

**T.C.
BOZOK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

Yüksek Lisans Tezi

**“YATAY YERLEŞTİRİLMİŞ DEĞİŞKEN KESİTLİ
KANATÇIKLARDAN DOĞAL TAŞINIM İLE ISI
TRANSFERİNİN DENEYSSEL İNCELENMESİ”**

Derya DOĞAN

**Danışman
Yrd. Doç. Dr. Mehmet DOĞAN**

Yozgat 2014

**T.C.
BOZOK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

Yüksek Lisans Tezi

**“YATAY YERLEŞTİRİLMİŞ DEĞİŞKEN KESİTLİ
KANATÇIK DİZİLERİNDEN DOĞAL TAŞINIM İLE ISI
TRANSFERİNİN DENEYSSEL İNCELENMESİ”**

Derya DOĞAN

**Danışman
Yrd. Doç. Dr. Mehmet DOĞAN**

**Bu çalışma, Bozok Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi
tarafından I.F.E./ 2011-42 kodu ile desteklenmiştir.**

Yozgat 2014

T.C.
BOZOK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

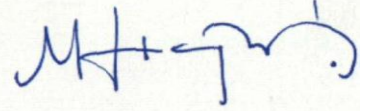
TEZ ONAYI

Enstitümüzün Makina Anabilim Dalı 7011090013 numaralı öğrencisi Derya DOĞAN' ın hazırladığı **“YATAY YERLEŞTİRİLMİŞ DEĞİŞKEN KESİTLİ KANATÇIKLARDAN DOĞAL TAŞINIM İLE ISI TRANSFERİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ”** başlıklı YÜKSEK LİSANS TEZİ ile ilgili TEZ SAVUNMA SINAVI, Lisansüstü Eğitim-Öğretim ve Sınav Yönetmeliği uyarınca 09/04/2014 Cuma günü saat 14:00'te yapılmış ve onayına ~~OY ÇOKLUĞU~~ / OY BİRLİĞİYLE karar verilmiştir.

Başkan : Yrd. Doç. Dr. Mevlüt ARSLAN



Üye : Yrd. Doç. Dr Mehmet DOĞAN (Danışman)



Üye : Yrd. Doç. Dr. Atila Abir İĞCİ



ONAY:

Bu tezin kabulü, Enstitü Yönetim Kurulu'nun/...../20..... tarih ve ayılı kararı ile onaylanmıştır.

...../...../20.....

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	iii
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vii
TABLolar LİSTESİ	viii
ŞEKİLLER LİSTESİ	ix
RESİMLER LİSTESİ	xi
SİMGELER VE KISALTMALAR	xii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	3
3. DENEYSEL YÖNTEM	14
3.1. Deney Düzenegi ve Özellikleri.....	14
3.1.1. Kanatçık Dizilerinin Hazırlanması.....	15
3.1.2. Isıl Çiftlerin Hazırlanması	21
3.1.3. Taşıyıcı Sistem	23
3.1.4. Güç Devresi	25
3.1.5. Deneysel Verilerin Toplanması	28
3.2. Deneysel Verilerin Değerlendirilmesi	29
3.3. Hata Analizi	32
3.4. Literatürdeki Yapılan Çalışmalar ile Karşılaştırma	33
3.5. Deneysel Çalışma Programı	35
4. DENEYSEL SONUÇLAR	37
4.1. Sıcaklık Farkının Isı Transferine Etkisi	38
4.2. Boşluk Parametresinin Farklı Rayleigh Sayılarında Nusselt Sayısına Etkisi	40
4.3. Kanatçık Yüksekliğinin Boşluk Parametresine ve Isı Transferine Etkisi	42
4.4. Boşluk Parametresinin Isı Taşınım Katsayısına Etkisi	43
4.5. Kanatçık Uzunluğu Boyunca Yerel Nusselt Sayısı ve Boyutsuz Sıcaklık Dağılımı	45

5. SONUÇ VE ÖNERİLER	52
KAYNAKLAR	54
EKLER	57
EK 1: 1/10 Taksimatlı cıvalı cam termometre kalibrasyon sertifikası	58
EK 2: Şekil Faktörü F' in Bulunması	61
EK 3: Hata Analizi	69
EK 4: Hata Analizi ile İlgili Örnek Hesaplama	73
ÖZGEÇMİŞ	79

“YATAY YERLEŞTİRİLMİŞ DEĞİŞKEN KESİTLİ KANATÇIK DİZİLERİNDEN DOĞAL TAŞINIM İLE ISI TRANSFERİNİN DENEYSSEL İNCELENMESİ”

Derya DOĞAN

**Bozok Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi**

2014; Sayfa: 79

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Mehmet DOĞAN

ÖZET

Elektronik sistemlerin yüksek bir verim ile çalışması için sistemlerin çalışması sonucunda oluşan ısı enerjisinin sistemden uzaklaştırılması gerekmektedir. Aksi takdirde sistemlerin verimleri düşük kalacak, hatta sistemlerin yanmasına bile neden olabilmektedir. Bu sistemlerin soğutulmasında kanatçık dizilerinden faydalanılır. Kanatçık dizileri, ısı transferi yüzey alanını artırarak oluşan ısı enerjisini ortamdan uzaklaştırılmasını sağlar. Kanatçık uç noktasındaki boşluğın kanatçık tabanındaki boşluğunun farklı oranlarına sahip kanatçık dizilerinden doğal taşınım ile ısı transferi farklı kanatçık yükseklikleri için geniş bir Rayleigh sayısı aralığında deneysel olarak araştırılmıştır. Kanatçık taban aralığı, kanatçık uzunluğu ve kanatçık kalınlığı sırasıyla 12, 100, 3 mm de sabit tutulurken, boşluk oranı 0,25-1 ve kanatçık yüksekliği 15-40 mm aralıklarında değiştirilmiştir. Aynı kanatçık yüksekliği ve Rayleigh sayısı için, en iyi performans, dikdörtgensel Őekle sahip kanatçık dizilerine göre bu çalışmada test edilen boşluk oranına sahip kanatçık dizilerinden elde edilmiştir. Çalışmaların sonuçları göstermiştir ki kanatçık dizilerinin dizaynını etkileyen önemli geometrik parametreler vardır. Verilen bir Rayleigh sayısı için kanatçık yüksekliğine bağlı Nusselt sayısı, boşluk oranına bağlı bir fonksiyon olarak maksimum değer aldığı tespit edilmiştir. Bu faktörler dikkate alınarak en yüksek Nusselt sayısını veren optimum oran belirlenmiştir. Maksimum ısı transferini veren boşluk oranının $C=0,50$ ve $C=0,75$ aralığın da olduğu yapılan deneysel çalışmalar sonucunda elde edilmiştir. Deneysel sonuçlar, optimum oranın özellikle kanatçık yüksekliğine ve Rayleigh sayısına bağlı olduğunu göstermiştir.

Anahtar Kelimeler: Doğal taşınım, optimum boşluk oranı, kanatçık ylıkseklıği, kanatçık aralığı, değişken kesitli kanatçık

“EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF NATURAL CONVECTION FROM VARIABLE CROSS-SECTION FIN ARRAYS ON HORIZONTAL SURFACE”

Derya DOĞAN

**Bozok University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering
Master of Science Thesis**

2014; Page:79

Seminar Supervisor: Assistant Professor Mehmet DOĞAN

ABSTRACT

In order for the electronic circuits to operate efficiently, it is necessary to move away the thermal energy, which occurs in consequence of the operation of systems, from the system. Otherwise, the efficiency of the systems will remain low or that energy will even cause the burning of the systems. Fin arrays are used in the cooling of these systems. Fin arrays provide the removal of the energy from the environment by increasing the surface area of heat transfer. Natural convection heat transfer from the fin array which has different ratio of tip to base fin spacing on a horizontal base has been experimentally investigated at a wide range of Rayleigh numbers for different fin heights. Base fin spacing, fin length and fin thickness were kept fixed at 12, 100 and 3 mm respectively, while the ratio of tip to base fin spacing was varied from 0.25 to 1 and fin height was varied from 15 to 40 mm. For the same fin heights and Rayleigh number, the better performance was obtained from the fin arrays configuration which were tested in this study compared with rectangular fin arrays. The results of the analysis show that there are some important geometrical factors affecting the design of fin arrays. It has been found that for a given Rayleigh number, Nusselt number based on fin height takes maximum values as a function of the ratio of tip to base fin spacing and fin height. Taking into consideration these factors, an optimum ratio that yields the highest Nusselt number has been determined. The results obtained from experimental study show that the ratio of tip to base fin spacing which yields the maximum heat transfer is

between $C=0.50$ and $C=0.75$. Results also show that optimum ratio depends on especially the fin height and Rayleigh number.

Keywords: Natural convection, variable cross-section fins, fin height, fin spacing, optimal vacancy rate

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın yapılmasını ve yürütölmesini sağlayan, ayrıca bilgi ve tecrübesiyle yol gösteren ve yardımlarını esirgemeyen danışman hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. Mehmet DOĞAN' a, kanatçık dizilerinin yapımında teknik-teorik bilgisi ve emeğini esirgemeyen, Emekli Öğr. Gör. Nuri GÜLBAHÇE' ye, Bozok Üniversitesi M.Y.O. makine teknikeri Bekir COŐAR' a ve çalıőmalarım boyunca manevi destek olan aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca atölye çalışması için izin veren Bozok Üniversitesi M.Y.O. müdürlüğüne ve maddi destek sağlayan Bozok Üniversitesi BAP birimine teşekkürlerimi sunarım.

TABLO LİSTESİ

		<u>Sayfa</u>
Tablo 3.1	Kanatçık dizilerinin boyutları	16
Tablo 3.2	Deneyde kullanılan multimetrenin özellikleri	27
Tablo 3.3	Hata analizi değerleri	33
Tablo 3.4	Deneysel çalışma programı	35

ŞEKİLLER LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 3.1. Deneysel düzeneği ve elemanları	14
Şekil 3.2. Kanatçık dizisi profili	17
Şekil 3.3. Deneysel çalışmada kullanılan kanatçık profillerinin boşluk parametreleri	17
Şekil 3.4. Deneysel çalışmada kullanılan kanatçık profilleri	18
Şekil 3.5. Isıl çift yerleri ve sıcaklık ölçüm noktaları	23
Şekil 3.6. Deneysel çalışmanın literatür ile karşılaştırılması.....	34
Şekil 4.1. Farklı kanatçık yüksekliklerinde boşluk oranı $C=1$ için, ısı transfer hızının farklı kanatçık taban sıcaklığı ile ortam sıcaklığı arasındaki farka göre değişimi	38
Şekil 4.2. Farklı kanatçık yüksekliklerinde boşluk oranı $C=0,75$ için, ısı transfer hızının farklı kanatçık taban sıcaklığı ile ortam sıcaklığı arasındaki farka göre değişimi	39
Şekil 4.3. Farklı kanatçık yüksekliklerinde boşluk oranı $C=50$ için, ısı transfer hızının farklı kanatçık taban sıcaklığı ile ortam sıcaklığı arasındaki farka göre değişimi	39
Şekil 4.4. Farklı kanatçık yüksekliklerinde boşluk oranı $C=0,25$ için, ısı transfer hızının farklı kanatçık taban sıcaklığı ile ortam sıcaklığı arasındaki farka göre değişimi	40
Şekil 4.5. $H_f=15$ mm için, Nusselt sayısının farklı Rayleigh sayılarında boşluk oranına göre değişimi	41
Şekil 4.6. $H_f=25$ mm için, Nusselt sayısının farklı Rayleigh sayılarında boşluk oranına göre değişimi	41
Şekil 4.7. $H_f=40$ mm için, Nusselt sayısının farklı Rayleigh sayılarında boşluk oranına göre değişimi	42
Şekil 4.8. $H_f=15$ mm için, ortalama ısı taşınım katsayısının farklı Rayleigh sayılarında boşluk oranına göre değişimi.....	43
Şekil 4.9. $H_f=25$ mm için, ortalama ısı taşınım katsayısının farklı Rayleigh sayılarında boşluk oranına göre değişimi.....	44
Şekil 4.10. $H_f=40$ mm için, ortalama ısı taşınım katsayısının farklı Rayleigh sayılarında boşluk oranına göre değişimi.....	44

Şekil 4.11.	$H_f=15\text{mm}$ kanat yüksekliği ve $T_w-T_{in}=40^\circ\text{C}$ için farklı boşluk oranlarında kanatçık uzunluğu boyunca boyutsuz sıcaklık dağılımı	46
Şekil 4.12.	$H_f=15\text{mm}$ kanat yüksekliği ve $T_w-T_{in}=100^\circ\text{C}$ için farklı boşluk oranlarında kanatçık uzunluğu boyunca boyutsuz sıcaklık dağılımı	46
Şekil 4.13.	$H_f=25\text{mm}$ kanat yüksekliği ve $T_w-T_{in}=40^\circ\text{C}$ için farklı boşluk oranlarında kanatçık uzunluğu boyunca boyutsuz sıcaklık dağılımı	47
Şekil 4.14.	$H_f=25\text{mm}$ kanat yüksekliği ve $T_w-T_{in}=100^\circ\text{C}$ için farklı boşluk oranlarında kanatçık uzunluğu boyunca boyutsuz sıcaklık dağılımı	47
Şekil 4.15.	$H_f=40\text{mm}$ kanat yüksekliği ve $T_w-T_{in}=40^\circ\text{C}$ için farklı boşluk oranlarında kanatçık uzunluğu boyunca boyutsuz sıcaklık dağılımı	48
Şekil 4.16.	$H_f=40\text{mm}$ kanat yüksekliği ve $T_w-T_{in}=100^\circ\text{C}$ için farklı boşluk oranlarında kanatçık uzunluğu boyunca boyutsuz sıcaklık dağılımı	48
Şekil 4.17.	$H_f=15\text{mm}$ kanat yüksekliği için $T_w-T_{in}=100^\circ\text{C}$ ' de boşluk oranına göre kanatçık uzunluğu boyunca yerel Nusselt sayısı dağılımı	49
Şekil 4.18.	$H_f=15\text{mm}$ kanat yüksekliği için $T_w-T_{in}=100^\circ\text{C}$ ' de boşluk oranına göre kanatçık uzunluğu boyunca yerel Nusselt sayısı dağılımı	49
Şekil 4.19.	$H_f=15\text{mm}$ kanat yüksekliği için $T_w-T_{in}=100^\circ\text{C}$ ' de boşluk oranına göre kanatçık uzunluğu boyunca yerel Nusselt sayısı dağılımı	50

RESİMLER LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Resim 3.1. Deney düzeneğinin fotoğrafı	15
Resim 3.2. Alüminyum parçalarının ölçüsünde işlenmiş ve parlatılmış hali ...	16
Resim 3.3. Özel profilde üretilmiş freze çakıları	19
Resim 3.4. Üniversal freze tezgahında üretilen kanatçık dizileri	20
Resim 3.5. Tel erozyon tezhagında kesimi yapılmış kanatçık dizisi	20
Resim 3.6. Kanatçık dizilerinin ısı çift yuvalarının delinmesi	21
Resim 3.7. Isıl çift kaynak makinesi	21
Resim 3.8. Hazırlanmış ısı çift	21
Resim 3.9. Kalibrasyon cihazı	22
Resim 3.10. 1/10 taksimatlı cam termometre	22
Resim 3.11. Gürgen malzemenin freze tezgahında işlenmesi	24
Resim 3.12. Deney sehpası	24
Resim 3.13. Deneylerde kullanılan varyak ve regülatör bağlantısı	26
Resim 3.14. Yüzeysel ısı kaynağı	26
Resim 3.15. Deneylerde kullanılan dijital multimetre	27
Resim 3.16. Elimko marka veri toplama ünitesi (32 kanallı data logger)	28
Resim 3.17. Bilgisayarda kullanılan program ve çoklu grafik gösterimi	28

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklama
A_b	=WL, Plakanın kanatçıksız yüzey alanı (m ²)
A_t	Kanatçıkların ve alüminyum plaka yüzey alanının toplamı (m ²)
S_t	Kanatçık uç aralığı (m)
S_b	Kanatçık taban aralığı (m)
C	=S _t /S _b boşluk parametresi
t_{ft}	Kanatçık uç kalınlığı
t_{fb}	Kanatçık taban kalınlığı
F	Şekil faktörü
g	Yerçekimi ivmesi (m/s ²)
Gr	= $\frac{g\beta(T_w - T_{in})H_f^3}{\nu^2}$, Grashof sayısı
Ra	= $Gr.Pr \frac{g\beta(T_w - T_{in})H_f^3}{\nu^2} Pr$, Rayleigh sayısı
h_{ort}	= $\frac{\dot{Q}_{tasımın}}{A_t(T_w - T_{in})}$, ortalama ısı transfer katsayısı (W/m ² °C)
Pr	Prandtl sayısı
H_f	Kanatçık yüksekliği (m)
I	Akım (amper)
V	Voltaj (volt)
k_{hava}	Havanın ısı iletim katsayısı (W/m°C)
k_{gürgen}	Yalıtım malzemesinin ısı iletim katsayısı (W/m°C)
L	Kanatçık boyu (m)
W	Kanalın enine uzunluğu (m)
x,y,z	Kartezyen koordinatlar

Simgeler	Açıklama
Nu	$= \frac{h_{ort} H_f}{k_{hava}}$, ortalama Nusselt sayısı
$\dot{Q}_{toplaml}$	Isıtıcıya verilen toplam ısı akımı (W)
$\dot{Q}_{taşınım}$	Akışkana verilen net ısı akımı (W)
\dot{Q}_{iletim}	İletim ile kaybolan ısı akımı (W)
$\dot{Q}_{ışınım}$	İşınım ile kaybolan net ısı akımı (W)
T	Sıcaklık (°C)
T_{in}	Kanala giren akışkan sıcaklığı (°C)
T_w	Ortalama kanatçık taban yüzey sıcaklığı (°C)
T_{wz}	Yerel kanatçık yüzey sıcaklığı (°C)
T_{wzmax}	Maksimum yerel kanatçık yüzey sıcaklığı (°C)
β	$= -\frac{1}{\rho_0} \frac{\rho - \rho_0}{T - T_0}$, ısı genleşme katsayısı (K ⁻¹)
Δ	Fark
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)
ν	$= \frac{\mu}{\rho}$, kinematik viskozite (m ² /sn)
μ	Dinamik viskozite (Ns/m ²)
σ	Stephan-Boltzman katsayısı
θ_b	$= \frac{T_{wz} - T_{in}}{T_{wz,max} - T_{in}}$, boyutsuz alt duvar sıcaklığı

1. GİRİŞ

Teknolojinin ilerlemesiyle elektronik alandaki gelişimlerde büyük adımlar atılmıştır. Başta bilgisayar olmak üzere hayatımızın tamamını kuşatmış olan teknolojik ürünlere neredeyse tamamen bağımlı hale gelinmiştir. Elektronik sistemlerin gelişimi, sağlık, telekomünikasyon, havacılık, savunma, bankacılık ve birçok mühendislik sistemlerinin gelişmesini de olumlu yönde etkilemektedir. Özellikle sağlık, telekomünikasyon, savunma gibi alanlarda kullanılan sistemlerin elektronik elemanlarının güvenilirlikleri ve performansları hayatımız açısından önemlidir. Bu nedenle elektronik sistemlerin performanslarının ve güvenilirliklerinin artırılması çözümlenmesi gereken önemli bir problem haline gelmektedir. Sistemlerin, uygun tasarımı ve güvenli çalışmasında ısı transferinin oldukça büyük önemi vardır. Birçok sistemin performansını ve güvenli çalışmasını etkileyen önemli parametrelerden biri sistemin çalışma esnasında açığa çıkan ısıdır. Bu parçaların güvenilirliği, çalışma ortamındaki sıcaklıklara bağlı olduğu için ürettikleri enerjinin dışarı atılması gerekmektedir. Aksi takdirde devre eleman sıcaklıklarının belirli sınırlarının üzerine çıkması, elemanların yanmasına ve sistemin çalışmaz hale gelmesine neden olabilmektedir.

Elektronik sistemlerin soğutulmasında değişik metotlar ve değişik soğutucu akışkanlar kullanılmaktadır. Sistemlerde oluşan enerjinin taşınım yoluyla sistemden dışarıya atılmasında ya da sistemlerin soğutulmasında, imalatının kolaylığı ve ucuzluğu nedeniyle dikdörtgen kesitli kanatçık dizilerinden yararlanılmaktadır. Genel itibari ile amaç, ısı transferi yüzey alanı büyütürken, yüzeyden çekilen ısı transferinin miktarını artırmaktır. Kanatçık dizilerinin tasarımı bu açıdan büyük önem taşımaktadır. Kanatçıklar arası mesafe ve kanatçık yüksekliği önemli parametrelerdir. Havanın akışının sağlıklı olması ve en yüksek ısı transferini sağlamak için bu optimum değerler ciddi önem arz etmektedir.

Bu tür sistemlerde soğutucu akışkan olarak hava kullanılmaktadır. Havanın tercih edilmesi, doğada bol miktarda mevcut olması, hava ile çalışan sistemlerin bakım, onarım maliyetlerinin düşük ve tasarımının kolay olmasıdır. Uygulamada doğal, zorlanmış ve karışık taşınımın kullanıldığı sistemler mevcuttur. Doğal taşınım,

yüzeylerdeki sıcaklık farklarından dolayı yüzeylere temas eden akışkanın hareketiyle oluşan taşınımır. Doğal taşınım da akışkan hızları küçük olduğundan, ısı geçişi de daha yavaştır. Zorlanmış taşınım ile soğutma yüksek fan gücüne ihtiyaç duyulan sistemlerde tercih edilir. Kullanılan mekanik sistemin çalışma şartlarında meydana gelen titreşim, ses ve arıza durumlarına dikkat edildiğinde doğal taşınım, zorlanmış taşınımına göre daha avantajlıdır. Karışık taşınım, doğal taşınım ile zorlanmış taşınımın birlikte kullanıldığı sistemlerdir. Farklı yollarla ısı geçişinin olduğu birçok uygulamada, doğal taşınım ısı geçişine en büyük direnci oluşturur ve bu nedenle sistemin tasarımında veya performansında önemli bir rol oynar. Bunun ötesinde, ısı geçişini azaltmak ve buna bağlı olarak işletme giderlerini en düşük düzeye indirmek söz konusu olduğunda, doğal taşınım zorlanmış taşınımına tercih edilir. Bu çalışmada doğal taşınım ile ısı transferi deneysel incelenmiştir.

Doğal taşınımın etkili olduğu birçok uygulama vardır. Doğal taşınım çeşitli elektronik cihazlardan olan ısı geçişini etkilediği kadar, borulardan ve dağıtım hatlarından olan ısı geçişini de etkiler. Elektrikli ısıtıcılardan veya radyatörlerden oda havasına aktarılan ısı veya bir soğutma ünitesinin yoğuşturucu serpantininden çevreye verilen ısı, hep doğal taşınım etkisiyle olur.

Taşınım ile ısı transferi Newton Soğuma Yasası ile aşağıda verildiği gibi ifade edilir.

$$Q_{\text{taşınım}} = h \cdot A_s \cdot (T_s - T_{\infty}) \quad (1.1)$$

Burada, $Q_{\text{taşınım}}$ Sıcak yüzeyden dış ortama olan ısı miktarı, h ısı taşınım katsayısı, A_s yüzey alanı, T_s yüzey sıcaklığı, T_{∞} dış ortam sıcaklığı olarak ifade edilmiştir. Eşitlik (1.1)'de görüldüğü gibi, ısı transferinin artırılması belirli bir sıcaklık aralığında, h ısı taşınım katsayısının veya yüzey alanının artırılmasına bağlıdır. Bu bağlamda, yatay yerleştirilmiş değişken kesitli kanatçık dizilerinden doğal taşınım ile ısı transferi ve kanatçık profiline bağlı olarak akışkan hızındaki değişimin ısı transferine etkisi, deneysel incelenmiştir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Kanatçık dizilerinden doğal taşınım ile ısı transferi üzerine yapılmış literatürdeki çalışmalar aşağıda verilmeye çalışılmıştır.

W. Elenbaas, paralel plakalardan doğal konveksiyon ile ısı yayılımını incelemiştir [1]. $Hxh \text{ cm}^2$ ebatlarındaki dikey kare biçimli karşılıklı b mesafesinde paralel plakalardan doğal konveksiyon durumunda havaya ısı iletimi ölçülmüştür. Plakalardan yatay yönde sonsuz derecede genişlediği durum için ısı yayılımı hesaplanır. Sonsuz derecede uzun plakalar yerine kare biçimli plaklardan yapılan ölçümler dikkate alındığı bir düzenlemenin uygulanması halinde iyi bir uyum alınmıştır. Eğer plakalar dikey konumdan bir γ açısı kadar döndürülürse, α' nın büyük olmayan değerleri için yerçekimi ivmesi (g), $g \cdot \cos\alpha$ ile düzenlenmiştir. Plakaların verilmiş belli bir h yüksekliğinde ve üst ısı derecesi (θ_w) yüksek sıcaklıkta, karşılıklı kanat mesafesi (b_m) hesaplanmıştır. Hesaplanan bu mesafe her uzunluk için en büyük ısı yayılımını sunmuştur. Şayet h (değişken parametre olarak) değiştirilir ve plakalar arası mesafe duruma göre her yüksekliğe ait uygun b_m değerine eşit seçilirse, plaka kalınlığının ihmal edilmesi halinde ısı yayılımının, her uzunluk birimi (h) için artış göstereceğini bildirmişlerdir.

