2011, Principles of heat transfer 7th ed., *Cengage learning*, Stamford CT, A26.
- Maji A. and Choubey G., 2020, Improvement of heat transfer through fins: A brief review of recent developments, *Heat Transfer Wiley*, 49, 1658–1685.
- Raznjevic K., 1976, Handbook of thermodynamic tables and charts, *McGraw-Hill*, New York.
- Sertkaya A. A., Bilir Ş. ve Kargıcı S., 2011, Experimental investigation of the effects of orientation angle on heat transfer performance of pin-finned surfaces in natural convection, *Energy*, 36, 1513-1517.
- Singh B and Dash S. K., 2015, Natural convection heat transfer from a finned sphere, *Int.J. of Heat and Mass Transfer*, 81, 305-324.
- Singh S. N. and Hasan M. M., 1983, Free convection about a sphere at small grashof number, *Int J. Of Mass Transfer.*, 26, No. 5, 781-783.
- Virag Z., Zivic M. and Krizmanic S., 2011, Cooling of a sphere by natural convection – The applicability of the lumped capacitance method, *Int.J.of Heat and Mass Transfer*, 54, 2303-2309.
- Whitaker S., 1992, Introduction to fluid mechanics, *Robert E. Krieger Publishing Co.*, Florida, 451
- Yuge T., 1960, Experiments on heat transfer from spheres including combined natural and forced convection, *Transactions of the ASME*, 82, 214-221.