K.E. Starner ve H.N. McManus, dikey durumda dikdörtgen kesitli kanatçık dizileri kullanılarak doğal taşınım ile ısı transferini araştırmışlardır [2]. Ortalama ısı transferi katsayıları 45° lik dikey yerleştirilmiş dört kanatçık dizisi için sunulmuştur. Oda sıcaklığında ve kanatçık dizileri yatay yerleştirilmiş konumda iken çalışılmıştır. Karşılaşılan en küçük kanatçık verimliliği %98' den daha büyük tespit edildiği için kanatlar sabit sıcaklık yüzeyleri olarak analiz edilmiştir. Dikey paralel kanatçık dizileri için katsayıların %10-30 kadar düştüğü bulunmuştur. 45° lik kanatçık dizileri, dikey kanatçık dizilerinden %5-20' ye kadar daha düşük sonuçlar vermiştir. Yatay kanatçık dizileri için iki adet ısı modeli incelenmiştir ve üç boyutlu akımı engelleyerek katsayıların önemli oranda azaltılabileceğini bulmuştur.

F.P. Incropera, elektronik ekipmanların konveksiyonla ısı transferi soğutulmasını araştırmıştır [3]. Elektronik ekipmanlar da en iyi termal ortamı korumak için ısının elektronik araçlardan dışardaki bir soğutma birimine transferi için en etkili yolu

kurmalıdır. Bu yol tipik olarak dahili ve harici bileşenler olarak bölünmüştür. Farklı materyaller ve ara yüzler kullanarak ısı transferi sağlanmıştır. Termal olmayan hususların etkileri kadar ölçeklere ve elektronik devrelerin hızına da bağlı olarak soğutucu gaz veya sıvı olabilir. Isı transferi doğal, zorunlu ve karışık konveksiyon olabilir yada sıvı olması halinde havuz ile zorunlu konveksiyonla olur sonucuna ulaşmıştır. Bu çalışmada konveksiyon ile soğutma seçeneklerinin kapsamlı bir incelemesi yapılmıştır.

John R. Welling ve C.B. Wooldridge, dikdörtgen dikey kanatçıklardan doğal konveksiyon ile ısı transfer katsayılarını deneysel incelemiştir [4]. Dikey dikdörtgen kanatlı yüzeyler, cihazlardaki ısı transferini artırmak için kullanılmıştır. Çeşitli kanatçık şekillerinin doğal konveksiyon ısı transferi etkisini gösteren verilerin olmaması deneysel çalışma yapmaya yönlendirmiştir. Verilen bir sıcaklık için kanatçıklar arası mesafenin kanatçık yüksekliğine oranından optimum oran belirlenmiştir. Kanatçık sıcaklıklarıyla bu oranın nasıl değiştiği verilmiştir.

F. Harahap, H.N. McManus, Yatay yerleştirilmiş dikdörtgen kanatçık dizilerinden doğal taşınım ile ısı transferi incelenmiştir [5]. Ortalama ısı transferi katsayıları yatay kanatçık dizileri için belirlenmiştir. Kanatçık dizilerinden doğal konveksiyonla ilişkili olan akış alanı incelenmiştir. Verileri incelemek için parametrelere ulaşmak amacıyla bir model kullanılmıştır. Önerilen korelasyon daha önceden yatay dikdörtgen kanatçıklar için mevcut olan parametrelerin yetersizliğinin üstesinden geldiğini savunmuşlardır.

Charles D. Jones ve Lester F. Smith, Optimum sıralamanın yatay yüzeyler üzerindeki dikdörtgen kanatçık dizilerinden doğal taşınım ile ısı transferini deneysel incelemiştir [6]. Önceki çalışmalarda, yatay yerleştirilmiş kanatçık dizilerinden doğal konveksiyonla soğutma için deneysel ısı transferi katsayıları geniş bir yelpazede araştırmışlardır. Basitleştirilmiş bir korelasyon sunulmuş ve önceki mevcut korelasyon sorgulanmıştır. Maksimum ısı transferini sağlayan bir ön tasarım yöntemi için optimum sıralamaya bağlı bir ilk tasarım metodu tavsiye etmişlerdir.

C.W. Leung, S.D. Probert ve M.J. Shilston, Isı değiştirici tasarımı: Dikey veya yatay dikdörtgen profilli yukarı doğru dikey kanatların termal performanslarını

incelemişlerdir [7]. Dikdörtgen kesitli dikey kanatçık dizilerinde ısı transferinin kararlı durum oranlarını deneysel incelemişlerdir. Deneysel, $20\pm 2^{\circ}\text{C}$ ' lik çevre ortamında -40 ve 80°C arasındaki sıcaklıklarda ve üç farklı kanatçık boyutlarında (32, 60, 90 mm) yapılmıştır. Aynı tür dikey kanatçıklarla yapılan çalışmalarda termal performansın etkileri incelenmiştir. Kanatçık boylarıyla orantılı olarak ısı transferinde lineer bir artış olmuştur. Dikdörtgen kanatçık dizilerinin geometrik yapılandırılmasında dikey ve yatay kanatçıklara ait ısı dağılımında karşılaştırma yapılmıştır. Yüksek ısı transferi için yatay tabanlı yukarı doğru çıkıntı yapan kanatçıkların tercih edilmesi gerektiğini savunmuşlardır.

C.W. Leung ve S.D. Probert, Kısa çıkıntılı dikdörtgen yerleştirilmiş ısı değiştirici kanatçıkların termal etkinliğini incelemişlerdir [8]. Dikdörtgen kesitli dikey kanatçık dizileri ile ısı değiştirici yardımıyla doğal konvektif koşullarda ısı dağılımının kararlı hal oranları ölçülmüştür. 10-17 mm' lik kanatçık yüksekliklerinde çalışmışlardır. Deneysel çevre havanın ortalama sıcaklık değeri kullanılmıştır. Maksimum ısı transferi hızlarına ulaşmak için optimum kanatçık aralığı belirlenmiştir.

C.W. Leung, S.D. Probert, ısı değiştirici performansı: yönelim etkisini incelemişlerdir [9]. En yaygın kullanılan ısı eşanjörlerinin doğal konveksiyon ile ısı transfer performanslarının kararlı hal durumlarını incelemişlerdir. Yatay tabanlı dikey kanatçık dizilerinde, diğer tüm şartlar sabit tutularak optimum kanatçık aralığı 10mm kabul edilmiş ve yüksek ısı transferi elde edilmiştir. Dikey konumlu ve yatay konumlu dikdörtgen şekilli kanatçık dizileri ile 300' den fazla set değerlendirilmiştir. Bu korelasyonlarda çevre ortamından en iyi ortalama ısı transferi katsayısını sağlayacak veriler iki konfigürasyonda öngörülmüştür.

Han-Taw Chen ve Wei-Lun Hsu, En küçük kareler düzeni ve deney sıcaklık verileri ile bağlantılı olarak sonlu fark yöntemi ile incelenmiştir [10]. Dairesel boru profilli kanatlı ısı eşanjörlerinin kanatçık verimliliği, ortalama ısı transfer katsayısı ve doğal konveksiyon ile ısı transferi deneysel verilere bağlantılı olarak sonlu fark yöntemi ile incelenmiştir. Halka şeklindeki dairesel kanatçık dizilerinin ısı transferi katsayısı düzgün olmayan bir doğrusal olduğu varsayılmıştır. Isı transfer katsayısını ve kanatçık verimliliğini tahmin etmek için seçilmiş birkaç sıcaklık noktasında, tüp sıcaklığı, kanatçık sıcaklığı değerleri kullanılmıştır. Sonuçlar h ısı transfer

katsayısının, kanatçık boşluğunun (s) belirli bir değere artmasıyla arttığını, daha sonra kanatçık boşluğu artışının devamıyla azaldığını göstermiştir. Karşılaştırmanın doğruluğunu belirlemek için mevcut ders kitapları ve korelasyonla elde edilen değerleri kullanılmışlardır.

H.Yüncü ve G.Anbar, yatay plaka üzerine yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli kanatçık dizilerinden sürekli şartlarda doğal taşınım ile ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir [11]. Kanatçık uzunluğu ve kanatçık kalınlığı sabit tutularak, kanatçıklar arası mesafenin, kanatçık yüksekliğinin ve taban yüzeyi ile ortam sıcaklığı farkının doğal taşınım ile ısı transferine etkilerini araştırmışlardır. Yapılan bu çalışma sonucunda ısı transferinin kanatçıklar arası mesafeye, kanatçık yüksekliğine ve taban yüzeyi ile ortam sıcaklığı arasındaki farka bağlı olduğunu tespit etmişlerdir. Isı transferinin, önce kanatçık aralığının artmasıyla arttığı ve bir maksimuma ulaştıktan sonra azaldığını belirlemişlerdir. Maksimum ısı transferinin olduğu kanatçık aralığına optimum kanatçık aralığı demişlerdir. Optimum kanatçık aralığına, taban yüzeyi ile ortam sıcaklığı arasındaki farkının etkisinin önemli bir etkisinin olmadığını, optimum kanatçık aralığına kanatçık yüksekliğinin önemli bir etkisinin olduğunu tespit etmişlerdir. Kanatçık yüksekliğinin artmasıyla optimum kanatçık aralığının azaldığını belirlemişlerdir.

A.Güvenç ve H.Yüncü, dikey bir plaka üzerine yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli kanatçık dizilerinden doğal taşınım ile ısı transferi deneysel olarak araştırılmıştır [12]. Bu çalışmada, kanatçık uzunluğu ve kanatçık kalınlığı sabit tutulmuş, kanatçıklar arası mesafenin ve kanatçık yüksekliğinin ısı transferi üzerine etkileri araştırılmıştır. Isı transferinin artırılması konusunda en önemli parametrenin kanatçık arası mesafe olduğunu belirtmişlerdir. Isı transferini arttırmak için kanatçıklar arası mesafenin yanı sıra kanatçık yüksekliğinin ve kanatçık tabanı ile ortam havası arasındaki sıcaklık farkı ile arttığı belirtilmiştir. Küçük kanatçıklar arası mesafede, kanatçıkların akışta dirence neden olduğu ve belirli bir noktadan sonra ısı transferini azaltmaya başladığı belirtilmiş ve maksimum ısı transferi elde etmek için kanatçıklar arası mesafenin optimum bir değerde olması gerektiği belirtilmiştir.

S.A. Nada, dar muhafazalı ısıtmalı dikdörtgen yatay ve dikey kanatçık dizilerinden doğal konveksiyon ile ısı transferi ve akış karakteristikleri incelenmiştir [13]. Kanatlı

taban plakalarının doğal konveksiyonla ısı transferi ve akış karakteristikleri, farklı kanat aralıkları, kanat uzunlukları ve Rayleigh sayısı geniş bir aralıkta incelenmiştir. Çıplak kanatçık dizileri ile muhafaza içerisindeki dizilerden ısı transferi hızı karşılaştırılmıştır ve çıplak dizilerin ısı transfer hızının daha yüksek olduğunu belirlemişlerdir. Kanatçık geometrileri ele alındığında, kanatçık yüksekliğinin artması Nusselt sayısı ve Rayleigh sayısının arttığı bulunmuştur. Rayleigh sayısına bağlı kanatçık geometrisi tasarımına ait faydalı ilkeler öne sürülmüştür.

Eric Arquis, Mohamed Rady, kanatçık yüksekliği ve aralığı ve Rayleigh sayısının, doğal konveksiyon ile ısı transferine etkileri, geniş bir aralıkta sayısal olarak incelemişlerdir [14]. Isı transferi oranları ve kanat yüzey etkileri karşılaştırılmalı olarak bildirilmiştir. Konveksiyon miktarının, kanatçık aralığının belirli bir değeri için iki komşu kanatçık yüksekliği ve Rayleigh sayısı değerlerinin bir fonksiyonu olduğu belirlenmiştir. Kanatçık yüksekliği düşük olan kanatçık dizilerine kanat eklenebilir, ancak yüksekliği fazla olan kanatçıkların yüzey etkinliği daha fazla olduğu öne sürülmüştür. Kanatçık yüzey etkinliğinin, Rayleigh sayısının ve kanatçık yüksekliğinin düşük değerleri için kanatçık aralığının azalması ile doğrusal arttığını savunmuşlardır.

Şenol Başkaya, Mecit Sivrioğlu ve Murat Özek, akıma paralel kanatçık düzeneğinde, kanatçık arasındaki mesafenin, kanatçık yüksekliğinin ve kanatçık ile çevre arasındaki sıcaklık farkının doğal taşınım ile olan ısı transferine olan etkisini teorik olarak araştırmışlardır [15]. SAD (Sayısal Akışkanlar Dinamiği) tabanlı sonlu hacimler metodu kullanarak üç boyutlu eliptik denklemler çözülmüştür. Literatürde yer alan birçok çalışmanın simülasyonu öncelikle yapılmıştır. Sonuçlarla iyi bir uyum elde edildikten sonra ayrıntılı birçok parametrik çalışma yapılmıştır. Bir yada iki parametre kullanarak bütün ısı transferinde optimum bir sonuç elde etmenin mümkün olmadığını sonuçlar göstermiştir. Bütün dizayn parametreleri arasındaki etki düşünülmelidir. Sonuçlar optimum değerleriyle grafiksel formda sunulmuş ve elde edilen sonuçlar literatürdeki deneysel çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Sonuçta toplam ısı transferinin, kanatçık yüksekliğindeki artış ve kanatçık uzunluğunda kısalmayla arttığı sonucuna varılmıştır. Buna ilaveten maksimum ısı transferi optimum kanatçık arası mesafede elde edilmiştir.

M.Mobedi ve H.Yüncü, yatay plaka üzerine yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli kanatçık dizilerinden sürekli şartlarda doğal taşınım ile ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir [16]. Yapılan bu çalışmada, kanatçık dizileri arasında oluşan akış modeli incelenmiş ve incelemeler sonucunda iki tip akış olduğu gözlenmiştir. Küçük kanatçık aralıklarında, havanın yatay plaka üzerine yerleştirilmiş kanatçık dizilerinin oluşturduğu kanala sadece uç kısımlarından girdiği, kanatçık aralığının büyük olması durumunda ise havanın uç kısımlara ilave olarak kanatçıkların orta kısmından da kanala girdiği ve taban yüzeye çarptıktan sonra dönüp, kanatçık yüzeyi boyunca yukarı doğru çıkararak kanalı terk ettiği gözlenmiştir. Kanal boyunca oluşan sınır tabakası şeklinin ısı transfer katsayısının kanatçık uzunluğuyla azalması üzerinde önemli etkisi olduğu belirtilmiştir. Kanatçıklar arası mesafenin artması, sınır tabaka engelini geciktirdiği ve kanatçıkların orta kısmından soğuk havanın girmesine sebep olduğu ve bunun sonucunda da ısı transfer katsayısının arttığını belirlemişlerdir. Kanatçık uzunluğunun, kanatçık yüksekliğinin ve kanatçıklar arası mesafenin akış modeli ve ısı transferine etkilerinin araştırılması sonucunda, akış alanının oldukça karmaşık olduğu sonucuna varılmıştır. Geometrik parametrelerin tek başlarına ısı transferi etkilerini tanımlamanın zor olduğu ve birlikte düşünülmesi gerektiğini belirtmişlerdir.

İlker Tari, Mehdi Mehrtash, dikey tabanlı birbirine paralel dizilmiş açılı yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli kanatçık dizilerinden doğal konveksiyonla ısı transferini etkileyen geçerli bir model elde etmek için inceleme yapmışlardır [17]. Deneysel çalışmalara göre iki farklı kanatçık dizisi modellenmiştir. Modeller simülasyon ile mevcut korelasyondaki sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Alttan ısıtmalı kanatçık dizilerinin doğal konveksiyon radyasyon ısı transfer hızları sonlu hacim hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyonları ile elde edilmiştir. Boyutsuz bağıntılara göre konvektif ısı transferi oranı önerilmiştir. Doğrulanmış modelin yerçekimi ivmesinin yönü değiştirilmiş ve ısı transferine etkilerinin hemen hemen aynı olduğunu gözlemlemişlerdir. Eğim açıları $\pm 4^\circ$ lik toleransla, $10^\circ, 20^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 80^\circ, 75^\circ, 85^\circ, 90^\circ$ lik açılardır. İncelemeler eğim açısının kosinüsü ile Grashof sayısını değiştirerek yapılmıştır ve literatür ile karşılaştırma yaparak elektronik cihaz soğutma için uygun bir korelasyon önermişlerdir.

Shwin-Chung Wong, Guei-Jang Huang, farklı boylardaki uzun yatay kanatçık dizilerinin doğal konveksiyon ile ısı transferine etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir [18]. Çalışmada $L=128, 254, 380$ mm boylarında kanatçıklar kullanılmıştır. Ayrıca farklı kanatçık yüksekliklerine göre maksimum ısı transferini veren optimum kanatçık aralığı (S_{opt}) belirlemiştir. Farklı kanatçık yüksekliklerinde, S/L oranına bağlı ısı transferi hız değişimi incelenmiş ve literatürde yapılmış çalışmalarda sunulan korelasyon ile karşılaştırıldığında uyum gösterdiği dile getirilmiştir.

S. Naik, S.D. Probert ve C.I. Wood, yatay bir plaka üzerine dikey olarak yerleştirilmiş ve yatay vaziyetteki yalıtılmış bir örtü ile etrafı çevrilmiş olan kanatçık dizilerinden sürekli şartlarda doğal taşınım ile ısı transferi deneysel olarak incelemiştir [19]. Deneylerde, duralüminyum olarak adlandırılan alüminyum alaşımli bir malzemeden yapılmış olan kanatçık dizisi kullanılmıştır. Deneyler, tek bir kanatçık uzunluğu ($L=250$ mm), üç farklı kanatçık yüksekliği ($H=32$ mm, $H=60$ mm ve $H=90$ mm), üç farklı boşluk parametresi ($C=0, C=0.5$ ve $C=1.0$) ve çeşitli kanatçık aralıkları için yapılmıştır. Deneyler sonucunda, kanatçık yüksekliğinin ve boşluk parametresinin bütün değerleri için sürekli şartlarda maksimum ısı transferinin, kanatçık aralığına bağlı olarak elde edilebileceği ve kanatçıklarla ortam havası arasındaki sabit bir sıcaklık farkı için sürekli şartlarda en yüksek ısı transferinin ve en küçük optimum kanatçık aralığının, boşluk parametresinin sıfırdan bire doğru artması ile elde edildiği sonucuna ulaşılmıştır. Kanatçık yüksekliğindeki artışın da ısı transferini arttırdığı gözlemlenmiştir. Bununla birlikte, kanatçık dizilerinden ısı transferini arttırmak amacıyla kanatçık yüksekliğini arttırmak yerine maksimum boşluk parametresi değerini kullanmanın daha az malzeme gerektirdiği için daha çok tercih edilen bir kanatçık konfigürasyonu olduğu belirtilmiştir.

H.G. Yalçın, Ş. Başkaya ve M. Sivrioğlu, Yatay bir yüzey üzerindeki dikdörtgen kanat dizilerinden doğal konveksiyon ile ısı transferinin sayısal analizi yapılmıştır [20]. Bu araştırmada, kararlı ısı transferi için boşluk parametresinin etkilerini keşfedilmiştir. Üç boyutlu eliptik yönelim denklemlerini çözmek için CFD kod tabanlı bir sonlu hacim kullanılmıştır. Kanatçık konfigürasyonu taban sıcaklıkları ve kanatlı yüzeylerin boyutu ve kanatçık boşluk aralığı, parametrik çalışma sırasında

değiştirilmiştir. Sayısal sonuçlar literatür de mevcut deneysel değerlerle karşılaştırılmış ve olumlu sonuçlar almışlardır. Isı transfer katsayısı, kanatçık boşluk parametresinde artış ile yükseldiği ve örtülmemiş kanatçık dizileri için elde edilen ısı transfer katsayısının değerine yaklaştığını tespit etmişlerdir.

B. Kundu ve P.K. Das, Optimum tasarımı gerçekleştirmek için çalışılmış ve bir model performansı analitik geliştirilmiştir [21]. Modellemesi yapılan dört adet kanatçık dizilerinin konvektif soğutma koşulları altında ki performansı ve optimum tasarımı gerçekleştirmek için analitik bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Kanatçık dizileri, uzunlamasına dikdörtgen profilli, dairesel profilli, trapez profilli ve dairesel trapez profillidir. Tasarım değişkenlerinin aralığı, kanatçık verimliliği, kanatçık etkinliği gibi geniş bir aralıkta performans parametreleri değerlendirilmiştir. Bir kanatçık dizisinin performansı konveksiyon iletim üzerine belirgin bir etkiye sahip olduğunu belirtilmiş ve optimum kanatçık boyutları verilmiştir.

Giampietro Fabbri, Uzunlamasına yerleştirilmiş, simetrik ve asimetric profilli optimum kanatçık dizilerinin konvektif performanslarını incelemişlerdir [22]. Simetrik kanatlar ile optimize ısı dağıtıcıların karşılaştırılması yapılmıştır. Laminer akış içinde sıvı ile soğutulan bir ısı dağıtıcı olan kanatların aralık yan profilleri kanatçıklara iki farklı polinom atayarak incelenmiştir. Bir sonlu eleman modeli hız ve sıcaklık dağılımlarının belirlenmesi için önerilen ve farklı koşullar altında mümkün olduğu kadar ısı transfer katsayısını yükseltecek uygun ısı dağıtıcı geometrileri bulmak için genetik algoritma kullanılmıştır. Sonuç olarak bazı örnekler için optimize geometriler gösterilmiş ve tartışılmıştır.

C.J. Kobus ve T. Oshio, doğal, zorlanmış ve karışık akış şartlarında, dikey kanat dizilerinde ısı dağıtıcılarının ısı performansını özelliklerini geliştirmek için teorik bir model geliştirmişleridir [23]. Kanatçık dizilerinde ısı performans için kapsamlı bir teorik ve deneysel çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çeşitli geometrik termal akış parametrelerinin etkisi teorik bir ısı alıcı modeli üzerinde formüle edilmiştir. Isı alıcının termal performansını ölçmek için geliştirilen genel konvektif ısı transferi katsayısı elde edilmiştir. Deneyler doğal konveksiyon için parametreleri geniş bir yelpazede, zorlanmış ve doğal konveksiyon için korelasyon elde edilmiştir. Teorik

modelin öngörülü yeteneği çeşitli kanatçık parametrelerin etkisi ve optimum ölçüler deneysel verilerle kıyaslanarak doğrulanmıştır.

C.J. Kobus ve T. Oshio, Dikkey iğne şekilli kanatçık dizilerinden, kombine radyasyon ile, zorlanmış ve karışık konveksiyon altına ısıl performans özellikleri araştırılmıştır [24]. İğne yapılı kanatçık dizilerinin ısıl performansı termal radyasyon etkisi altında incelenmiştir. Deneysel ve teorik bir çalışma da çevresel faktörler göz önünde bulundurularak kanatçık tasarım parametreleri belirlenmiştir. Deneysel testler, yüksek ortam hava sıcaklığında birkaç farklı türde ısıl yayıcılık ve konvektif radyasyon yapılandırma faktörü de dahil olmak üzere değişik fiziksel parametrelerde çalışılmıştır. Deneysel veriler, etkili bir ısı transfer katsayısı tanıtarak, ısıl performans termal radyasyon etkisini deneysel verilerin doğruladığı bir teorik modeli belirlemişlerdir.

Dong-Kwon Kim, bu çalışmada, doğal konveksiyon altında, dikey bir levha-kanatçık ısı emicinin kanatçık kalınlığının akışkan akışına dik yönde değiştiği durum için, termal performansı optimize edilmiştir [25]. Akışkan akışına dik bir yönde değişen kanatçık kalınlığına sahip bir levha-kanat ısı dağıtma tertibatı optimizasyonu yapılmıştır. Bu optimizasyon için kullanılan model ortalama hacim teorisine dayanmıştır. Kanatçık kalınlığının akışkan akışına dik yönde artırmak, levha-kanat ısı emicisinin ısı direncini azaltabileceğini göstermişlerdir. Soğuk akışlı bir ısı dağıtma tertibatında ısıl direncin %15 oranında azaldığını savunmuşlardır.

Ren-Tsung Huang ve Wen-Junn Sheu ve Chi-Chuan, Yönlendirme etkisine maruz kare pim şekilli kanatlı ısı emicilerin doğal konveksiyon ile ısı transferi etkileri üzerine etkilerini deneysel incelemişlerdir [26]. Düz bir plaka üzerinde çeşitli düzenlemelerle (sıklıkta) yedi adet kare pim-kanat ısı alıcıları kontrollü ortamda test edilmiştir. Test sonuçlarına göre ısı transferi katsayısı, aşağı bakacak yöndeki kanatçıklarla daha düşük iken yukarı doğru bakan kanatçıklarda daha yüksek değerlerdedir. Ayrıca pim-kanat sayısının artmasının belli bir değere kadar ısı transferini olumlu yönde etkilediğini sunmuşlardır.

Gordon N.Ellison, kanal taban yüzeyinden ve kanatçık yüzeyinden ışınila olan ısı transfer miktarını belirleyebilmek için gri cisim şekil faktörü hesabını yapmıştır [27].

Yapılan bu çalışmada ısı kaynağı gri, difüz ve opak yüzey olarak kabul edilmiştir. Kanatçık yüzey sıcaklığı ile taban yüzey sıcaklığının eşit ve yüzey sıcaklıklarının da üniform olduğu kabul edilmiştir. Sonuçlar, farklı kanatçık yüksekliği (H), kanatçık uzunluğu (L) , kanatçıklar arası mesafe (S) ve yayıcılık ($\epsilon = 0,1-1.0$) (emissitivity) değerleri için elde edilmiş ve grafik halinde sunulmuştur.

Yong Kang Khor, Yew Mun Hung ve Boon Kian Lim, düz-kanatlı ısı emicilerin termal performansında radyasyon faktörünün rolü incelenmiştir [28]. Radyasyon ve doğal konveksiyon ile soğutma için tasarlanmış düz kanatçık dizilerinin termal performansına görünüm faktörünün etkileri deneysel araştırılmıştır. Şekil faktörünün etkileri, termal radyasyon ve konveksiyon katsayısı performansı üç farklı model için incelenmiştir. Bu modeller için farklı çalışma şartlarına dayalı sapmalar analiz edilmiş ve kanatçık dizilerinin termal analizinde şekil faktörünün etkilerinin önemi tartışılmıştır.

V. Rammohan Rao ve S.P. Venkateshan, yatay kanatlardan serbest konveksiyon ve radyasyon etkileşimi deneysel araştırılmıştır [29]. Doğal konveksiyon ve radyasyon ile ısı transferini elde etmek için diferansiyel integro-diferansiyel denklemleri çözülmüştür. Kanatçık dizilerinin ısı yayıcılığı, kanatçık aralığı, kanatçık yüksekliği ve taban kalınlığı gibi parametrelerin etkilerine göre incelenmiştir. Tüm yüzeyler izotermik olmak üzere radyasyon-konveksiyon etkilerinin bağımsız olduğu yaklaşımlarının geçersiz olduğunu varsayarak toplam ısı kaybını elde etmişlerdir.

V. Dharma Rao, S.V. Naidu, B.Govinda Rao ve K.V. Sharma, muhafaza içindeki iki kanatçık dizisinden doğal konveksiyon ısı transfer problemi teorik komşu iç tedavi ile formüle edilmiştir [30]. Sayısal çözümler ADI yöntemi ile kanatçık boyunca sıcaklık kararlı durumda iken ve akışkan hız alanları hesaplanmıştır. Kanatçık dizileri bir tarafı sınırlı muhafaza ve diğer tarafı da sonsuz akışkan ortamına maruz kalmıştır. Bu nedenle uygun sınır koşulları ile sonsuz akışkan ortamına maruz kalan kanatçık sorunu için ayrı bir analiz yapılmıştır. Dört kanatçık dizisi için elde edilen sayısal sonuçlar ısı transfer hızı ve ortalama ısı transfer katsayısı için literatür ile karşılaştırılmış ve olumlu sonuçlar alınmıştır. Sabit taban sıcaklığında sabit bir plaka üzerinde kanatçık aralığı ve kanatçık sayısı değişken olarak alınmıştır. Denklemler Rayleigh sayısı, kanatçık boy oranı fonksiyonlarına göre ısı akısı elde edilir. Ayrıca

ortalama Nusselt sayısı ve ısı transferi hızını ve etkinliğini hesaplamak için regresyon denklemleri elde edilmiştir.

E.M. Sparrow ve S.B. Vemuri, silindirik çubuk şekilli pim-kanat dizilerinden radyasyon ve doğal konveksiyon ile ısı transferini incelemişlerdir [31]. Yatay eksenli dikey düzlem tabanı üzerine sabitlenmiş silindirik çubuk şekilli yoğun kanatçık dizileri için ısı transferi özellikleri deneysel araştırılmıştır. Diğer parametreler sabitlenerek kanatçık sayısı ve kanatçık çapları değiştirilerek farklı parametrelerin ısı transferine etkilerini incelemişlerdir.

E.M. Sparrow ve S.B. Vemuri, kanatçık dizilerinden radyasyon-doğal konveksiyon ısı transferi üzerine yönelim etkilerini incelemişlerdir [32]. (1) Dikey tabanlı yatay eksenli kanatçıklar, (2) yatay tabanlı aşağı dönük dikey kanatçıklar, (3) yatay tabanlı yukarı dönük dikey kanatçık dizilerinin üç yerçekimi alanında ısı transfer özelliklerini araştırmışlardır. Deneyler doğal konveksiyon ve ışıma, ısı transferini ölçmek için hava içinde gerçekleştirilmiş ve analitik değerler tespit edilmiştir.

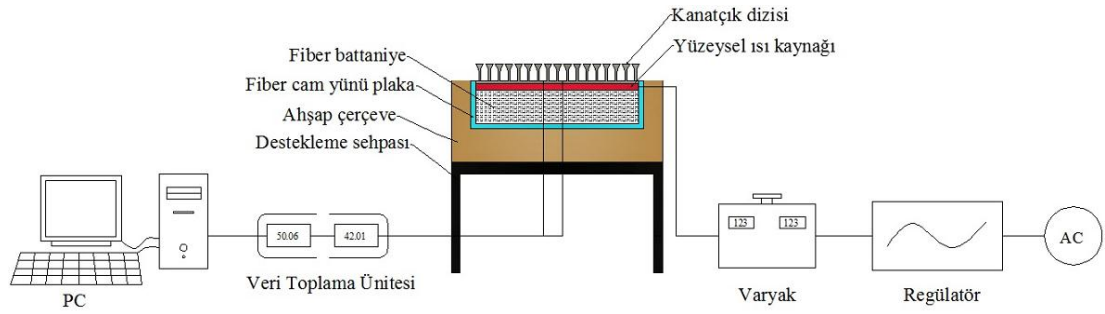
Literatür taraması göstermiştir ki yapılan çalışmaların bir çoğu dikdörtgen kanatçık dizileri ile yapılmıştır. Değişken profilli kanatçık dizileri ile yeteri miktarda çalışma yapılmamıştır. Yapılan bu çalışmada literatürde ki çalışmalardan farklı olarak, değişken kesitli kanatçık profilleri kullanılmış ve bu kanatçık dizilerinin ısı performansları incelenmiştir. Bu çalışma, dikdörtgen kanatçık dizilerine oranla değişken kesitli profillere sahip kanatçık dizilerinin daha fazla ısı transfer hızına sahip olduğunu tespit etmek amacıyla yapılmıştır.

3. DENEYSEL YÖNTEM

Yatay yerleştirilmiş değişken kesitli kanatçık dizilerinden doğal taşınım ile ısı transferinin deneysel incelenmesi için Bozok Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalında başlatılan Bilimsel Araştırma Projesi kapsamında (I.F.E/2011-42) deney düzeneği kurulmuştur. Bu bölümde, kurulan deney düzeneğinin hazırlanma aşamaları ve deneysel çalışmanın nasıl yapıldığı ile ilgili bilgiler ayrıntılı bir şekilde sunulmuştur.

3.1. Deney Düzeneği ve Özellikleri

Yatay yerleştirilmiş kanatçık dizilerinden doğal taşınım ile ısı transferinin deneysel incelenmesi için kurulan deney düzeneğinin şematik görünümü Şekil 3.1.' de görülmektedir.



Şekil 3.1. Deney düzeneği ve elemanları.

Boyutsuz sayıların (Ra , Gr) belirlenmesinde deney düzeneğinin boyutları, ısı transferinin doğal taşınım durumunda incelenebilmesi dikkate alınmıştır. Şekil 3.1' de görüldüğü gibi deney düzeneği, kanatçık dizisi, yüzeysel ısı kaynağı, fiber cam yünü plaka, seramik fiber battaniye, gürgen çerçeve, destekleyici çerçeve, şehir elektrik şebekesindeki dalgalanmaları giderecek regülatör, yüzeysel ısı kaynağına verilen voltajın ayarlanmasında kullanılan varyak ve sıcaklıkların ölçülüp bilgisayar hafızasında toplanmasında kullanılan veri toplama ünitesinden oluşmaktadır. Tablo 3.1' de deneylerde kullanılan kanatçık dizilerine ait kanatçık yüksekliği, kanatçık taban aralığı, kanatçık uç aralığı ve boyutsuz olarak belirlenen boşluk oranı

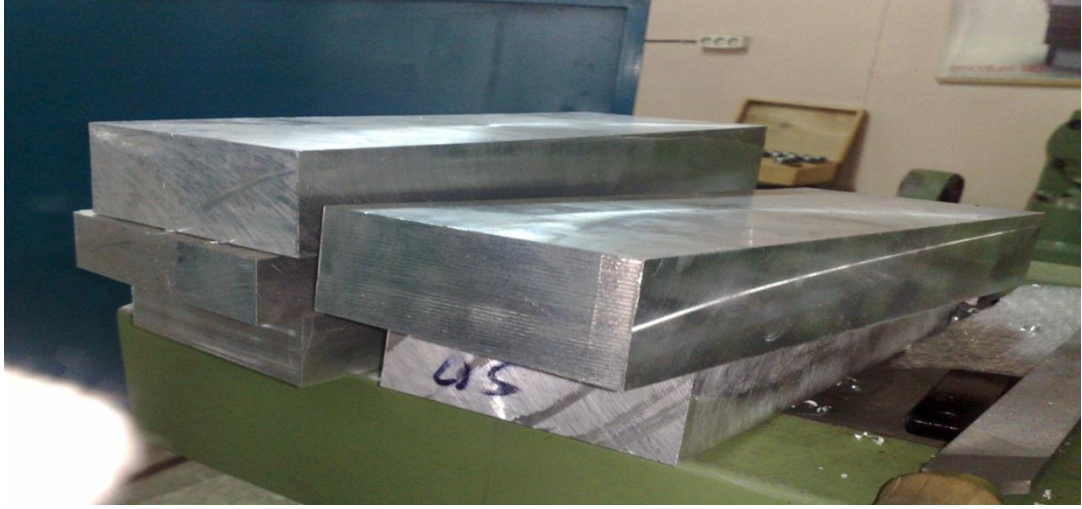
verilmiştir. Kanatçık dizilerinin enine genişliği $W = 250$ mm, boyu $L = 100$ mm, kanatçık kalınlığı $t = 3$ mm ve kanatçık taban kalınlığı $d = 5$ mm' dir ve bu değerler tüm kanatçık dizilerinde sabit tutulmuştur (Şekil 3.2.). Kanatçık dizileri iletkenlik katsayısı 121 W/mK olan 5083 serisi magnezyum alaşımlı alüminyum malzemedendir. Kullanılan deney düzeneğinin çekilmiş fotoğrafı Resim 3.1' de görülmektedir. Deneylerde 12 adet farklı profildeki ve boyutlardaki kanatçık dizilerine 5 farklı voltaj değerlerinde toplam 60 adet deney yapılmıştır. Değişen kanatçık yüksekliklerinin ve kanatçık aralıklarının ısı transferine etkileri incelenmiştir.



Resim 3.1. Deney düzeneğinin fotoğrafı

3.1.1. Kanatçık Dizilerinin Hazırlanması

Kanatçık dizilerinin malzemesi, yüksek ısı iletkenlik değeri, kolay işlenebilir olması ve uygulamada oldukça fazla kullanım alanı olması nedeniyle alüminyum seçilmiştir. Alüminyum malzeme $255 \times 105 \times 25$ mm, $255 \times 105 \times 35$ mm ve $255 \times 105 \times 55$ mm boyutlarında kütük malzeme olarak temin edilmiştir. Ünlversal freze ve torna tezgahları ile işlenerek tam ölçülerine getirilmiştir (Resim 3.2).

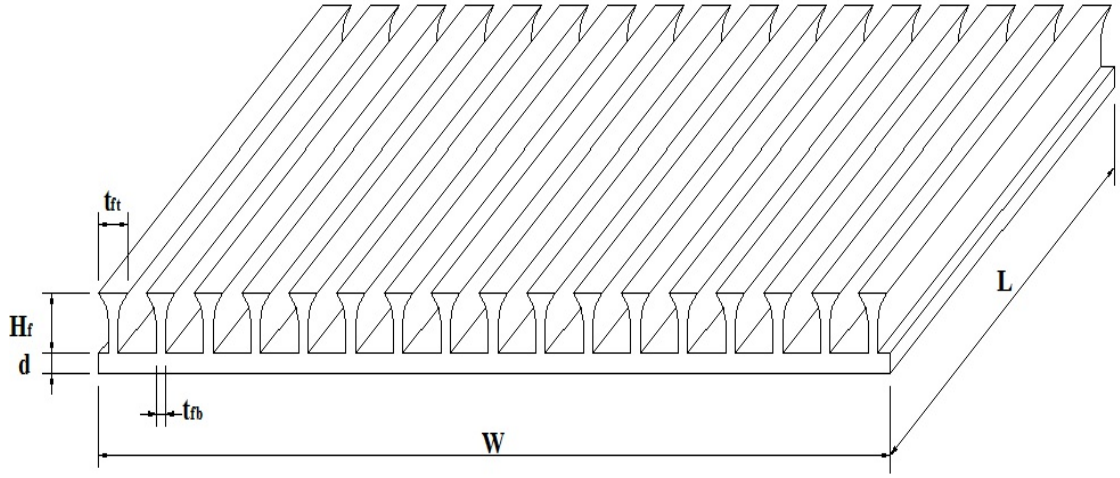


Resim 3.2. : Alüminyum parçalarının ölçüsünde işlenmiş ve parlatılmış hali.

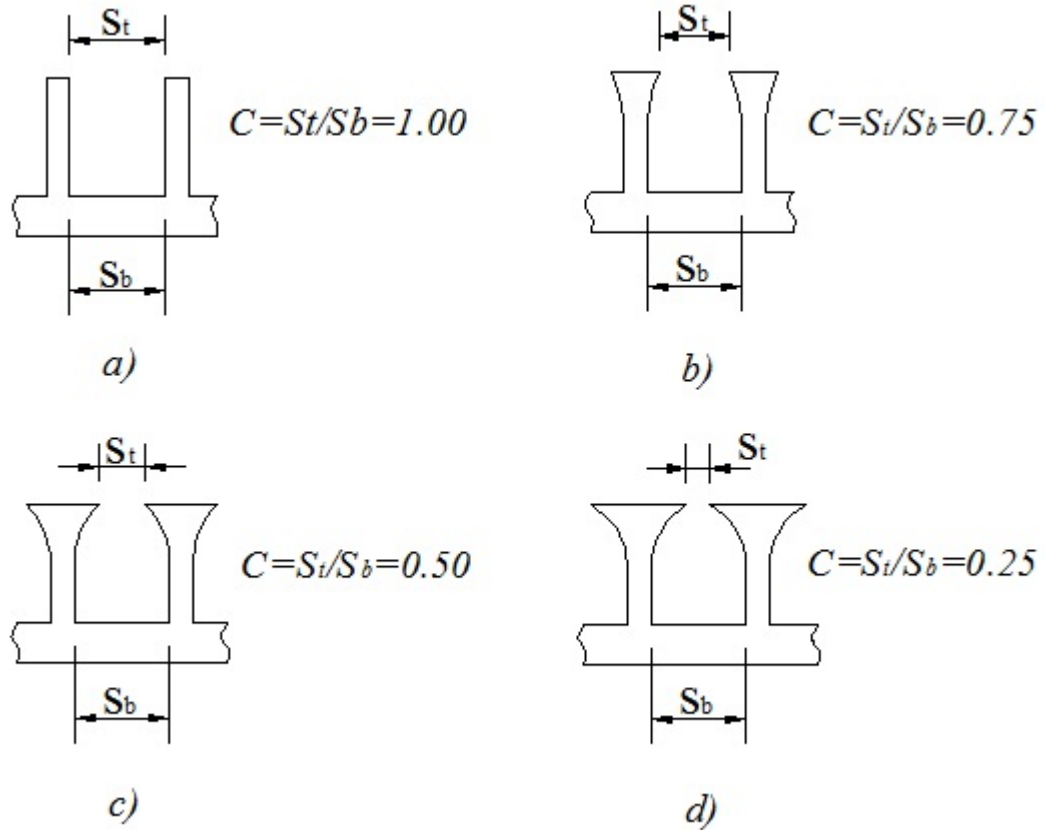
Deneylerde kullanılan kanatçık dizilerinin boyutları Tablo 3.1’ de, geometrik şekilleri Şekil 3.2 ve Şekil 3.3’ de verilmiştir.

Tablo 3.1. Kanatçık dizilerinin boyutları

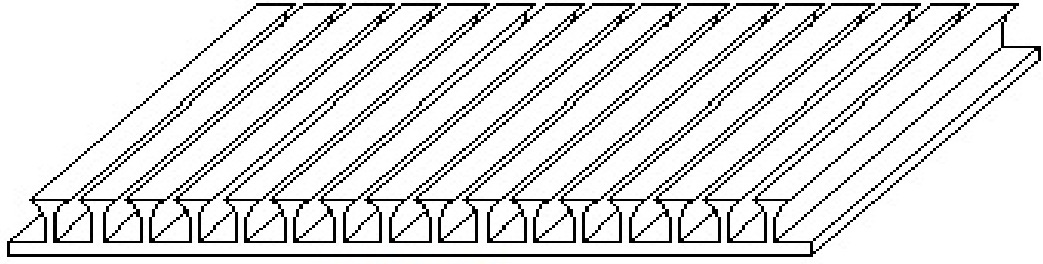
Kanatçık No	Kanatçık Yüksekliği H_f , mm	Kanatçık Taban Aralığı S_b , mm	Kanatçık Uç Aralığı S_u , mm	Boşluk Oranı $C = \frac{S_u}{S_b}$
1	15	12	12	1
2	25	12	12	1
3	40	12	12	1
4	15	12	9	0.75
5	25	12	9	0.75
6	40	12	9	0.75
7	15	12	6	0.5
8	25	12	6	0.5
9	40	12	6	0.5
10	15	12	3	0.25
11	25	12	3	0.25
12	40	12	3	0.25



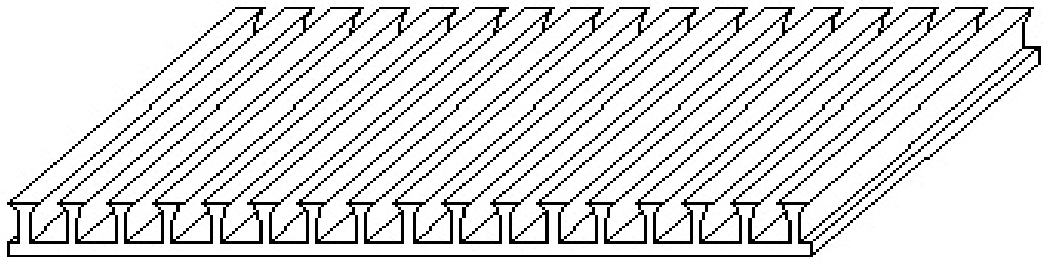
Şekil 3.2. Kanatçık dizisi profili



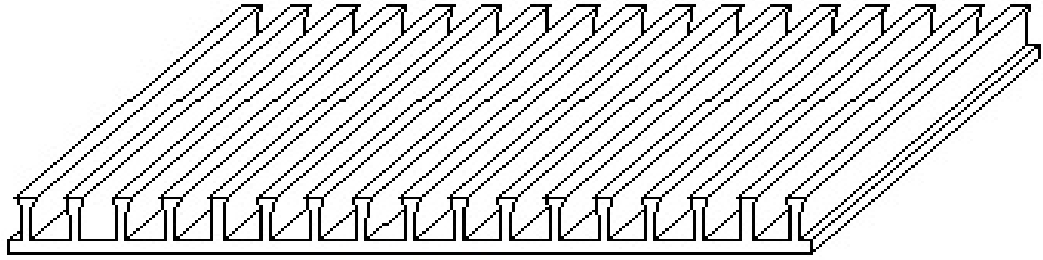
Şekil 3.3. Deneyleerde kullanılan kanatçık profillerinin boşluk parametreleri



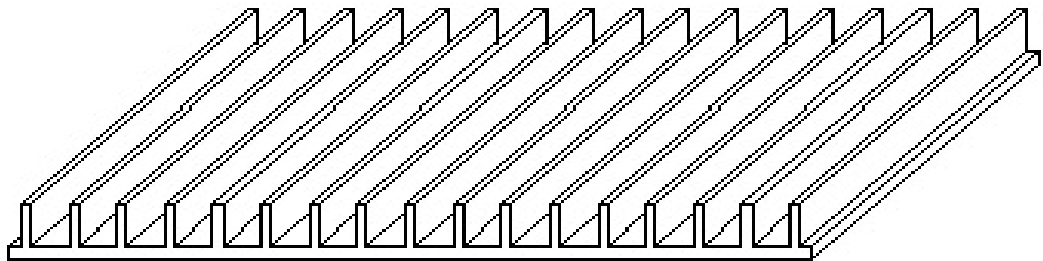
a) $C=0.25$



b) $C=0.50$



d) $C=0.75$



e) $C=1.00$

Şekil 3.4. Deneylerde kullanılan kanatçık profilleri

12 adet olarak üretilen kanatçık dizilerinin 9 tanesi Bozok Üniversitesi meslek Yüksek Okulu Makine atölyesinde üniversal freze tezgahında üretilmiştir. Bu kanatçık dizilerinin üretimlerinde kullanılmak üzere Ankara Organize Sanayiinde profile uygun özel freze çakıları ürettirilmiştir. Resim 3.3' de freze çakılarının Resim 3.4'de kanatçık dizilerinin üniversal freze tezgahının kanatçıkları üretim esnasındaki fotoğrafları görülmektedir.



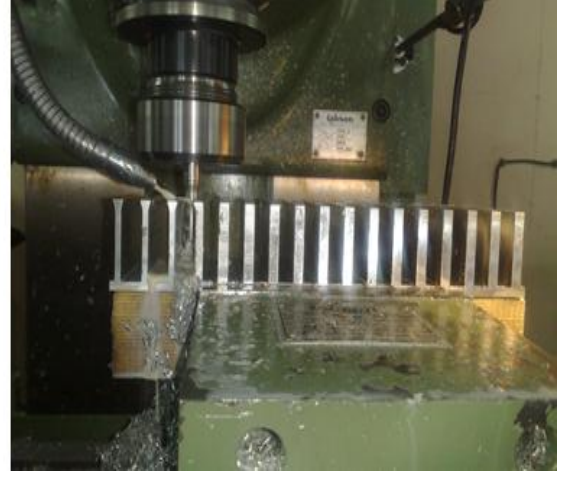
Resim 3.3. Özel profile üretilmiş freze çakıları



(a) Parmak freze çakısı ile işleme



(b) Testere freze çakısı ile işleme



(c) Profilli freze akısı ile işleme

(d) Profilli freze akısı ile işleme

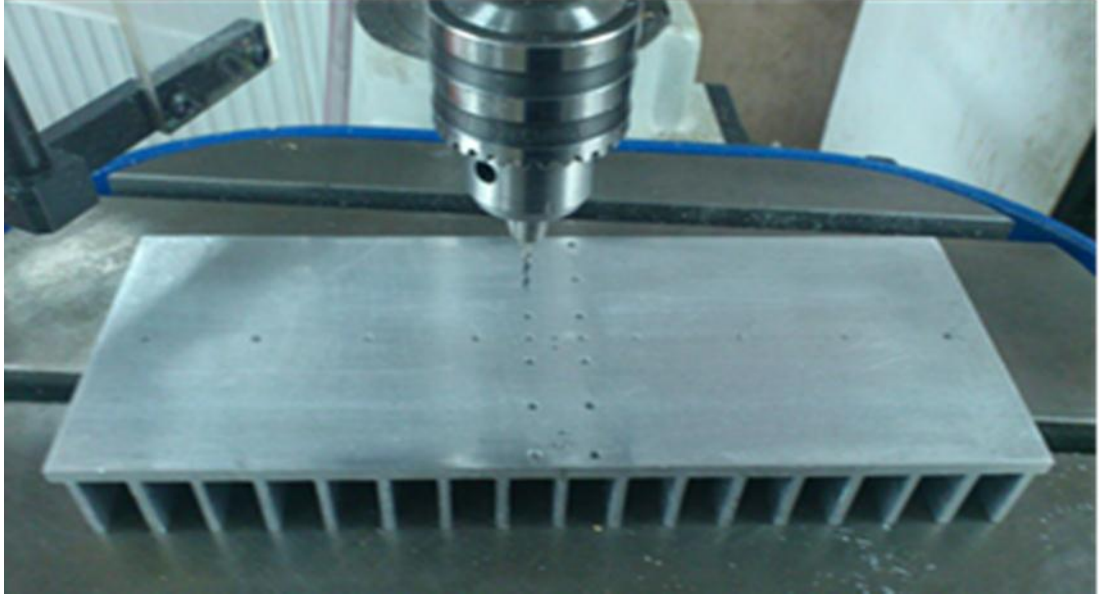
Resim 3.4. Üniversal freze tezgahında üretilen kanatçık dizileri

Kanatçık dizilerinden 3 tanesi üniversal tezgahlarda üretilmediği için Eskişehir Truva Kalıp A.ř.' de tel erozyon yöntemi ile üretilmiştir (Resim 3.5)



Resim 3.5. Tel erozyon tezgahında kesimi yapılmış kanatçık dizisi

Kanatçık dizilerinin üretim aşaması bittikten sonra ısıl çiftlerin yerleştirilmesi gereken yuvaların yerleri belirlenmiş ve yuvalarını hazırlamak amacıyla belirlenen noktalardan delinmiştir (Resim 3.6.).



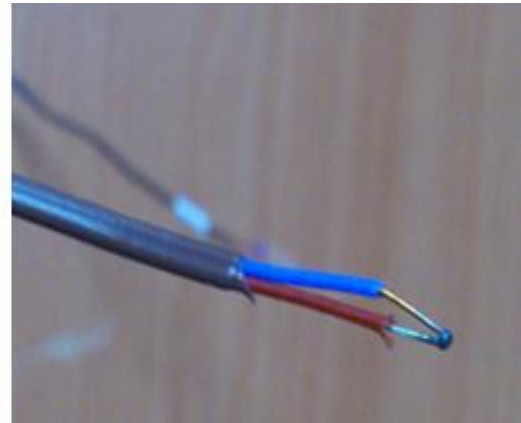
Resim 3.6. Kanatçık dizilerinin ısı çift yuvalarının delinmesi

3.1.2. Isıl Çiftlerin Hazırlanması

Isıl çiftler, T tipi bakır-constant tellerinden elde edilmiştir. Makara halindeki rulodan tek tek kesilip kaynak durumuna hazır edildikten sonra masa tipi Weldin L60 ısı çift kaynak makinesinde üçüncü bir ara eleman olmadan kaynak yapılmıştır. Aşağıda ısı çift kaynak makinesinin ve ısı çiftin tellerinin kaynak edilip ısı çift (thermocouple) olmuş görüntüsü mevcuttur (Resim 3.7 ve Resim 3.8).



Resim 3.7. Isıl çift kaynak makinesi



Resim 3.8. Hazırlanmış ısı çift

Isıl çiftler hazırlandıktan sonra deneylerde ölçümlerin hassas olması ve hata oranının düşürülmesi için Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Bölümü Laboratuvarında kalibre edilmiştir. Kalibrasyon işlemi LAUDA Proline PJ 12 dijital termometreli termostatlı kalibrasyon banyosu ile yapılmıştır. Kalibrasyon işlemi bir doğru denklemi elde edilmek için beş farklı sıcaklık değerinde yapılmıştır (Resim 3.8). Kalibrasyon işlemi esnasında kalibrasyon banyosunun ölçüm cihazından meydana gelebilecek hata payını minimum seviyede tutabilmek için banyonun sıcaklığı ayrıca 1/10 taksimatlı cıvalı cam termometre ile ölçülmüştür. Termometreye ait kalibrasyon sertifikası Ek 1' de sunulmuştur. Termometrenin kalibrasyon doğrusuna göre denklem oluşturularak sıcaklık ölçümlerindeki hata payı minimum seviyeye getirilmiştir (Resim 3.9 ve Resim 3.10)

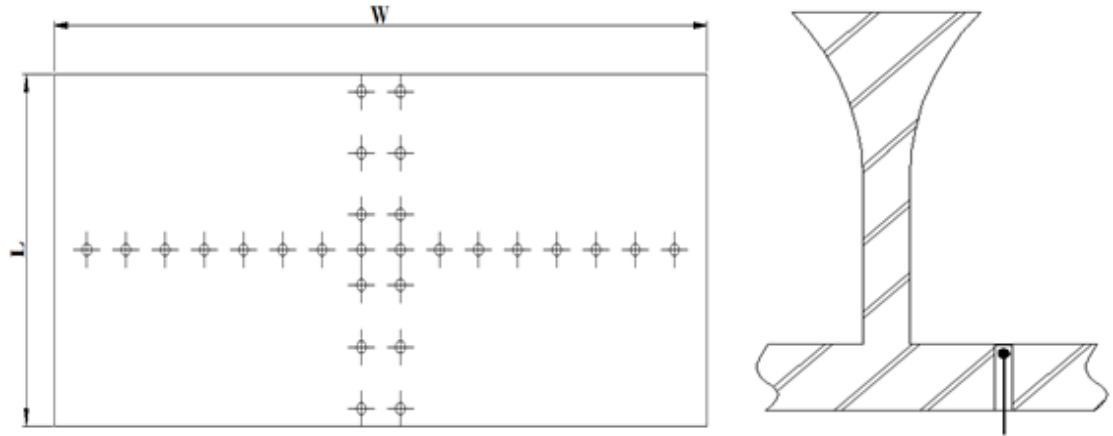


Resim 3.9. Kalibrasyon cihazı



Resim 3.10 0,1 taksimatlı cam termometre

Hazırlanan 22 adet ısı çifti, %99,8 saf mikronize edilmiş gümüş yapıştırıcı (Arctic Silver) ile tek tek kanatçık dizisindeki yuvalarına yapıştırılmıştır. Isıl çiftler yüzeye çok yakın bir mesafede alüminyum plakaya tutturulmuştur. Alüminyum plaka enlemesine ve boylamasına ortalanarak ısı çiftler sırasıyla yerleştirilmiştir. Bu yüzden sıcaklık ölçümleri ana akım yönünde ve plaka genişliği yönünde yapılmıştır. (Şekil 3.5.)



Şekil 3.5. Isıl çift yerleri ve sıcaklık ölçüm noktaları

Ölçümler taban yüzeyine en yakın noktalardan yapılmıştır. Deneilerde kullanılan bütün ısı çiftler kalibre edilmiştir. Kanal girişindeki hava ve ortam hava sıcaklık değerleri ölçümleri yapılmıştır. Ayrıca kanalın alt, üst ve yan yüzeylerinden iletim ile olan ısı kaybını belirlemek için yalıtım malzemesinin iç ve dış yüzeylerinde sıcaklık değerleri ölçümleri yapılmıştır. Deneilerde 1sn lik parametrelerdeki zaman aralıklarında sıcaklık ölçümleri yapılmış ve bilgisayara kaydedilmiştir.

3.1.3. Taşıyıcı Sistem

Yalıtım amacıyla kullanılacak olan ve gövdeyi oluşturacak olan kütük, universal freze tezgahında atölye ortamında hazırlanmıştır. Kullanılan ahşap çerçeve gürgen malzemedен üretilmiştir (ısı iletkenliği: 0,15 kcal/h.m.°C.) (Resim 3.11).



Resim 3.11. Gürgen malzemenin freze tezgahında işlenmesi

Daha sonra gövdenin yerleştirildiği sehpa yapıp boyanmıştır. İzolasyon için kenarlara 5mm kalınlığında fiber cam yünü plaka (ısı iletkenliği: $0,085\text{kcal/cm}^\circ\text{C}$), taban yüzeye 50mm kalınlığında seramik fiber battaniye (ısı iletkenliği: $0,09\text{W/m}^\circ\text{K}$) yerleştirilmiştir (Resim 3.12).



Resim 3.12 Deney sehpası

3.1.4. Güç Devresi

Deney setinde kanatçık dizilerine düzenli ısı kaynağını sağlamak üzere direnç düzeneği hazırlanmıştır. Şehir şebekesindeki dalgalanmaları gidermek amacıyla bir adet regülatör, istenilen voltaj değerini hassas bir boyutta verebilmek amacıyla bir adet varyak ve ısı kaynağını elde edebilmek için yüzeysel ısı kaynağı bağlantısı yapılmıştır.

Regülatör

Şehir şebekesinde bulunan akım sabit bir değerde olmayıp gün içerisindeki kullanım saatlerine göre artıp azalan değerlerde akmaktadır. Bu dalgalanmalar deney esnasında sabit bir ısı akısı elde etmeyi oldukça güçleştirir. Şehir şebekesindeki bu dalgalanmaları gidermek için Servo-Matik markalı 3,5kW'lık faz korumalı ve aşırı gerilim koruma ünitesi, giriş – çıkış voltaj değerlerini gösteren dijital ekranlı bir regülatör kullanılmıştır (Resim 3.13)

Varyak

Primer sargının bir kısmı veya tamamının sekonder sargı olarak da kullanıldığı ve aynı manyetik alanın etkisinde kalan tipteki transformatörlere varyak denir. Varyaklarda bir tek sargı vardır (www.deltaregulator.com). Varyak giriş ve çıkışa ait, güç gerilim ve empedasları sarım (tur) sayısına göre belirlenir. Yalnızca akım, yüksüz halde giriş ve çıkış için aynıdır.

Yüzeysel ısı kaynağına verilen voltajın ayarlanmasında kullanılan varyak, Altaş marka 0 – 230 V DC çıkışlı, hassas ayarlamalı, dijital voltmetre ve ampermetre göstergeli kutulu varyaktır. Deneylerde kullanılan varyak ve regülatör Resim 3.13' de verilmiştir.



Resim 3.13. Deneysel varyak ve regülatör bağlantısı

Yüzeysel Isı Kaynağı

Kanatçık dizilerine ısı akısını sağlamak için, 254mm boyunda ve 102 mm genişliğinde silikon esaslı max 200watt enerji verebilme kapasiteli ve maksimum 260°C sıcaklığa dayanıklı yüzeysel ısı kaynağı kullanılmıştır (Resim 3.14.).



Resim 3.14. Yüzeysel ısı kaynağı

Multimetre

Hesaplamalar için gerekli voltaj, akım ve direnç gibi elektriksel büyüklüklerin belirlenmesinde UNI-T / UT61E dijital multimetre kullanılmıştır (Resim 3.15.).

Tablo 3.2. Deneyde kullanılan multimetrenin özellikleri

Aralık	Çözünürlük	Hassasiyeti		Giriş Empedansı	Sabit Değer Girişi
		45~1kHz	>1kHz~10kHz		
220mV	0,01mV	$\pm(1.0\%+10)$	$\pm(1.5\%+50)$	>3000M Ω	1000V dc / 750V ac
2.2V	0,0001V	$\pm(0.8\%+10)$	$\pm(1.2\%+50)$	10M Ω	
22V	0,001V		$\pm(2.0\%+50)$		
220V	0,01V	$\pm(1.2\%+10)$	$\pm(3.0\%+50)$		



Resim 3.15. Deneylerde kullanılan dijital multimetre

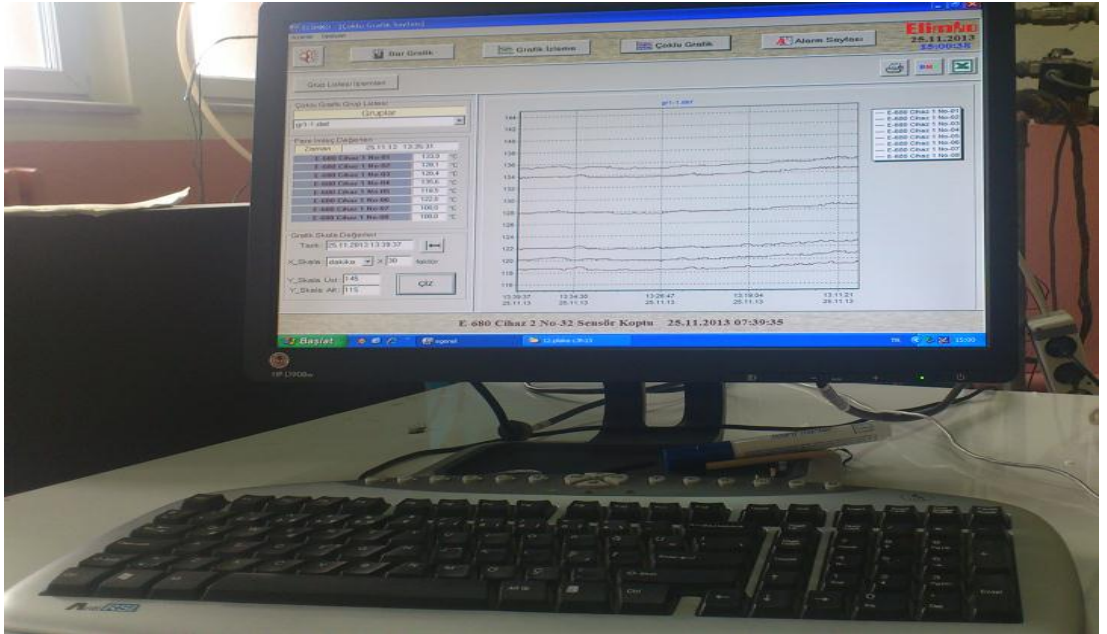
3.1.5. Deneysel Verilerin Toplanması

Sıcaklıkların ölçülmesi için 22 adet ısı çifti kullanılmıştır. Isıl eleman çiftlerinin çıkışları ELİMKO 680 (iki adet 32 kanallı data logger) markalı veri toplama üniteleri bağlanmıştır ve bilgisayar bağlantısı yapılmıştır. (Resim 3.16).



Resim 3.16. Elimko marka veri toplama ünitesi (32 kanallı data logger)

Bilgisayardaki program vasıtasıyla ilgili ısı çiftlerinden anlık sıcaklık değişimleri ve deneyin sürekli hale geldiği, çoklu grafik ve bar grafik olarak izlenebilmektedir (Resim 3.17).



Resim 3.17. Bilgisayarda kullanılan program ve çoklu grafik gösterimi

3.2. Deneysel Verilerin Değerlendirilmesi

Deneysel ölçülen büyüklükler, sıcaklık, voltaj ve akım değerleridir. Sıcaklık ölçümleri için iki adet 32 kanallı veri toplama ünitesi kullanılmış ve her 1 saniyede bir sıcaklık ölçümleri yapılmış ve bilgisayara kaydedilmiştir. Akım ve voltaj değerleri multimetre ile ölçülmüştür. Sistem sürekli şartlara ulaştıktan sonra ölçülen büyüklükler ısı analizinde kullanılmıştır. Taşınım ile akışkana verilen ısı akısı miktarı Eş. 3.1' deki gibi hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{toplam} = \dot{Q}_{taşınım} + \dot{Q}_{iletim} + \dot{Q}_{ışınım} \quad (3.1)$$

Burada, \dot{Q}_{toplam} ısıtıcının çektiği toplam gücü, $\dot{Q}_{taşınım}$ akışkana yani havaya verilen net ısı akımını, \dot{Q}_{iletim} gürgen çerçeve üzerinden toplam iletim ile olan ısı kaybını ve $\dot{Q}_{ışınım}$ ise kanatçık dizisi taban yüzeyinden ve kanatçık yüzeylerinden ışınlam ile olan ısı kaybını göstermektedir.

Isıtıcının çektiği toplam güç Ohm kanunuyla belirlenmiştir. Isıtıcıya verilen voltaj V (Volt) ve akım I (Amper) çarpımına eşittir.

$$\dot{Q}_{toplam} = VI \quad (3.2)$$

Isı transferi yüzey alanları düşünüldüğünde kanatçık dizisinin yan yüzeyleri (d), taban yüzeye göre küçüktür. Bu yüzden gürgen çerçevenin alt yüzeyinden iletim ile ısı kaybı dikkate alınmıştır. Isı kaybını belirlemek amacıyla gürgen çerçevenin iç ve dış yüzeylerin sıcaklıklarını ölçmek için ısı çiftleri yerleştirilmiştir. Gürgen çerçevenin alt yüzeyinde, iç ve dış olmak üzere ikişer tane ısı çifti yerleştirilmiş ve ortalaması alınarak gürgen çerçeveden dış ortama iletim ile olan ısı transferi Fourier ısı iletim yasasıyla aşağıdaki Eş. 3.3'deki gibi hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{toplam} = k_{gürgen} A_{gürgen} \frac{\Delta T_{gürgen}}{L_{gürgen}} \quad (3.3)$$

Burada $k_{gürgen}$ gürgen ağacının ısı iletim katsayısı, $A_{gürgen}$ ısı transfer alanı, $\Delta T_{gürgen}$ gürgen ağacından iç ve dış yüzey sıcaklıkları arasındaki farkı göstermektedir.

Işınım ile olan ısı kaybını belirlemek için, kanatçık yüzeyi gri, difüz ve opak yüzeyler kabul edilmiştir. Işınım ile olan ısı transferi aşağıdaki Eş. 3.4' deki gibi hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{ışınım} = F \sigma A_t (T_w^4 - T_{in}^4) \quad (3.4)$$

Burada F gri cisim şekil faktörü, A_t kanatçık dizisi toplam alanı, σ Stephan-Boltzman katsayısı, T_w ortalama alüminyum kanatçık dizisinin yüzey sıcaklığı ve T_{in} ise ortam sıcaklığını temsil etmektedir. Şekil faktörü F , Ek-2'de verilen yönteme göre belirlenmiştir.

Deneylemlerin sonuçlarına göre, ışınlama ile olan ısı kaybının, ısıtıcıya verilen toplam ısı akımının % 5' ni geçmediği belirlenmiştir. Toplam ısı kayıplarının, ısıtıcıya verilen toplam gücün % 8' ini geçmediği belirlenmiştir.

Kanatçık yüksekliğine göre belirlenen ortalama Nusselt sayısı Eş. 3.5' de verilmiştir.

$$Nu_{H_f} = \frac{h_{ort} H_f}{k_{hava}} \quad (3.5)$$

Burada, h_{ort} , H_f ve k_{hava} sırasıyla, ortalama ısı transfer katsayısı, kanatçık yüksekliği ve havanın ısı iletim katsayısıdır.

Toplam yüzey alanına göre ortalama ısı transferi katsayısı Eş. 3.6' daki gibi tanımlanmıştır.

$$h_{ort} = \frac{\dot{Q}_{taşınım}}{A_t(T_w - T_{in})} \quad (3.6)$$

Denklemden $\dot{Q}_{taşınım}$, akışkana taşınım ile verilen ısı transfer hızı, A_t , toplam yüzey alanıdır ve Eş. 3.7' de verildiği gibidir. T_w kanatçık dizisinin taban yüzey sıcaklığı ortalaması ve T_{in} ise hava giriş sıcaklığını belirtir.

$$A_t = N_f(2H_f L_f + 2H_f t_{fb} + L_f t_{ft}) + (N_f - 1)L_f S_b \quad (3.7)$$

Burada N_f kanatçık sayısı, H_f kanatçık yüksekliği, L_f kanatçık dizisi boyu, t_{fb} kanatçık taban kalınlığı, t_{ft} kanatçık uç kalınlığı, S_b kanatçıklar arası taban boşluğu olarak ifade edilmektedir.

Isı transferini etkileyen ve çalışmada kullanılan boyutsuz sayılar Eş. 3.8 ve Eş. 3.9' da verilmiştir.

Grashof sayısı;

$$Gr = \frac{g\beta(T_w - T_{in})H_f^3}{\nu_{hava}^2} \quad (3.8)$$

Rayleigh sayısı;

$$Ra = Gr.Pr = \frac{g\beta(T_w - T_{in})H_f^3}{\nu_{hava}^2} Pr \quad (3.9)$$

Burada g , yerçekimi ivmesini, β , ısı genleşme katsayısı, ν , akışkanın kinematik viskozitesi, Pr , Prandtl sayısıdır.

Kanatçık uzunluğu boyunca, boyutsuz sıcaklık dağılımı (θ_b) ve yerel Nusselt sayısı (Nu_z) sırasıyla Eş. 3.10 ve Eş. 3.11’de verilmiştir.

$$\theta_b = \frac{T_{wz} - T_{in}}{T_{wz,max} - T_{in}} \quad (3.10)$$

$$Nu_z = \frac{\dot{Q}_{taşıma} H_f}{A_b (T_{wz} - T_{in}) k_{hava}} \quad (3.11)$$

$$A_b = W \times L \quad (3.12)$$

Burada sırasıyla T_{wz} ve $T_{wz,max}$ kanatçık boyunca noktasal sıcaklık değeri ve kanatçık boyunca maksimum noktasal sıcaklık değeridir. A_b ise plakanın kanatçıksız yüzey alanıdır. W , kanatçık dizisinin plaka taban enine genişliği ve L , kanatçık dizisinin plaka taban boyudur.

Bu tanımlarda kullanılan akışkan özellikleri, ortalama kanatçık taban yüzey sıcaklığı ile akışkan giriş sıcaklıklarının aritmetik ortalaması ile belirlenmiştir $\left(\frac{T_w - T_{in}}{2} \right)$.

3.3 Hata Analizi

Deneysel sonuçların güvenilirliğini belirlemek amacıyla, ölçülen büyüklükler kullanılarak hata analizi yapılmıştır. Hata analizi literatürde [33, 34]’de rapor edilen standart prosedürlere göre hesaplanmıştır. Ölçülen büyüklüklerdeki hata, tabloda verilmiştir.

Sistemde ölçülen büyüklük R ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkenler $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ ise ölçülen büyüklük R aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

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

Her bir bağımsız değişkene ait mutlak hata oranı, $W_1, W_2, W_3, \dots, W_n$ ve R büyüklüğünün hata oranı W_R ,

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} W_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} W_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} W_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.13)$$

şeklinde ifade edilir [34].

Eş 3.13'da verilen W terimi bağımsız değişkenlerdeki mutlak hata oranını temsil etmektedir. Yapılan bu çalışmada deneysel hata miktarı bu şekilde hesaplanmıştır. Yapılan hata analizinin detayları Ek-3'de ve hata analizi ile ilgili örnek bir hesaplama da Ek-4'de verilmiştir. Yukarıda anlatılan yöntemle hesaplamalar yapılmış ve sonuçlar Tablo 3.3' de verilmiştir.

Tablo 3.3 Hata analizi değerleri

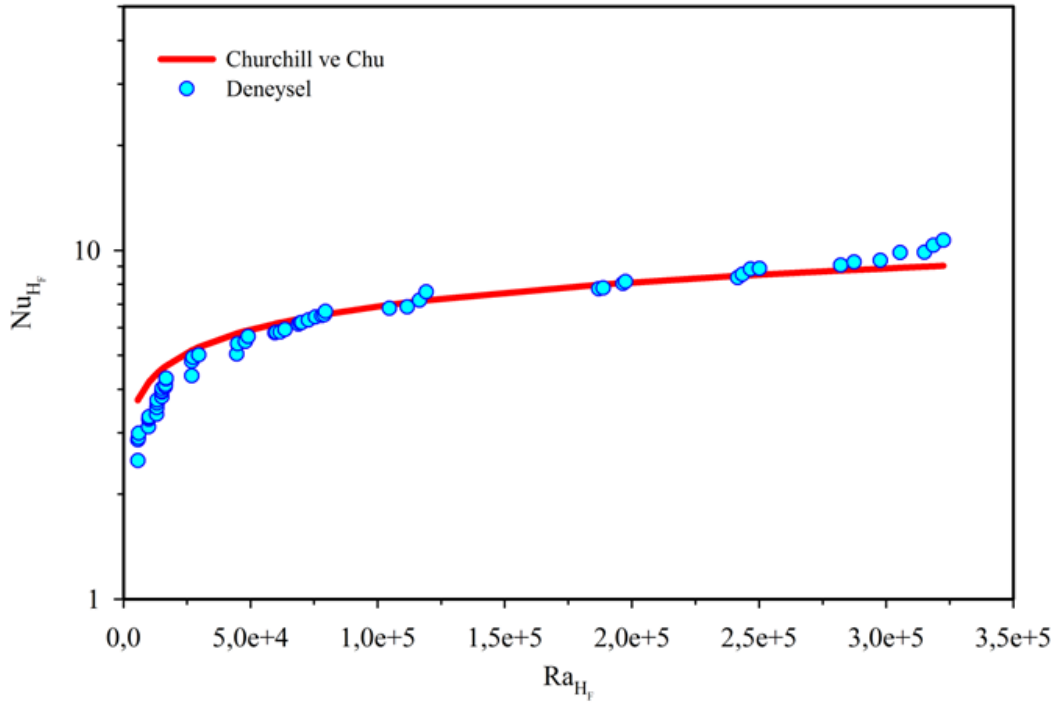
Değişken	Aralık	Hata oranı (%)
Isıtıcıya verilen toplam ısı akımı, Q_{top}	8,7-136,6 W	1,80%
İletim ile kaybolan ısı akımı, Q_{iletim}	0,24-3,8 W	16%
Işınım ile kaybolan ısı akımı, $Q_{ışınım}$	0,35-6 W	10,20%
Akışkana verilen toplam ısı akımı, $Q_{taşınım}$	8,12-127 W	2,2%
Isı transfer katsayısı, h	4,1-52,6 W/m ² 0C	4,8%
Nusselt sayısı, Nu	2,5-10,7	5,8%
Grashof sayısı, Gr	8×10^3 - $4,56 \times 10^5$	11,23%
Rayleigh sayısı, Ra	$5,7 \times 10^3$ - $3,23 \times 10^5$	11,23%

Yapılan hata analizi sonucunda Tablo 3.3' de görüldüğü gibi ısı transfer katsayısının hesaplanmasında %4,8, Nusselt sayısının hesaplanmasında %5,8, Grashof sayısının hesaplanmasında %11,23, Rayleigh sayısının hesaplanmasında ise %11,23 hata oranının olduğu belirlenmiştir.

3.4 Literatürdeki Yapılan Çalışmalar ile Karşılaştırma

Yapılan deneysel çalışma sonucunda elde edilen veriler, karakteristik uzunluk kanatçık yüksekliği seçilerek Nusselt sayısı hesaplanmıştır. Hesaplanan Nusselt sayıları literatürde yapılmış çalışmalar ile karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma, Şekil 3.6' da verilmiştir. Karşılaştırmada kullanılan korelasyon denklemi Churchill ve Chu [33] tarafından önerilmiş olup Eş.3.14' de verilmiştir

$$Nu_{H_f} = 0,68 + \frac{0,670(Ra_{H_f})^{1/4}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{4/9}} \quad 10^{-1} < Ra < 10^9 \quad (3.14)$$



Şekil 3.6. Deneysel çalışmanın literatür [33] ile karşılaştırılması

Şekilden de görülebileceği gibi, bu deneysel sonuçlar, Churchill ve Chu tarafından önerilen korelasyon denkleminden elde edilen sonuçlar ile uyumludur. Deneysel sonuçlar ile korelasyon değerleri arasındaki ortalama bağıl hata % 8.5 civarındadır. Bu uygunluk, deney düzeneği ve bunun sonucunda elde edilen deneysel verilerin doğruluğunu desteklemektedir.

3.5 Deneysel Çalışma Programı

Bu çalışmada yapılan deneylerin parametrik değerleri Tablo 3.4'de verilmektedir.

Tablo 3.4 Deneysel Çalışma Programı

Kanatçık yüksekliği H_f (mm)	Kanatçık taban boşluğu S_b (mm)	Kanatçık uç boşluğu S_t (mm)	Boşluk Oranı $C = \frac{S_t}{S_b}$	Sıcaklık farkı ΔT	Grashof sayısı Gr	Rayleigh sayısı Ra
15	12	12	1	20	$8,01 \times 10^3$	$5,70 \times 10^3$
15	12	12	1	40	$1,42 \times 10^4$	$1,01 \times 10^4$
15	12	12	1	60	$1,87 \times 10^4$	$1,32 \times 10^4$
15	12	12	1	80	$2,16 \times 10^4$	$1,53 \times 10^4$
15	12	12	1	100	$2,38 \times 10^4$	$1,68 \times 10^4$
25	12	12	1	20	$4,16 \times 10^4$	$2,96 \times 10^4$
25	12	12	1	40	$6,91 \times 10^4$	$4,91 \times 10^4$
25	12	12	1	60	$8,95 \times 10^4$	$6,35 \times 10^4$
25	12	12	1	80	$1,03 \times 10^5$	$7,27 \times 10^4$
25	12	12	1	100	$1,13 \times 10^5$	$7,95 \times 10^4$
40	12	12	1	20	$1,47 \times 10^5$	$1,05 \times 10^5$
40	12	12	1	40	$2,78 \times 10^5$	$1,97 \times 10^5$
40	12	12	1	60	$3,43 \times 10^5$	$2,44 \times 10^5$
40	12	12	1	80	$4,21 \times 10^5$	$2,98 \times 10^5$
40	12	12	1	100	$4,56 \times 10^5$	$3,23 \times 10^5$
15	12	9	0,75	20	$8,45 \times 10^3$	$6,01 \times 10^3$
15	12	9	0,75	40	$1,40 \times 10^4$	$9,95 \times 10^3$
15	12	9	0,75	60	$1,86 \times 10^4$	$1,32 \times 10^4$
15	12	9	0,75	80	$2,14 \times 10^4$	$1,51 \times 10^4$
15	12	9	0,75	100	$2,33 \times 10^4$	$1,65 \times 10^4$
25	12	9	0,75	20	$3,84 \times 10^4$	$2,73 \times 10^4$
25	12	9	0,75	40	$6,75 \times 10^4$	$4,80 \times 10^4$
25	12	9	0,75	60	$8,70 \times 10^4$	$6,17 \times 10^4$
25	12	9	0,75	80	$9,91 \times 10^4$	$7,01 \times 10^4$
25	12	9	0,75	100	$1,12 \times 10^5$	$7,91 \times 10^4$
40	12	9	0,75	20	$1,67 \times 10^5$	$1,19 \times 10^5$
40	12	9	0,75	40	$2,77 \times 10^5$	$1,97 \times 10^5$
40	12	9	0,75	60	$3,41 \times 10^5$	$2,42 \times 10^5$

Tablo 3.4 Deneysel Çalışma Programı

Kanatçık yüksekliği H_f (mm)	Kanatçık taban boşluğu S_b (mm)	Kanatçık uç boşluğu S_t (mm)	Boşluk Oranı $C = \frac{S_t}{S_b}$	Sıcaklık farkı $\Delta T = T_w - T_{in}$	Grashof sayısı Gr	Rayleigh sayısı Ra
40	12	9	0,75	80	$3,99 \times 10^5$	$2,82 \times 10^5$
40	12	9	0,75	100	$4,51 \times 10^5$	$3,19 \times 10^5$
15	12	6	0,50	20	$7,98 \times 10^3$	$5,68 \times 10^3$
15	12	6	0,50	40	$1,42 \times 10^4$	$1,01 \times 10^4$
15	12	6	0,50	60	$1,87 \times 10^4$	$1,32 \times 10^4$
15	12	6	0,50	80	$2,15 \times 10^4$	$1,52 \times 10^4$
15	12	6	0,50	100	$2,38 \times 10^4$	$1,68 \times 10^4$
25	12	6	0,50	20	$3,77 \times 10^4$	$2,68 \times 10^4$
25	12	6	0,50	40	$6,33 \times 10^4$	$4,49 \times 10^4$
25	12	6	0,50	60	$8,41 \times 10^4$	$5,96 \times 10^4$
25	12	6	0,50	80	$9,73 \times 10^4$	$6,88 \times 10^4$
25	12	6	0,50	100	$1,10 \times 10^5$	$7,80 \times 10^4$
40	12	6	0,50	20	$1,64 \times 10^5$	$1,16 \times 10^5$
40	12	6	0,50	40	$2,63 \times 10^5$	$1,87 \times 10^5$
40	12	6	0,50	60	$3,48 \times 10^5$	$2,47 \times 10^5$
40	12	6	0,50	80	$4,06 \times 10^5$	$2,87 \times 10^5$
40	12	6	0,50	100	$4,46 \times 10^5$	$3,15 \times 10^5$
15	12	3	0,25	20	$8,30 \times 10^3$	$5,90 \times 10^3$
15	12	3	0,25	40	$1,38 \times 10^4$	$9,84 \times 10^3$
15	12	3	0,25	60	$1,84 \times 10^4$	$1,30 \times 10^4$
15	12	3	0,25	80	$2,14 \times 10^4$	$1,51 \times 10^4$
15	12	3	0,25	100	$2,34 \times 10^4$	$1,65 \times 10^4$
25	12	3	0,25	20	$3,78 \times 10^4$	$2,69 \times 10^4$
25	12	3	0,25	40	$6,28 \times 10^4$	$4,46 \times 10^4$
25	12	3	0,25	60	$8,49 \times 10^4$	$6,02 \times 10^4$
25	12	3	0,25	80	$9,84 \times 10^4$	$6,96 \times 10^4$
25	12	3	0,25	100	$1,07 \times 10^5$	$7,55 \times 10^4$
40	12	3	0,25	20	$1,57 \times 10^5$	$1,12 \times 10^5$
40	12	3	0,25	40	$2,66 \times 10^5$	$1,89 \times 10^5$
40	12	3	0,25	60	$3,53 \times 10^5$	$2,50 \times 10^5$
40	12	3	0,25	80	$4,06 \times 10^5$	$2,87 \times 10^5$
40	12	3	0,25	100	$4,33 \times 10^5$	$3,06 \times 10^5$

4. DENEYSEL SONUÇLAR

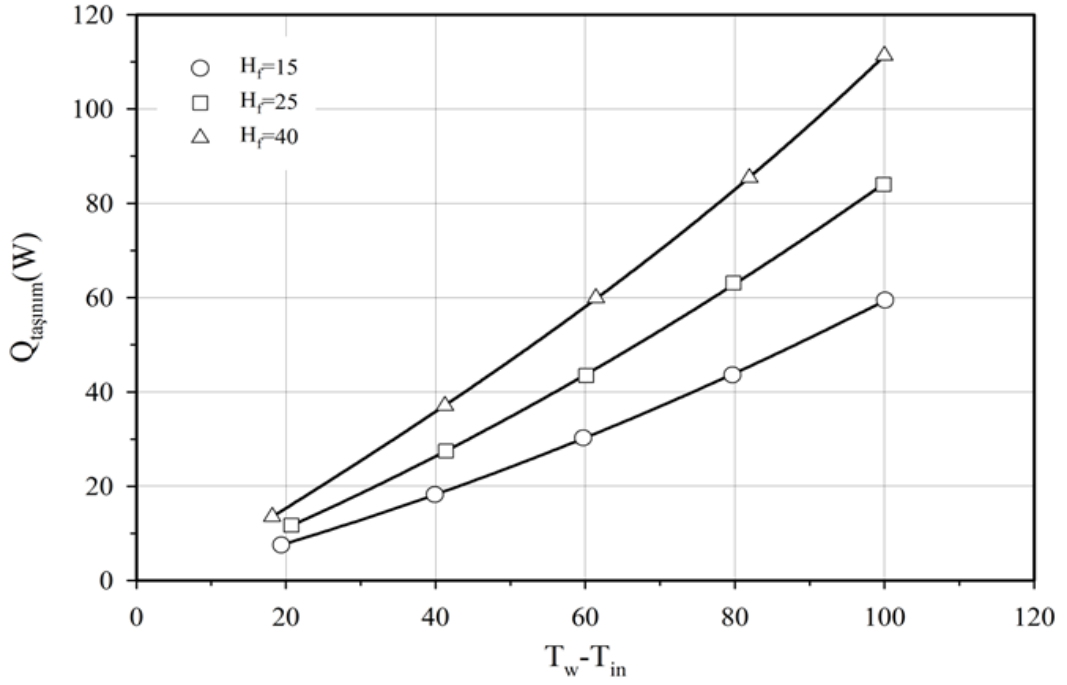
Yatay yerleştirilmiş kanatçık uçları arasındaki mesafenin kanatçık tabanındaki kanatçıklar arası mesafeye oranının kanatçık dizilerinden doğal taşınım ile ısı transferine etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Yapılan bu çalışma, farklı sıcaklık değerlerinde, kanatçık yüksekliğinin H_f , iki kanatçık arasındaki taban aralığının kanatçık uç aralığına oranının (boşluk oranı $C=S_f/S_b$) ısı transferine etkileri farklı Rayleigh sayılarında sunulmuştur. Deneyler dört farklı boşluk oranı $C=1-0,75-0,50-0,25$ için yapılmıştır. Her bir boşluk oranı için üç farklı kanatçık yüksekliğinde $H_f=15-25-40$ mm ve her bir kanatçık yüksekliği için beş farklı sıcaklık değerinde olmak üzere toplam 60 tane deney yapılmıştır. Bu çalışmada yapılan deneylerin tamamı, Tablo 3.1' de deneysel çalışma programında verilmiştir. Bu bölümde, yapılan deneyler grafik olarak sunulmuş ve değerlendirilmiştir. Aşağıda kanatçıklar boşluk oranının, kanatçık yüksekliğinin ve kanatçık dizisinden konveksiyon ile ısı transferi hızı değişimi, Rayleigh ve Grashof sayısının ısı transferine etkileri ayrıntılı bir şekilde grafikler yardımıyla açıklanmıştır.

Kanatçıkların oluşturduğu kanal uçlarından giren soğuk akışkanın sıcak yüzeylerden (kanatçık ve taban yüzeyi) ısı enerjisini alıp ortamdan ne kadar çabuk uzaklaştırırsa ısı transferi o derecede artar. Kanatçık dizileri arasında akışkan akışının hızının artması kanatçık yüzeylerinde ve tabanda gelişen sınır tabakaların kalınlığını azaltacağı için ısı transferi hızının artmasına sebep olur. Dolayısıyla ısı taşınım katsayısını arttırmış oluruz. Kütlelenin korunumu kanunu düşünüldüğünde diğer çalışmalarla bu yapılan çalışmada ki kütleli debi aynıdır. Fakat çıkış kesiti göz önüne alındığında çalışılan geometrik profillerde çıkış kesit alanı daha küçüktür. Bu durumda kütlelenin korunumu denkleminin sağlanması için akışkan hızının artması gerekmektedir. Bu çalışmada kanatçık taban aralığı sabit tutulurken kanatçık uç aralığı değiştirilmiştir. Ortalama ısı transfer katsayısının artmasını sağlayan optimum boşluk oranı (C_{opt}) belirlenmiştir.

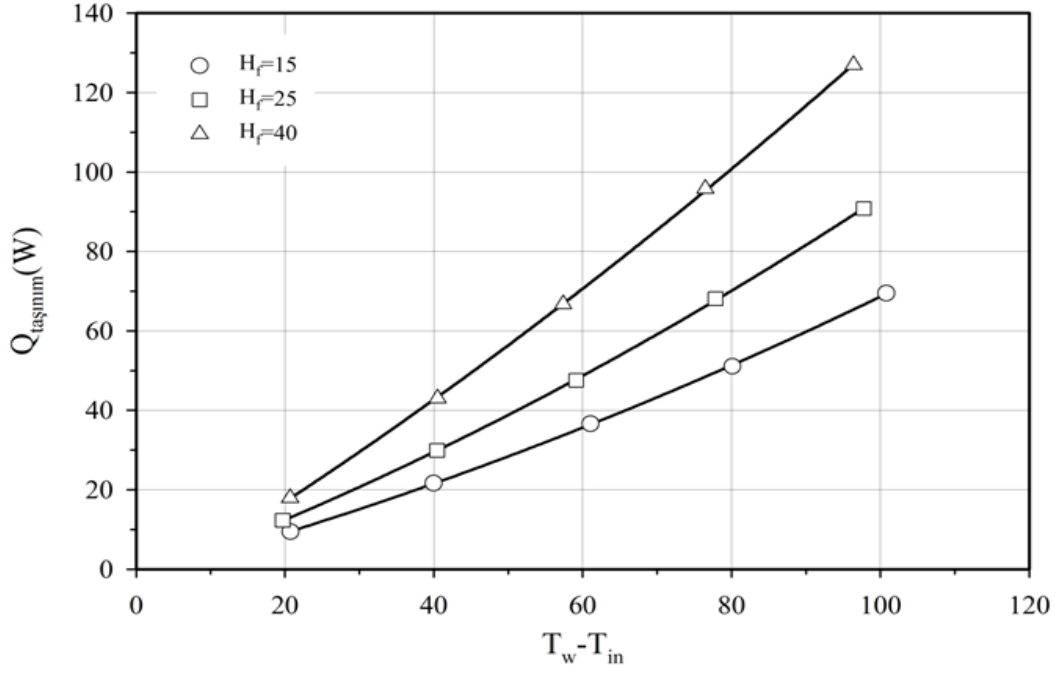
4.1. Sıcaklık Farkının Isı Transferine Etkisi

Şekil 4.1-4' te kanatçık dizilerinden doğal taşınım ile ısı transfer hızının farklı kanatçık taban sıcaklığı ile ortam sıcaklığı arasındaki farka göre değişimi, üç farklı kanatçık yüksekliği için verilmiştir.

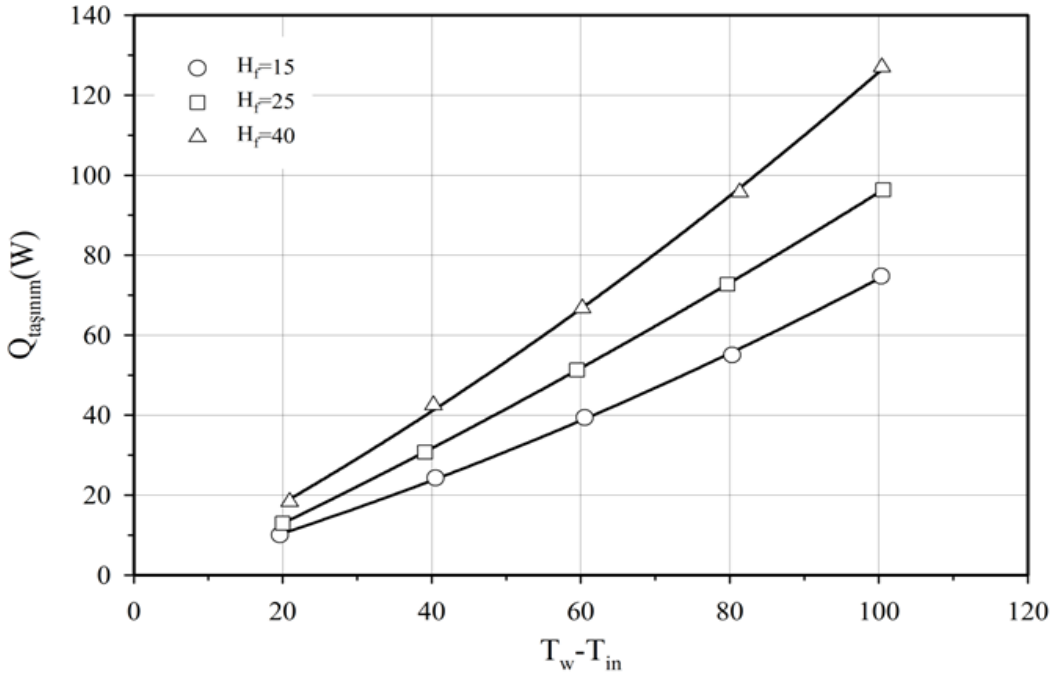
Bu şekillerden kanatçık dizilerinden doğal taşınım ile ısı transferi, kanatçık yüksekliği, kanatçık taban ve çevre arasında bir sıcaklık farkı için boşluk oranına (C) bağlı olduğu görülür.



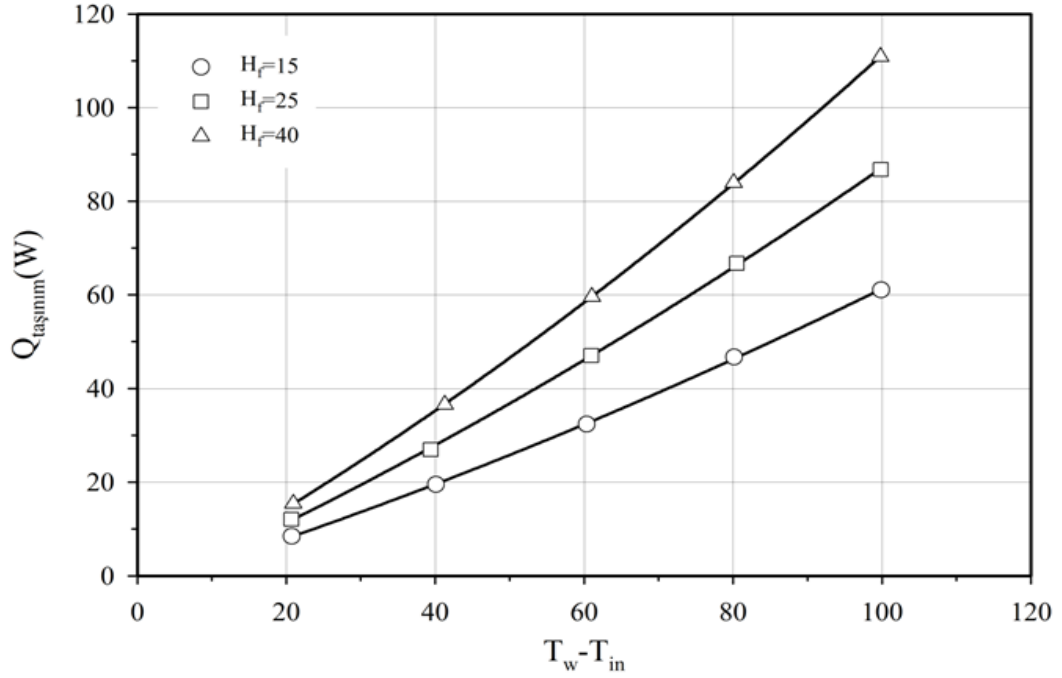
Şekil 4.1. Farklı kanatçık yüksekliklerinde boşluk oranı $C=1$ için, ısı transfer hızının farklı kanatçık taban sıcaklığı ile ortam sıcaklığı arasındaki farka göre değişimi



Şekil 4.2. Farklı kanatçık yüksekliklerinde boşluk oranı $C=0,75$ için, ısı transfer hızının farklı kanatçık taban sıcaklığı ile ortam sıcaklığı arasındaki farka göre değişimi



Şekil 4.3. Farklı kanatçık yüksekliklerinde boşluk oranı $C=0,50$ için, ısı transfer hızının farklı kanatçık taban sıcaklığı ile ortam sıcaklığı arasındaki farka göre değişimi

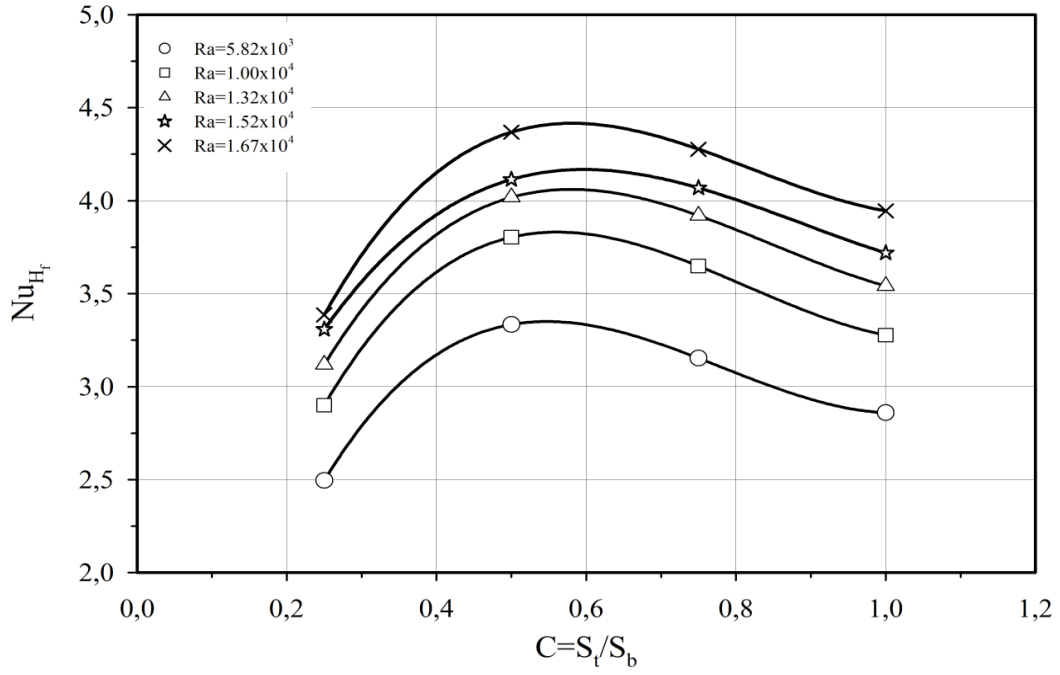


Şekil 4.4. Farklı kanatçık yüksekliklerinde boşluk oranı $C=0,25$ için, ısı transfer hızının farklı kanatçık taban sıcaklığı ile ortam sıcaklığı arasındaki farka göre değişimi

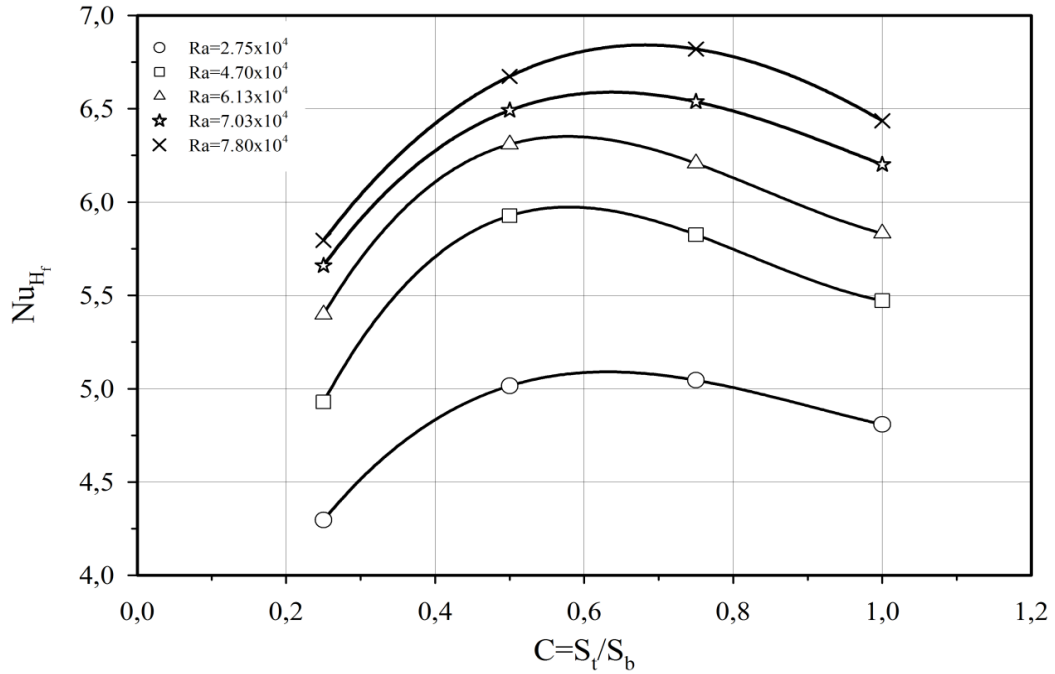
Bu şekillerden kanatçık dizilerinden doğal taşınım ile ısı transferi, kanatçık yüksekliği, kanatçık taban ve çevre arasında bir sıcaklık farkı için boşluk oranına (C) bağlı olduğu görülür. Doğal taşınım ile ısı transfer hızı her bir kanatçık yüksekliği için sıcaklık farkı artışı ile artar. Kanatçık yüksekliğini artırmak, ısı transfer yüzey alanını artırdığı için, ısı transferinde de bir artışa neden olur. Ancak, kanatçık yüksekliğinin büyük olması durumunda, ısı transfer hızındaki artış kanatçık yüksekliğinin küçük olduğu durumlara göre daha yüksek elde edilmiştir. Ve bu sunulan grafiklerde de görülebilmektedir. Bu durum kaldırma kuvveti etkili ikincil akışların güçlenmesiyle açıklanabilir. Kaldırma kuvveti etkili ikincil akışların güçlenmesi, ısı transferinde doğal taşınım akımlarının hızlanmasına ve sonuçta da ısı transferinin artmasına neden olur.

4.2. Boşluk Parametresinin Farklı Rayleigh Sayılarında Nusselt Sayısına Etkisi

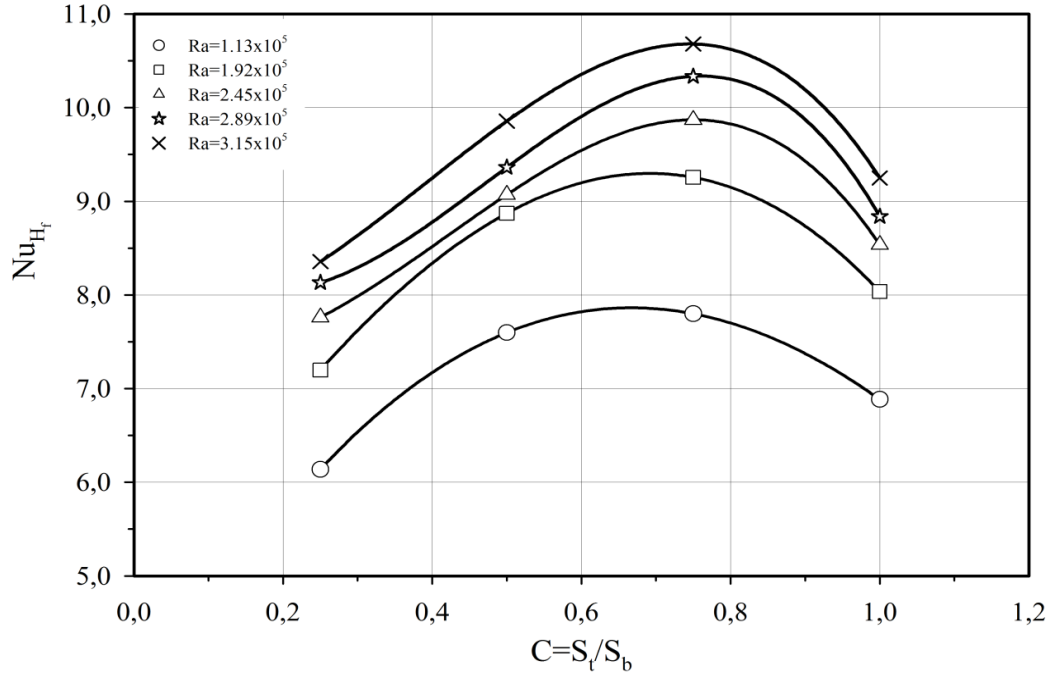
Nusselt sayısının, boşluk parametresine göre değişimi farklı Rayleigh sayılarına göre değerlendirilmiş ve Şekil 4.5-7' de verilmiştir. Bu şekiller sırasıyla kanatçık yüksekliği $H_f=15$ mm, $H_f=25$ mm ve $H_f=40$ mm için sunulmuştur.



Şekil 4.5. $H_f=15$ mm için, Nusselt sayısının farklı Rayleigh sayılarında boşluk oranına göre değişimi



Şekil 4.6. $H_f=25$ mm için, Nusselt sayısının farklı Rayleigh sayılarında boşluk oranına göre değişimi



Şekil 4.7. $H_f=40$ mm için, Nusselt sayısının farklı Rayleigh sayılarında boşluk oranına göre değişimi

Şekil 4.5- Şekil 4.7' de görüldüğü gibi Nusselt sayısı beş farklı sıcaklık farkı içinde boşluk oranının artmasıyla artmakta, maksimum bir noktaya ulaştıktan sonra boşluk oranının artmasıyla birlikte azalmaktadır. Boşluk oranının belli bir değerden sonra artması veya azalması Nusselt sayısını artırmamaktadır. Tersine Nusselt sayısında azalmasına sebep olmaktadır. Nusselt sayısının veya ısı transferinin maksimuma ulaştığı boşluk oranı, optimum boşluk oranı C_{opt} olarak tanımlanır. Grafiklerde de görüldüğü gibi optimum boşluk oranı aralığı $C_{opt}=0,50-0,75$ arasındadır. Akışkan hızının artması doğrudan ısı taşınım katsayısının da artmasına neden olmaktadır.

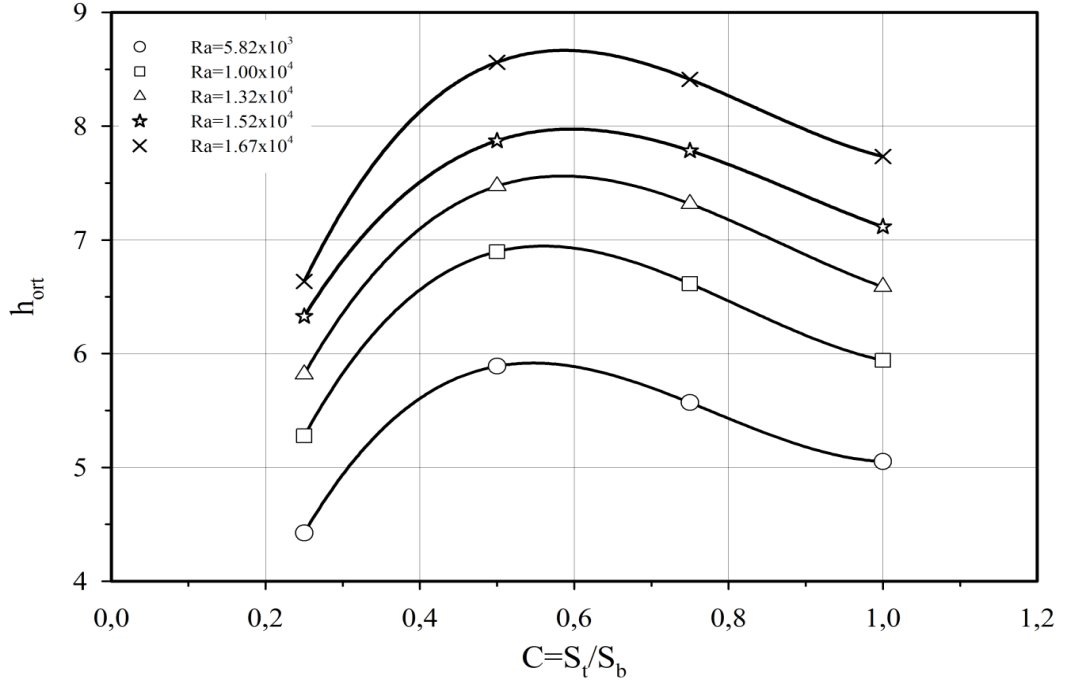
4.3. Kanatçık Yüksekliğinin Boşluk Parametresine ve Isı Transferine Etkisi

Kanatçık yüksekliği $H_f=15$ mm için Şekil 4.8' de de görüldüğü gibi bütün Rayleigh sayılarında ısı transferinin maksimum olmasını sağlayan optimum oran $C_{opt}=0,50$ civarındadır. Fakat kanatçık yüksekliği $H_f=40$ mm için bütün Rayleigh sayılarında ısı transferinin maksimum olduğu optimum oranın $C_{opt}=0,75$ civarında olduğu Şekil 4.10'da görülmektedir. Yani kanatçık yüksekliğinin artması maksimum ısı transferini veren optimum boşluk oranının artmasına sebep olmuştur. Bu durum şu şekilde açıklanabilir, iki kanatçığın oluşturduğu kanal özellikle kanatçık yüksekliğinin büyük

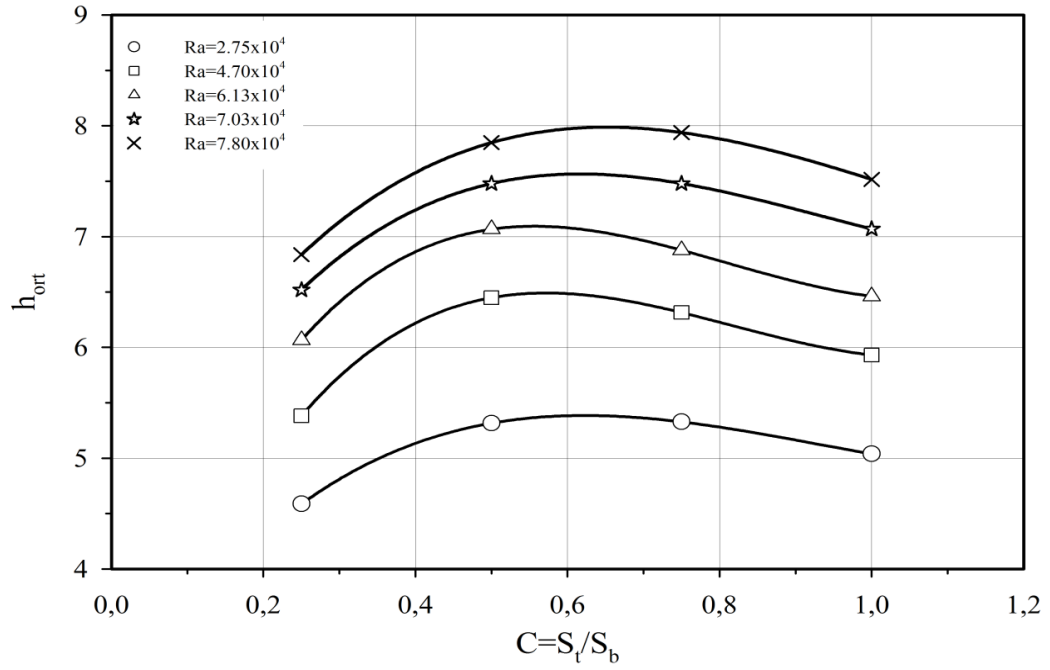
olduğu durumlarda yakınsak bir lüle gibi davranır. Yani kanalın çıkış alanı daralıırken kanal içerisinde akan akışkanın çıkışa doğru yerel hız değerleri artar ve bunun anlamı kanal çıkışına doğru yerel ısı transfer katsayılarının artması demektir. Bunun sonucunda da ısı transferi kanatçık ykseklіğinin büyük olduğu durumlarda daha yüksek elde edilmiştir.

4.4. Boşluk Parametresinin Isı Taşınım Katsayısına Etkisi

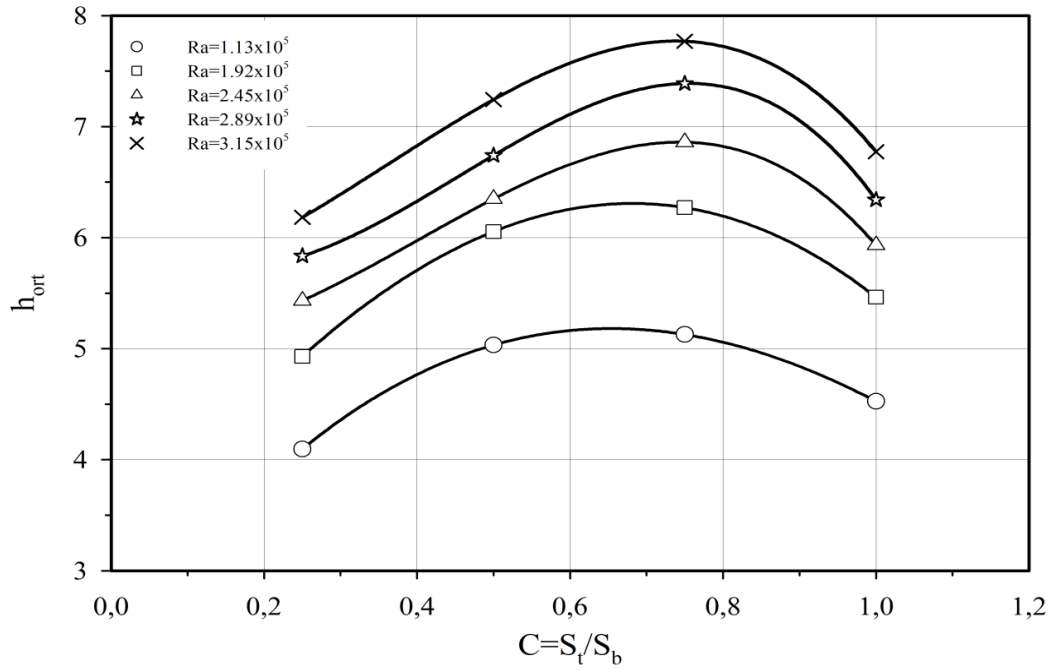
Ortalama ısı taşınım katsayısının (h_{ort}), faklı boşluk oranlarına göre kanatçık taban ve ortam arasındaki sıcaklık farkına bağlı Rayleigh sayılarına göre değişimi, şekil 4.8-10'da üç faklı kanatçık ykseklіğinde değerlendirilmiştir.



şekil 4.8. $H_f=15$ mm için, ortalama ısı taşınım katsayısının faklı Rayleigh sayılarında boşluk oranına göre değişimi



Şekil 4.9. $H_f=25$ mm için, ortalama ısı taşınım katsayısının farklı Rayleigh sayılarında boşluk oranına göre değişimi

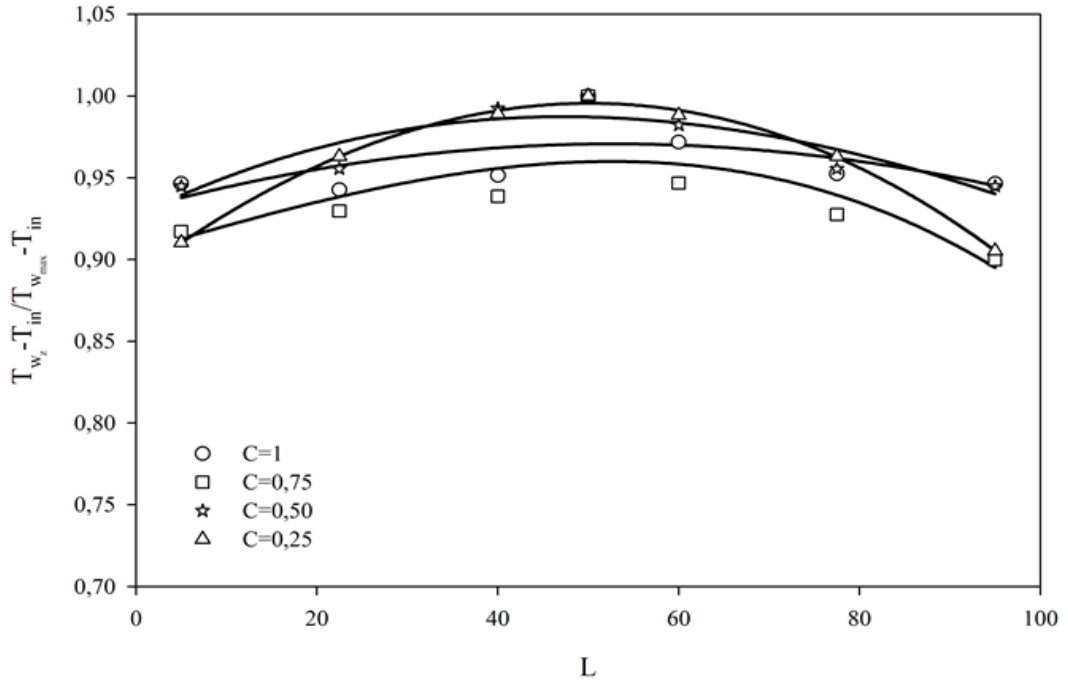


Şekil 4.10. $H_f=40$ mm için, ortalama ısı taşınım katsayısının farklı Rayleigh sayılarında boşluk oranına göre değişimi

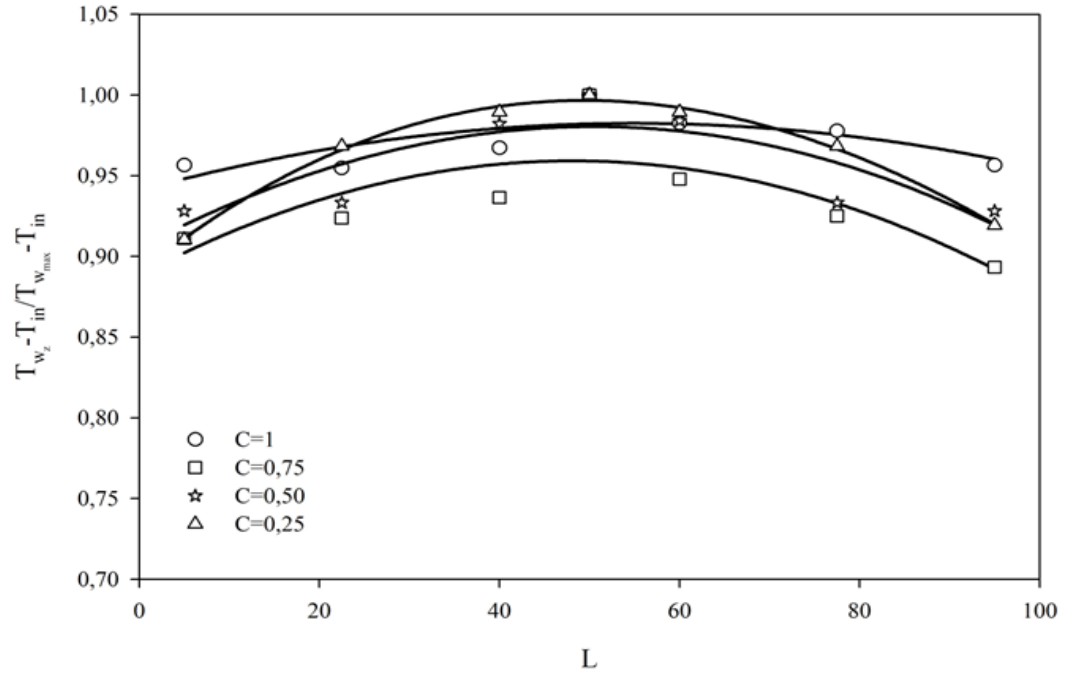
Şekil 4.8-10' da görüldüğü gibi ortalama ısı transfer katsayısı, her bir Rayleigh sayısı için boşluk oranına göre artmaktadır. Yukarıda da bahsedildiği gibi ortalama ısı transfer katsayısı belli bir boşluk oranına kadar artmakta, belli bir değerden sonra ise yine boşluk oranının artmasının devamında ortalama ısı transfer katsayısı azalmaktadır. Belli bir boşluk oranı için ortalama ısı transfer katsayısı maksimum olmaktadır. Maksimum ısı transfer katsayısının elde edildiği boşluk oranı için kanatçık dizilerinden ısı transferi maksimum olmaktadır. Ancak her bir Rayleigh sayısı için, boşluk oranlarına bakıldığında $C=0,25$ ve $C=1$ değerlerinde ortalama ısı taşınım katsayısı düşükken, $C=0,50$ ve $C=0,75$ değerlerinde ortalama ısı taşınım katsayısı artmakta ve maksimum değere de bu aralıkta ulaşmaktadır. Deneylerde kullanılan kanatçık profili göz önünde bulundurulduğunda, boşluk oranı $C=0,50$ ve $C=0,75$ olan profillerde akışkan çıkış kesit alanının, kanatçık taban aralığına göre farklı olduğu görülmektedir. Bu profiller, kanala giren akışkan hızının kanal çıkışında artmasına neden olur. Akışkan hızının artması doğrudan ortalama ısı taşınım katsayısının da artmasına neden olmaktadır. $C=1$ 'de kanatçık taban aralığı ile kanatçık uç aralığı değişmediği için kanala giren akışkan hızı değişmemektedir. $C=0,25$ ' de ise kanatçık uç aralığı en küçük değere sahiptir. Dolayısıyla akışkan çıkış kesit alanı yeterli büyüklükte olmadığı için belirli bir hızla kanala giren akışkan aynı hızla kanalı terk edemez. Akışkan, kanatçık profilinin yapısı gereği, kanal içerisinde hapsolarak ısıyı uzaklaştırılmaz ve bunun sonucunda da ısı taşınım katsayısının düşmesine ve doğrudan ısı transferi hızının düşmesine neden olur.

4.5. Kanatçık Uzunluğu Boyunca Yerel Nusselt Sayısı ve Boyutsuz Sıcaklık Dağılımı

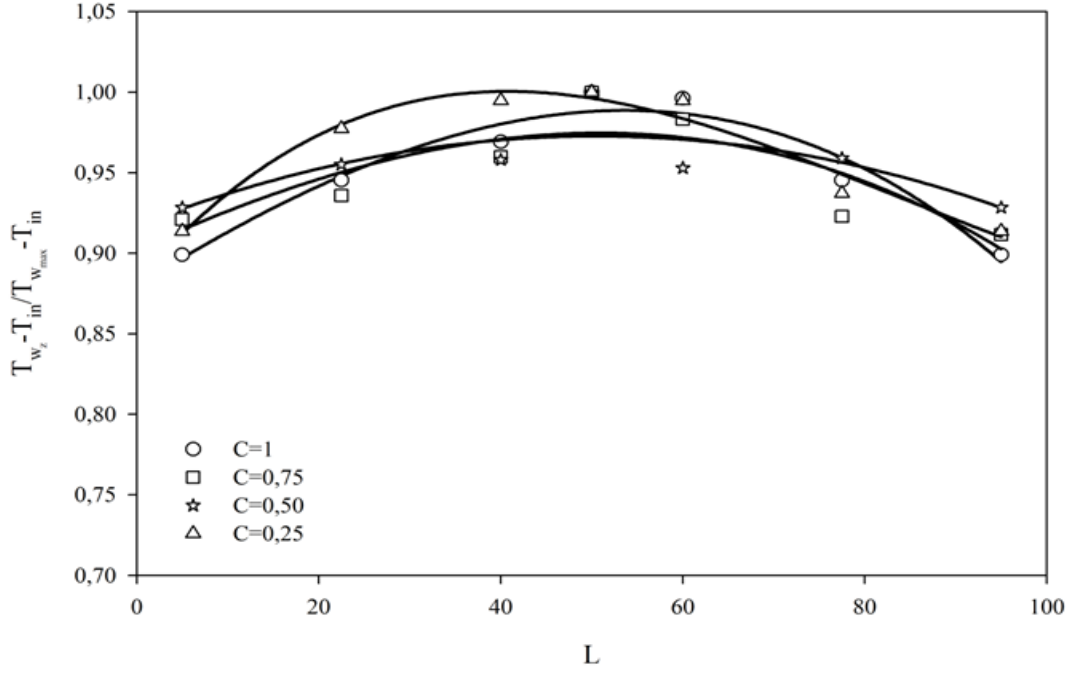
Şekil 4.11-16' da farklı kanatçık yüksekliklerinde, $\Delta T=T_w-T_{in}= 40-100^\circ\text{C}$ değerlerinde, boşluk oranına bağlı, kanatçık uzunluğu boyunca boyutsuz sıcaklık dağılımı verilmiştir. Şekil 4.17-19' da ise farklı kanatçık yüksekliklerinde $\Delta T=T_w-T_{in}= 100^\circ\text{C}$ ' de, boşluk oranına göre kanatçık uzunluğu boyunca yerel Nusselt sayısı dağılımı verilmiştir.



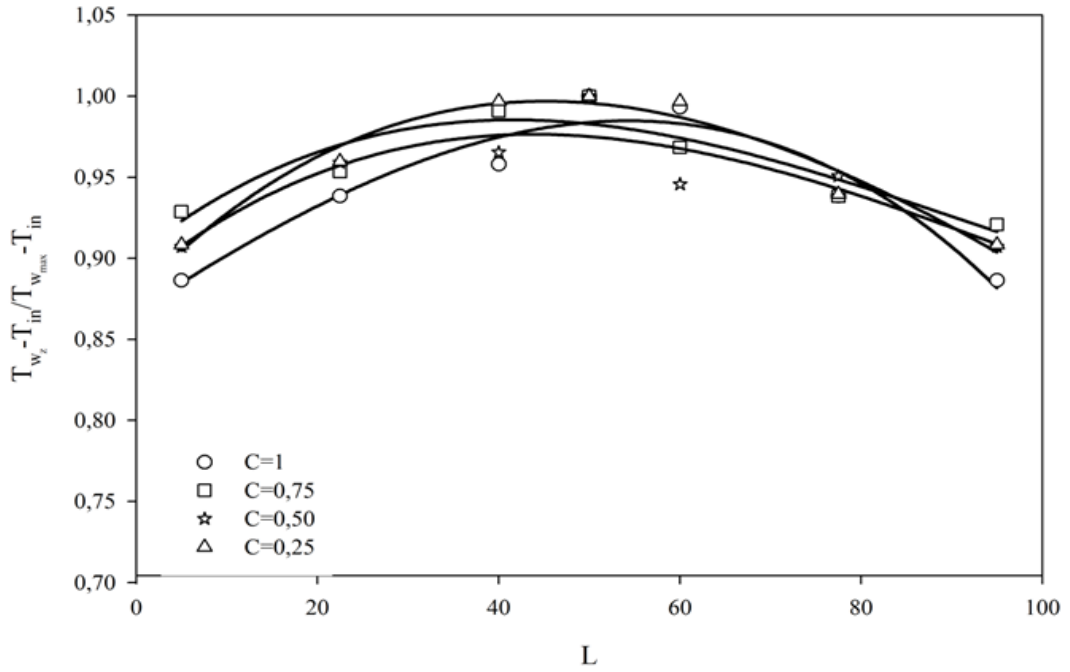
Şekil 4.11. $H_f=15\text{mm}$ kanat yüksekliği ve $T_w-T_{in}=40^\circ\text{C}$ için farklı boşluk oranlarında kanatçık uzunluğu boyunca boyutsuz sıcaklık dağılımı



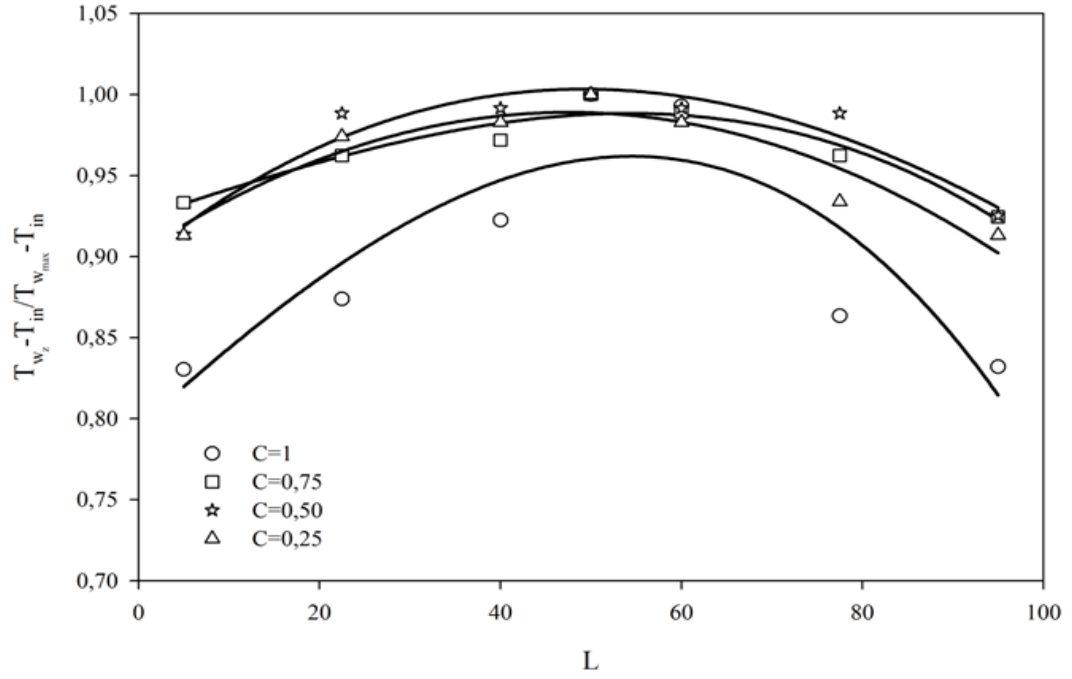
Şekil 4.12. $H_f=15\text{mm}$ kanat yüksekliği için $T_w-T_{in}=100^\circ\text{C}$ de, boşluk oranına göre kanatçık uzunluğu boyunca boyutsuz sıcaklık dağılımı



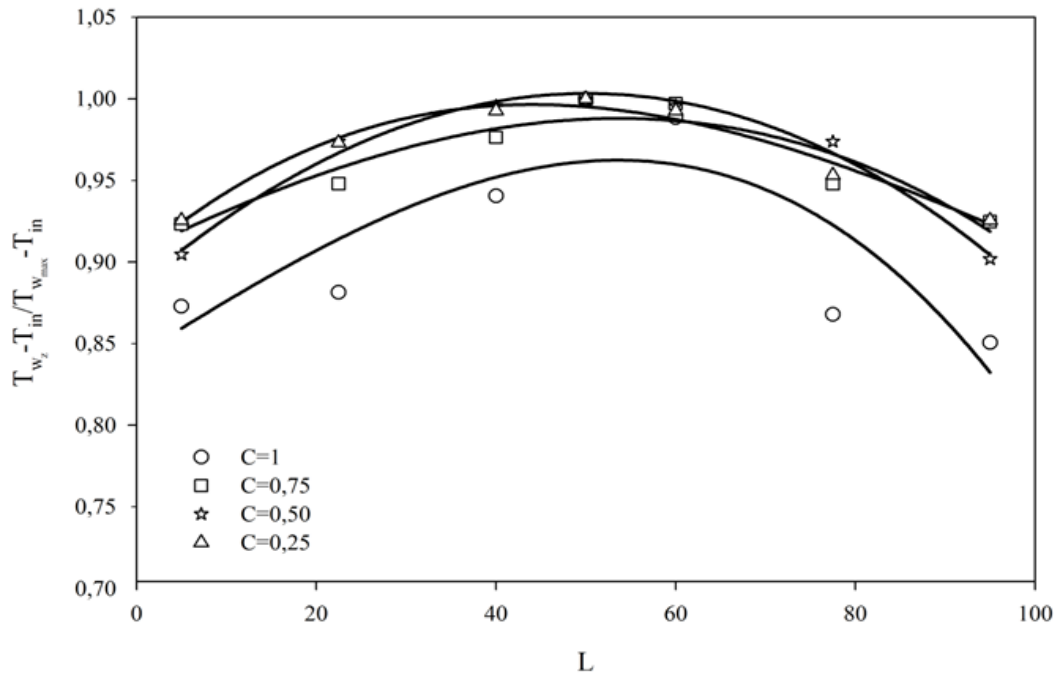
Şekil 4.13. $H_f=25\text{mm}$ kanat yüksekliği için $T_w-T_{in}=40^\circ\text{C}$ ' de, boşluk oranına göre kanatçık uzunluğu boyunca boyutsuz sıcaklık dağılımı



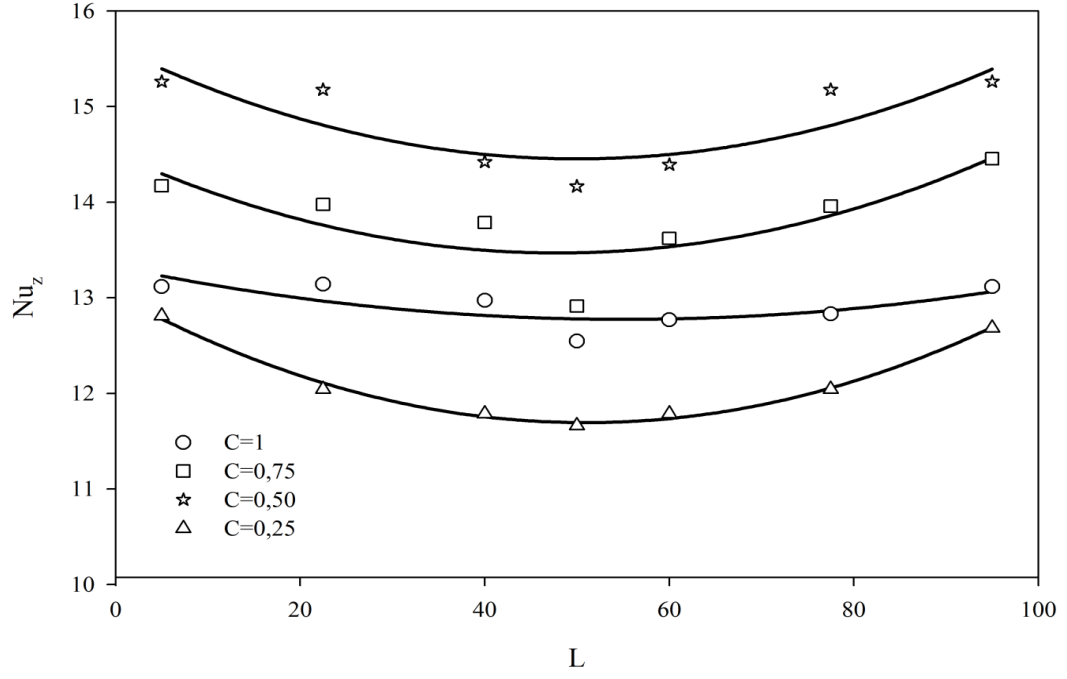
Şekil 4.14. $H_f=25\text{mm}$ kanat yüksekliği için $T_w-T_{in}=100^\circ\text{C}$ ' de, boşluk oranına göre kanatçık uzunluğu boyunca boyutsuz sıcaklık dağılımı



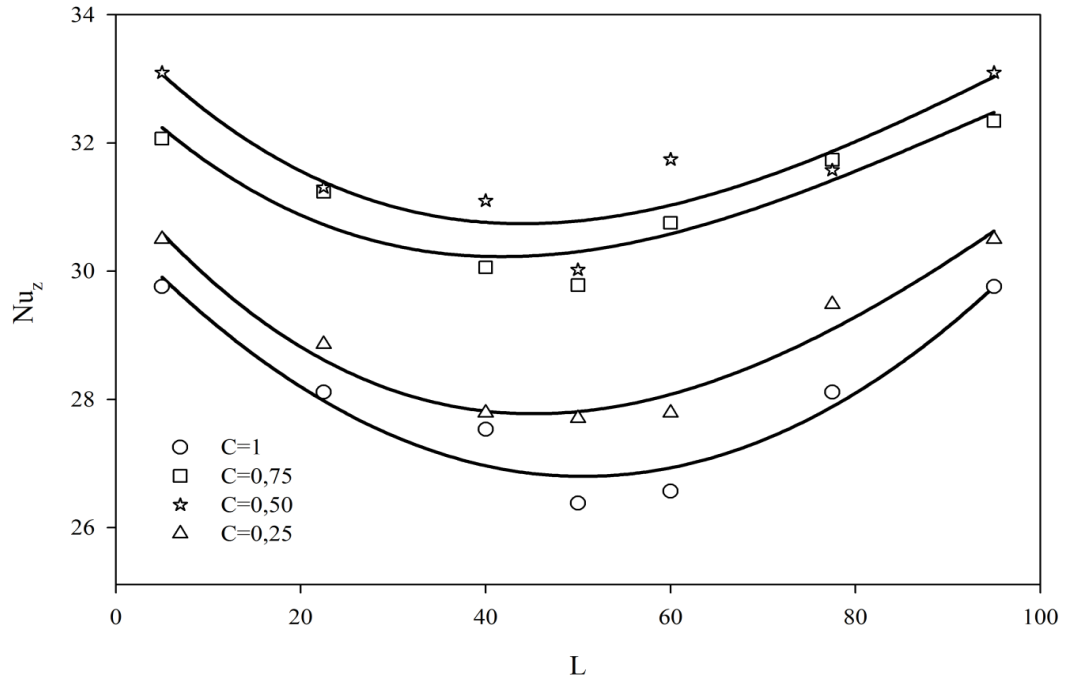
Şekil 4.15. $H_f=40\text{mm}$ kanat yüksekliği için $T_w-T_{in}=40^\circ\text{C}$ ' de, boşluk oranına göre kanatçık uzunluğu boyunca boyutsuz sıcaklık dağılımı



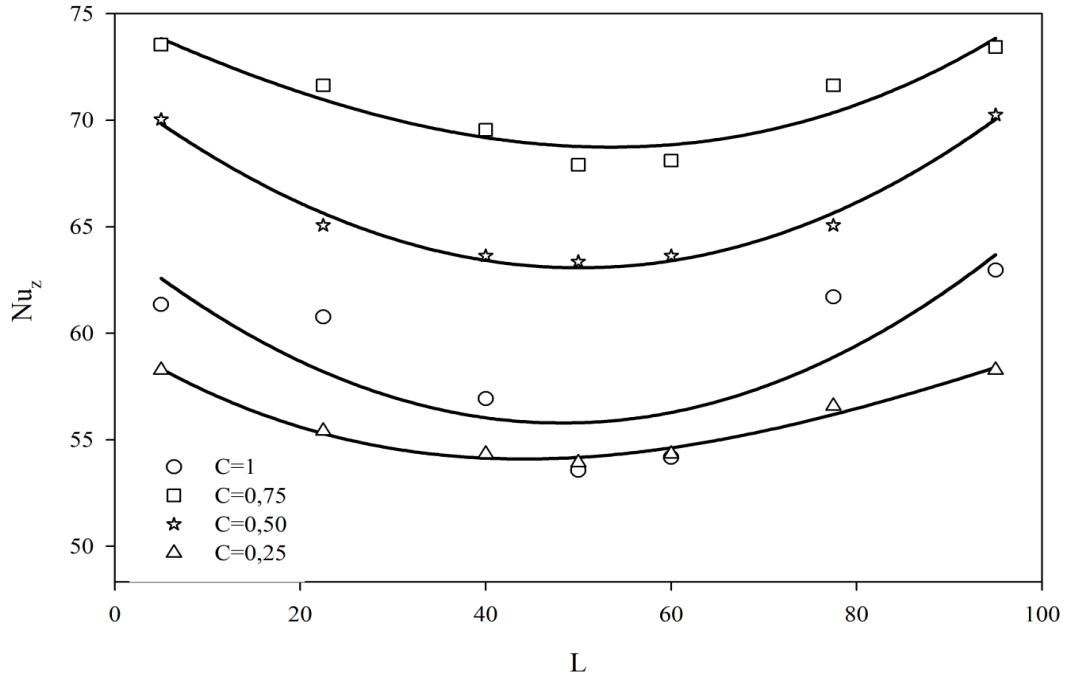
Şekil 4.16. $H_f=40\text{mm}$ kanat yüksekliği için $T_w-T_{in}=100^\circ\text{C}$ ' de, boşluk oranına göre kanatçık uzunluğu boyunca boyutsuz sıcaklık dağılımı



Şekil 4.17. $H_f=15\text{mm}$ kanat yüksekliği için $T_w-T_{in}=100^\circ\text{C}$ ' de boşluk oranına göre kanatçık uzunluğu boyunca yerel Nusselt sayısı dağılımı



Şekil 4.18. $H_f=25\text{mm}$ kanat yüksekliği için $T_w-T_{in}=100^\circ\text{C}$ ' de boşluk oranına göre kanatçık uzunluğu boyunca yerel Nusselt sayısı dağılımı



Şekil 4.19. $H_f=40\text{mm}$ kanat yüksekliği için $T_w-T_{in}=100^\circ\text{C}$ ' de boşluk oranına göre kanatçık uzunluğu boyunca yerel Nusselt sayısı dağılımı

Şekil 4.10-16' da kanatçık boyunca boyutsuz sıcaklık Eş.3.10 formülüyle elde edilmiştir. Grafiklerde kanatçık boyunca her iki uçtan itibaren soğuk akışkan girdiği için uç kısımlarda boyutsuz sıcaklık düşük iken merkeze doğru bir artış görülmektedir. Uç kısımlardan kanala giren akışkan uç kısımlardaki ısıyı çekerek kanal içerisinde ilerlemekte ve merkeze ısınmış olarak gelen hava daha az ısı çekerek daha az soğuma sağlamaktadır. Yani boyutsuz sıcaklığın değeri uç kısımlarda düşükken merkeze doğru artmaktadır.

Şekil 4.17-19' da kanatçık boyunca yerel Nusselt sayısının dağılımı görülmektedir. Yerel Nusselt sayısı Eş.3.11 formülüyle bulunmuştur. Grafikler incelendiğinde yerel Nusselt sayısının kanatçıkların her iki ucunda yüksek olduğu ve merkeze doğru düştüğü görülür. Kanalın her iki uç noktasından itibaren orta noktaya doğru yerel sıcaklıklar artar. Yerel sıcaklıkların artması merkeze doğru yerel Nusselt sayısının düşmesine sebep olur. Bu durum, yerel ısı transfer katsayısının düz bir yüzey üzerinde uç noktasından itibaren mesafe boyunca değişimi düşünüldüğünde uç noktadan itibaren mesafe arttıkça azalır [33] ilkesine göre açıklanabilir. Her uç

kanatçık uzunluğunda da boşluk oranı $C=1$ ve $0,25$ ' de yerel Nusselt sayıları daha düşük değerlerde iken $C=0,50$ ve $0,75$ 'de daha yüksek değerlerdedir. Yani doğal taşınımın en fazla olduğu kanatçık profili, boşluk oranının $C=0,50$ ve $0,75$ olan kanatçık dizileridir. Kanatçıklar yüksekliklerine göre değerlendirilirse $H_f=15$ ve 25 mm olan kanatçıklarda yerel Nusselt sayısının maksimuma ulaştığı boşluk oranı yaklaşık $C =0,50$ iken $H_f=40$ mm olan kanatçıklarda yerel Nusselt sayısının maksimuma ulaştığı boşluk oranı $C =0,75$ ' dir. Kanatçık yüksekliğinin artması Bölüm 4.1' de bahsedildiği gibi maksimum ısı transferini veren boşluk oranının artmasına sebep olmuştur.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Alt yüzeyinde üniform ısı akısı sınır koşulu ile yatay bir taban üzerinde çeşitli profillere sahip dikey kanatçık dizilerinden farklı boşluk oranlarında doğal konveksiyon ile ısı transferi deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel sonuçlar, farklı Rayleigh sayıları için kanatçık yükseklikleri ve boşluk oranları kullanılarak grafik olarak sunulmuştur. Deneyler, her bir boşluk oranı ($C=S_f/S_b=1, 0.75, 0.50$ ve 0.25) ve her bir kanatçık yüksekliği ($H_f=15-25-40$ mm) için beş farklı ortalama kanatçık yüzey sıcaklığı ile çevre ortam sıcaklığı arasındaki fark ($\Delta T= T_w-T_{in}= 20-40-60-80-100^\circ\text{C}$) durumu için yapılmıştır. Yapılan deneyler sonucunda kanatçık dizilerinden doğal taşınım ile ısı transferinin, Rayleigh sayısı, kanatçık yüksekliği ve boşluk oranına bağlı olduğu tespit edilmiştir.

Deneylelerden elde edilen sonuçlara göre, kanatçık yüksekliğinin artması, kanatçık dizilerinden olan ısı transferini artırır yönündeki etkileri belirlenmiştir. Kanatçık yüksekliğinin artması toplam ısı transfer yüzey alanının artmasına sebep olarak ısı transferini artırır. Ayrıca doğal taşınım akımlarının oluşmasını sağlayan kaldırma kuvveti etkili ikincil akışların güçlenmesine neden olarak da ısı transferinin artmasını sağlamaktadır. Boşluk oranının azalması ile iki kanatçığın oluşturduğu kanal özellikle kanatçık yüksekliğinin büyük olduğu durumlarda yakınsak bir lüle gibi davranır. Yani kanalın çıkış alanı daralırken kanal içerisinde akan akışkanın çıkışa doğru yerel hız değerleri artar ve bunun anlamı kanal çıkışına doğru yerel ısı transfer katsayılarının artması demektir. Bunun sonucunda da ısı transferi kanatçık yüksekliğinin büyük olduğu durumlarda daha yüksek elde edilmiştir.

Rayleigh sayısının artması, ısı transferinde doğal taşınım akım hızlarının artmasına neden olur. Yani doğal taşınım akımlarının oluşmasını sağlayan kaldırma kuvveti etkili ikincil akışların güçlenmesini sağlar. Böylece Rayleigh sayısının artması sonucunda kanatçık dizilerinden ısı transferinin arttığı belirlenmiştir.

Kanatçık dizilerinden ısı transferi, sunulan grafiklerde de görüldüğü gibi boşluk oranının artmasıyla belli bir orana kadar artıp maksimum değerini aldıktan sonra boşluk oranındaki artışın devam etmesine rağmen ısı transferi azalmaktadır. Dolayısıyla kanatçık dizilerinden maksimum ısı transferi elde edebilmek için boşluk

oranının optimum değerde olması gerekmektedir. Bu çalışmada, kanatçık dizilerinden maksimum ısı transferinin gerçekleşmesini sağlayan optimum boşluk oranı $C_{opt}=0,50-0,75$ aralığında olduğu bulunmuştur. İki kanatçığın oluşturduğu kanalın her iki uç bölgelerinden giren soğuk akışkan, boşluk oranının kk değerlerinde çıkış alanının kk olmasından dolayı rahatlıkla çıkamamaktadır. Bu nedenle ısı transfer hızı kk elde edilmiştir. Boşluk oranının optimum orandan sonra ki artışıyla kanatçık dizisi düz dikdörtgen kanal geometrisine doğru dönüştüğü için (ısı transferi yüzey alanı azalmakta) ısı transferi azalmıştır. Optimum oranda kanatçık dizilerinden ısı transferi maksimum elde edilmiştir. Bütün kanatçık yükseklikleri için optimum oranda iki kanatçığın oluşturduğu kanal yakınsak bir lle görevini görür. Yani kanalın çıkış alanı daralırken kanal içerisinde akan akışkanın çıkışa doğru yerel hız değerleri artar ve bunun anlamı kanal çıkışına doğru yerel ısı transfer katsayılarının artması demektir. Bu nedenle optimum boşluk oranında maksimum ısı transferi elde edilmiştir. Bu çalışmada kanatçık yüksekliğinin maksimum ısı transferini veren optimum oranı değiştirdiği tespit edilmiş olup optimum oran $C_{opt}=0,50-0,75$ arasında değişmektedir. Kanatçık yükseklikleri, $H_f=15$ ve 40 mm için optimum oranlar sırasıyla $C_{opt} =0,50$ ve 0,75 elde edilmiştir. Kanatçık yüksekliği $H_f=25$ mm için kk Rayleigh sayılarında optimum oran $C_{opt}=0,50$, büyük Rayleigh sayılarında ise $C_{opt}=0,60$ civarında elde edilmiştir.

Yapılan alışma, düz dikdörtgen profilli kanatçık dizilerinden ısı transferi miktarına oranla değişken profilli kanatçık dizilerinden doğal taşınım ile ısı transferi miktarının daha fazla olduğunu göstermiştir.

KAYNAKLAR



- [1] W. Elenbaas, Heat dissipation of parallel plates by free convection, *Physica* 9, 1-28, 1942.
- [2] K.E. Starner, H.N. McManus, An Experimental Investigation of Free-Convection Heat Transfer From Rectangular-Fin-Arrays, *Journal of Heat Transfer* 85, 273-277, 1963.
- [3] F.P. Incropera, Convection Heat Transfer in Electronic Equipment Cooling, *Journal of Heat Transfer* 110, 1097-1111, 1988.
- [4] John R. Welling, C.B. Wooldridge, Free Convection Heat Transfer Coefficients From Rectangular Vertical Fins, *Journal of Heat Transfer* 87, 439-444, 1965.
- [5] F. Harahap, H.N. McManus, Natural Convection Heat Transfer From Horizontal Rectangular Fin Arrays, *Journal of Heat Transfer* 89, 32-38, 1967.
- [6] Charles D. Jones, Lester F. Smith, Optimum Arrangement of Rectangular Fins on Horizontal Surfaces for Free-Convection Heat Transfer, *Journal of Heat Transfer* 92, 6-10, 1970.
- [7] C.W. Leung, S.D. Probert, and M.J. Shilston, Heat-Exchanger Design: Thermal Performances of Rectangular Fins Protruding from a Vertical or Horizontal Rectangular Bases, *Applied Energy* 20, 123-140, 1985.
- [8] C.W. Leung, S.D. Probert, Thermal Effectiveness of Short-Protrusion Rectangular, Heat-Exchanger Fins, *Applied Energy* 34, 1-8, 1989.
- [9] C.W. Leung, S.D. Probert, Heat-Exchanger Performance: Effect of Orientation, *Applied Energy* 33, 235-252, 1989.
- [10] Han-Taw Chen, Wei-Lun Hsu, Estimation of heat transfer coefficient on the fin of annular-finned tube heat exchangers in natural convection for various fin spacings, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50, 1750-1761, 2007.
- [11] H. Yüncü, G. Anbar, An experimental investigation on performance of rectangular fins on a horizontal base in free convection heat transfer, *Heat and Mass Transfer* 33, 507-514, 1998.
- [12] A. Güvenç, H. Yüncü, An experimental investigation on performance of fins on a horizontal base in free convection heat transfer, *Heat and Mass Transfer* 37, 409-416, 2001.
- [13] S.A. Nada, Natural convection heat transfer in horizontal and vertical closed narrow enclosures with heated rectangular finned base plate, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 50, 667-679, 2007.

- [14] Eric Arquis, Mohamed Rady, Study of natural convection heat transfer in a finned horizontal fluid layer, *International Journal of Thermal Sciences* 44, 43-52, 2005.
- [15] Senol Baskaya, Mecit Sivrioglu, Murat Ozek, Parametric study of natural convection heat transfer from horizontal rectangular fin arrays, *International Journal of Thermal Sciences*, 39, 797-805, 2000.
- [16] M. Mobedi, H. Yüncü, A three dimensional numerical study on natural convection heat transfer from short horizontal rectangular fin array, *Heat and Mass Transfer* 39, 267-275, 2003.
- [17] Ilker Tari, Mehdi Mehrtash, Natural convection heat transfer from inclined plate-fin heat sinks, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 56, 574-593, 2013.
- [18] Shwin-Chung Wong, Guei-Jang Huang, Parametric study on the dynamic behavior of natural convection from horizontal rectangular fin arrays, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 60, 334-342, 2013.
- [19] S.Naik, S.D.Probert and C.I.Wood, Natural-Convection Characteristics of a Horizontally-Based Vertical Rectangular Fin-Array in the Presence of a shroud, *Applied Energy* 28, 295-319, 1987.
- [20] H.G. Yalcin, S. Baskaya, M. Sivrioglu, Numerical analysis of natural convection heat transfer from rectangular shrouded fin arrays on a horizontal surface, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 35, 299-311, 2008.
- [21] B. Kundu, P.K. Das, Performance and optimum design analysis of convective fin arrays attached to flat and curved primary surfaces, *International Journal of Refrigeration*, 32, 430-443, 2009.
- [22] Giampietro Fabbri, Optimum performances of longitudinal convective fins with symmetrical and asymmetrical profiles, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 20, 634-641, 1999.
- [23] C.J. Kobus, T. Oshio, Development of a theoretical model for predicting the thermal performance characteristics of a vertical pin-fin array heat sink under combined forced and natural convection with impinging flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48, 1053–1063, 2005.
- [24] C.J. Kobus, T. Oshio, Predicting the thermal performance characteristics of staggered vertical pin fin array heat sinks under combined mode radiation and mixed convection with impinging flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48, 2684-2696, 2005.
- [25] Dong-Kwon Kim, Thermal optimization of plate heat sinks with fins of variables thickness under natural convection, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55, 752-761, 2012.

- [26] Ren-Tsung Huang, Wen-Junn Sheu, Chi-Chuan Wang, Orientation effect on natural convective performance of square pin fin heat sinks, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51, 2368-2376, 2008.
- [27] Gordon N. Ellison, Generalized Computations of the Gray Body Shape Factor for Thermal Radiation from a Rectangular U-Channel, *IEEE Transactions on Components Hybrids and Manufacturing Technology CHMT-24*, 517-522, 1979.
- [28] Yong Kang Khor, Yew Mun Hung, Boon Kian Lim, On the role of radiation view factor in thermal performance of straight-fin heat sinks, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 37, 1087-1095, 2010.
- [29] V. Rammohan Rao, S.P. Venkateshan, Experimental study of free convection and radiation in horizontal fin arrays, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 39, 779-789, 1996.
- [30] V. Dharma Rao, S.V. Naidu, B. Govinda Rao, K.V. Sharma, Heat transfer from a horizontal fin array by natural convection and radiation-A conjugate analysis, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, 3379-3391, 2006.
- [31] E.M. Sparrow, S.B. Vemuri, Natural Convection/Radiation Heat Transfer From Highly Populated Pin Fin Arrays, *Journal of Heat Transfer* 107, 190-197, 1985.
- [32] E.M. Sparrow, S.B. Vemuri, Orientation effects on natural convection/radiation heat transfer from pin-fin arrays, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 29, 359-368, 1986.
- [33] Yunus A.Cengel, *Heat and Mass Transfer: A Practical Approach*, McGraw-Hill, New York 2007.
- [34] J.P.Holman, *Experimental Methods for Engineers Fifth Edition*, McGraw-Hill, Singapore, 37-83, 1989.

EKLER

EK-1. 1/10 Taksimatlı civalı cam termometre kalibrasyon sertifikası

METKAL ölçü ve test sistemleri	TÜRKAK TÜRK AKREDİTASYON KURUMU TURKISH ACCREDITATION AGENCY tarafından akredite edilmiş METKAL Ölçü ve Test Sistemleri San. ve Tic. Ltd. Şti. Çavuşoğlu Mah. Barbaros Hayrettin Paşa Cad. No:16 Kartal 34873 İSTANBUL Kalibrasyon Sertifikası Calibration Certificate	 Kalibrasyon TS EN ISO/IEC 17025 AB-0016-K AB-0016-K 13-20242 05-13	
Cihazın Sahibi / Adresi Customer / Adress	: BOZOK ÜNİVERSİTESİ MÜHENDİSLİK MİMARLIK FAKÜLTESİ MAKİNA BÖLÜMÜ		
İstek Numarası Order No.	: 63968		
Makine/Cihaz Instrument/Device	: SIVIL CAM TERMOMETRE		
İmalatçı Manufacturer	: SINAR		
Tip Type	: -0,7°C ... +100,8°C/0,1°C		
Seri / Envanter Numarası Serial / Inventory Number	: --- / ---		
Kalibrasyon Tarihi Date of Calibration	: 04.05.2013		
Sertifikanın Sayfa Sayısı Number of pages of the Certificate	: 3		
<p>Bu kalibrasyon sertifikası, Uluslararası Birimler Sisteminde (SI) tanımlanmış birimleri realize eden ulusal ölçüm standartlarına izlenebilirliği belgeler.</p> <p>This calibration certificate documents the traceability to national standards, which realize the unit of measurement according to the International Systems of Units (SI).</p> <p>Türk Akreditasyon Kurumu (TÜRKAK) kalibrasyon sertifikalarının tanınması konusunda Avrupa Akreditasyon Birliği (EA) ve Uluslararası Laboratuvar Akreditasyon Birliği (ILAC) ile karşılıklı tanınma anlaşmasını imzalamıştır.</p> <p>The Turkish Accreditation Agency (TURKAK) is signatory to the multilateral agreements of the European co-operation for the Accreditation (EA) and of the International Laboratory Accreditation (ILAC) for the Mutual recognition of calibration certificates.</p> <p>Ölçüm sonuçları, genişletilmiş ölçüm belirsizlikleri ve kalibrasyon metotları bu sertifikanın tamamlayıcı kısmı olan takip eden sayfalarda verilmiştir.</p> <p>The measurements, the uncertainties with confidence probability and calibration methods are given on the following pages which are part of this certificate.</p>			
Mühür Seal	Tarih Date of Issue	Kalibrasyonu Yapan Calibrated by	Laboratuvar Müdürü Head of the Calibration Laboratory
	04.05.2013	Koray CESUR	Tamer MURSAOĞLU
FORM NO:F-1.01 REV:2			
Bu sertifika, laboratuvarın yazılı izni olmadan kısmen kopyalanıp çoğaltılamaz. İmzasız ve mührsüz kalibrasyon sertifikalar geçersizdir. This certificate shall not be reproduced other than in full except with the permission of the laboratory. Calibration certificates without signature and seal are not valid.			
METKAL Ölçü ve Test Sistemleri San. ve Tic. Ltd. Şti. Çavuşoğlu Mahallesi Barbaros Hayrettin Paşa Cad. No. 16 Kartal 34873 İSTANBUL		Tel.: 0216 374 99 24 (pbx) Fax.: 0216 374 99 28 www.metal.com.tr	

EK-1. (Devamı) 1/10 Taksimatlı civalı cam termometre kalibrasyon sertifikası

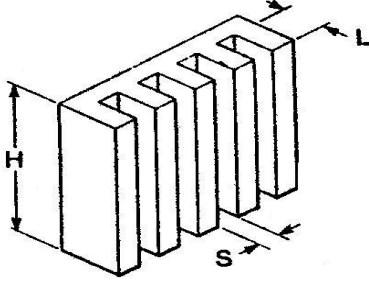
METKAL ölçü ve test sistemleri	METKAL Ölçü ve Test Sistemleri San. ve Tic. Ltd. Şti.	AB-0016-K					
		13-20242					
		05-13					
Sayfa 2 / 3 Page 2 of 3							
Makine/Cihaz Instrument/Device	: SIVILI CAM TERMOMETRE						
Bulunduğu Yer Place	: ---						
Cihazın Lab. Kabul Tarihi Date of receipt of Device	: 30.04.2013						
Çevre Şartları Environmental Conditions	: Sıcaklık : (23±3) °C , Nem : (50±20) %Rh						
Ölçüm Belirsizliği Measurement Uncertainty	: Kalibrasyondaki belirsizlikler EA-4/02 dokümanına uygun olarak hesaplanmıştır. Beyan edilen genişletilmiş ölçüm belirsizliği, standart belirsizliğin, k=2 olarak alınan genişletme katsayısı ile çarpımı sonucunda bulunan değerdir ve %95 oranında güvenilirlik sağlamaktadır. Belirsizlikler "Ölçüm Sonuçları" sayfasında verilmiştir. <i>The reported expanded uncertainty of measurement is stated as the standard uncertainty of measurement multiplied by the coverage factor k=2, which for a normal distribution corresponds to a coverage probability of approximately 95%. Uncertainties are expressed at Measurement Results page.</i>						
Kalibrasyon Yöntemi Calibration Method	: Sıvı banyoların set edilen sıcaklık değerlerinde, sıvılı cam termometre banyoya daldırılır, banyo içerisindeki referans göstergeli sıcaklık ölçerin gösterdiği değerler ile karşılaştırılır. 0°C de saf sudan buz elde edilerek, saklama kabı içerisinde referans göstergeli sıcaklık ölçerin gösterdiği değerler ile karşılaştırılarak kalibrasyonu yapılır. Kalibrasyon sırasında cihaz ve kalibratörlerin dengeye gelme sürelerine dikkat edilir.						
Uygunluk Beyanı Statement of Compliance	: Değerlendirme kullanıcıya bırakılmıştır. Uygunluk beyanında ölçme belirsizliği dikkate alınmıştır. <i>Measurement uncertainty is taken into consideration for the statement of compliance.</i>						
Notlar Notes	:						
Prosedür : Procedures							
NO T-2.1.01	ADI Sıvılı Cam Termometre Kalibrasyon Talimatı						
Kalibrasyonda Kullanılan Referanslar : References used in calibration							
CIHAZ	İMALATÇI	TİP	SERİ NO	SERTİFİKA N	KAL.TARİHİ	GELE.KALİB	İZLENEBİLİR
SIVI BANYO	HETO	IBN 8 / HMT200	22859A/1337	12-43988	06.10.2012	06.10.2013	AB-0016-K
SIVI BANYO	HETO/HUBE	CBN 8-30 / CC1	802110232/9	12-43989	06.10.2012	06.10.2013	AB-0016-K
GÖST.SIC.ÖLÇER	HART SCIEN	1529 - PT100 (Ç)	A65139	12-43991	06.10.2012	06.10.2013	AB-0016-K

EK-1. (Devamı) 1/10 Taksimatlı civalı cam termometre kalibrasyon sertifikası

METKAL ölçü ve test sistemleri	METKAL Ölçü ve Test Sistemleri San. ve Tic. Ltd. Şti.	AB-0016-K																									
		13-20242																									
		05-13																									
Sayfa 3 / 3 Page 3 of 3	Ölçüm Sonuçları Measurement Results																										
Metkal No : H120112414001 Metkal Number	Envanter No : --- Inventory Number																										
Ölçme Sahası/Çözünürlük : -0,7°C ... +100,8°C Range/Resolution 0,1°C	Sertifika Tipi : Certificate Type																										
H120112414001																											
<table border="1"><thead><tr><th>Uygulanan Değer</th><th>Cihaz Gösterge Değeri</th><th>Sapma</th><th>Belirsizlik</th></tr><tr><th>°C</th><th>°C</th><th>°C</th><th>°C</th></tr></thead><tbody><tr><td>10,0</td><td>9,9</td><td>-0,1</td><td>± 0,2</td></tr><tr><td>50,0</td><td>49,9</td><td>-0,1</td><td>± 0,2</td></tr><tr><td>80,0</td><td>79,8</td><td>-0,2</td><td>± 0,2</td></tr><tr><td>100,0</td><td>99,8</td><td>-0,2</td><td>± 0,2</td></tr></tbody></table>	Uygulanan Değer	Cihaz Gösterge Değeri	Sapma	Belirsizlik	°C	°C	°C	°C	10,0	9,9	-0,1	± 0,2	50,0	49,9	-0,1	± 0,2	80,0	79,8	-0,2	± 0,2	100,0	99,8	-0,2	± 0,2	$y = 1,0013055769 \cdot x + 0,0718612709$		
Uygulanan Değer	Cihaz Gösterge Değeri	Sapma	Belirsizlik																								
°C	°C	°C	°C																								
10,0	9,9	-0,1	± 0,2																								
50,0	49,9	-0,1	± 0,2																								
80,0	79,8	-0,2	± 0,2																								
100,0	99,8	-0,2	± 0,2																								
Bu ölçüm sonuçları 'H120112414001' Metkal numaralı cihaza aittir.		Tolerans / Tolerance √ : İçinde / In * : Arızalı / Out Of Order X : Dışında / Out - : Test Edilemedi / Not Tested																									
KD : Kapsam Dışı / Out of Scope																											
METKAL Ölçü ve Test Sistemleri San. ve Tic. Ltd. Şti. Cavusoğlu Mahallesi Barbaros Havrettin Paşa Cad. No. 16 Kartal 34873 İSTANBUL		Tel.: 0216 374 99 24 (pbx) Fax.: 0216 374 99 28																									

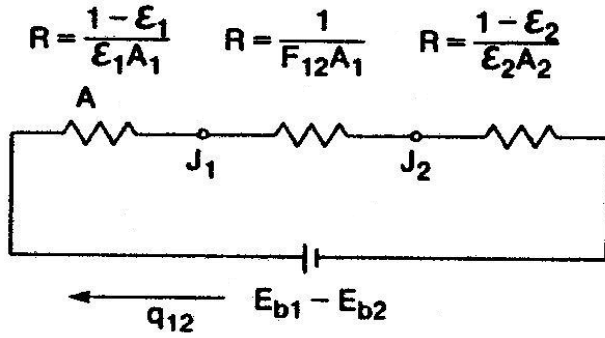
EK-2. Şekil faktörü F'in bulunması

Şekil 1.1'de gösterilen kanatçık ve taban yüzeyden çevreye ışımla olan ısı transfer miktarını belirlemek için şekil faktörü F aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır [25].



Şekil 1.1. Dikdörtgensel kanatçıklar

Gri, difüz ve opak iki yüzey için eşdeğer ısıl direnç devresi Şekil 1.2'de gösterilmiştir. İki yüzey arasında ışımla olan ısı transferi aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.



Şekil 1.2. Gri iki yüzey arasındaki eşdeğer ısıl direnç devresi

$$q_{12} = (E_{b1} - E_{b2}) / R_{net}$$

$$R_{net} = (1 - \epsilon_1) / \epsilon_1 A_1 + (1 - \epsilon_2) / \epsilon_2 A_2 + 1 / F_{1-2} A_1$$

Veya

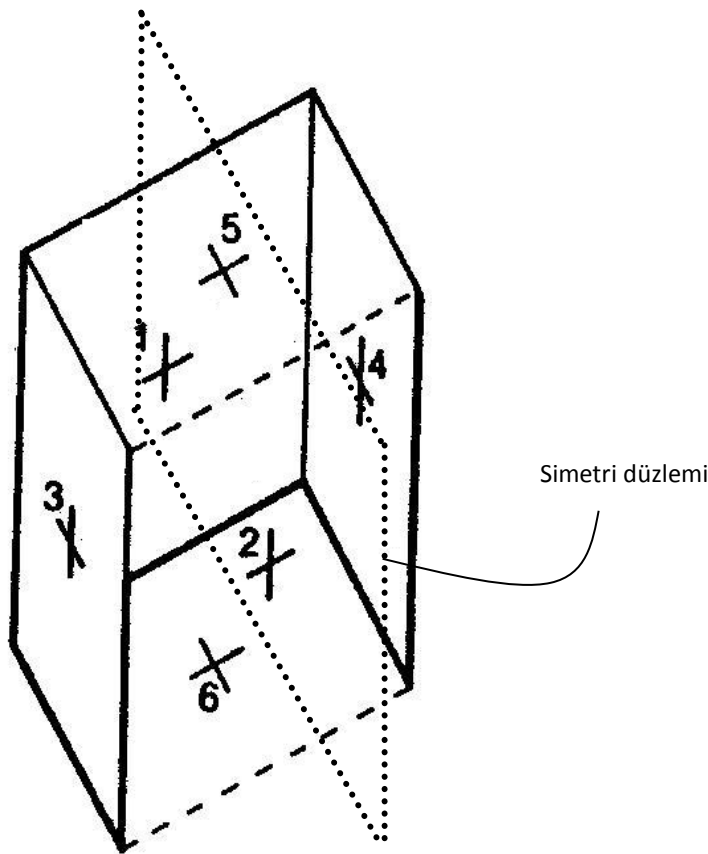
EK-2. (Devam) Şekil faktörü F 'in bulunması

$$q_{12} = A_1 F (E_{b1} - E_{b2})$$

$$F = 1/A_1 R_{\text{net}} ,$$

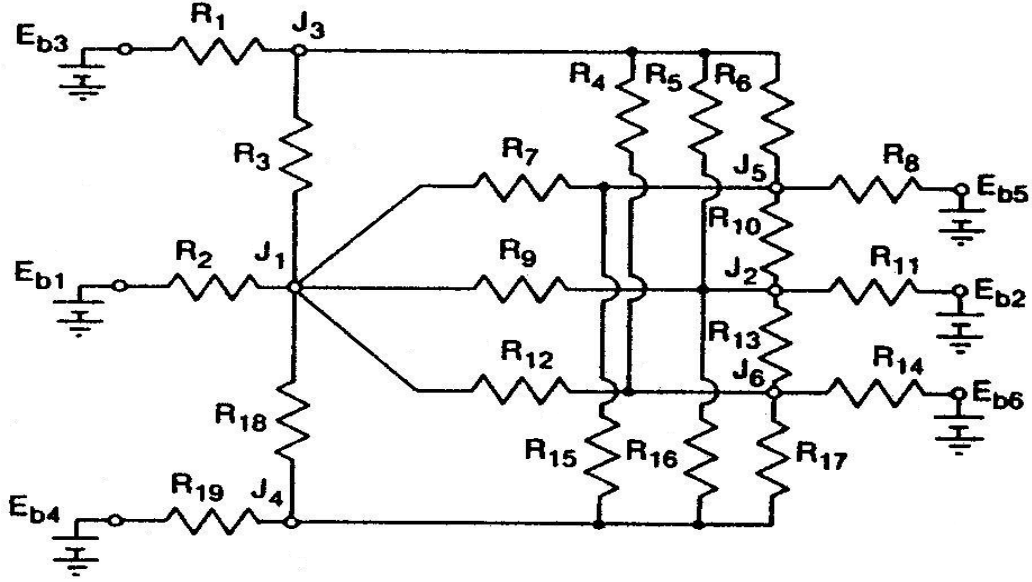
F gri cisim yüzey faktörü

Şekil 1.1'de gösterilen kanatçık dizilerinin oluşturduğu herhangi bir kanalı ele alalım. Şekil 1.3'de gösterilen iki kanatçığın oluşturduğu kanal, taban yüzeyin orta noktasından dik geçen düzleme göre simetri olup 3 ve 4 nolu yüzeyler kanatçık yüzeyleri, 1 nolu yüzey kanal taban yüzeyi, 2,5 ve 6 nolu yüzeyler ise çevre yüzeyleri göstermektedir. Bu kanal için eşdeğer ısı direnç devresi Şekil 1.4'te gösterilmektedir.



Şekil 1.3. Kanatçık ve taban yüzeyi

EK-2. (Devam) Şekil faktörü F'in bulunması



Şekil 1.4. İki kanatçığın oluşturduğu kanal için eşdeğer ısı direnç devresi

Şekil 1.4'te verilen eşdeğer ısı direnç devresinde gösterilen dirençler aşağıda verilmiştir.

$$R_1=R_{19}=(1-\varepsilon_f)/\varepsilon_f A_3=(1-\varepsilon_f)/\varepsilon_f A_4$$

$$R_2=(1-\varepsilon_w)/\varepsilon_w A_1$$

Çevrenin yani havanın yayıcılık oranı 1 olduğu için

$$R_8=R_{11}=R_{14}=(1-\varepsilon_{hava})/\varepsilon_{hava} A=0$$

3 ve 4 numaralı yüzeyler 1 numaralı yüzeye göre simetrik olduğundan simetri kuralına göre,

$$F_{1-3}=F_{1-4}$$

$$R_3=R_{18}=1/A_1 F_{1-3}=1/A_1 F_{1-4}$$

EK-2. (Devam) Şekil faktörü F'in bulunması

$$R_9=1/A_1F_{1-2}$$

5 ve 6 numaralı yüzeyler 1 numaralı yüzeye göre simetrik olduğundan simetri kuralına göre,

$$F_{1-5}=F_{1-6}$$

$$R_7=R_{12}=1/A_1F_{1-5}=1/A_1F_{1-6}$$

5 ve 6 numaralı yüzeyler 3 numaralı yüzeye göre simetrik olduğundan simetri kuralına göre,

$$F_{3-5}=F_{3-6}$$

5 ve 6 numaralı yüzeyler 4 numaralı yüzeye göre simetrik olduğundan simetri kuralına göre,

$$F_{4-5}=F_{4-6}$$

3 ve 4 numaralı yüzeyler 5 numaralı yüzeye göre simetrik olduğundan simetri kuralına göre,

$$F_{5-3}=F_{5-4}$$

Reciprocity kuralına göre,

$$F_{3-5}=F_{4-5}$$

3 ve 4 numaralı yüzeyler 6 numaralı yüzeye göre simetrik olduğundan simetri kuralına göre,

EK-2. (Devam) Şekil faktörü F'in bulunması

$$F_{6-3}=F_{6-4}$$

Reciprocity kuralına göre,

$$F_{3-6}=F_{4-6}$$

dolayısıyla,

$F_{3-5}=F_{3-6}=F_{4-5}=F_{4-6}$ ve $A_3=A_4$ eşit olduğundan

$$R_4=R_6=R_{15}=R_{17}=1/A_3F_{3-5}=1/A_3F_{3-6}=1/A_4F_{4-5}=1/A_4F_{4-6}$$

2 ve 1 numaralı yüzeyler 3 numaralı yüzeye göre simetrik olduğundan simetri kuralına göre,

$$F_{3-2}=F_{3-1}$$

Reciprocity kuralına göre,

$$A_3F_{3-1}=A_1F_{1-3}$$

$$F_{3-2}=F_{3-1}=(A_1/A_3)F_{1-3}$$

yazılabilir.

3 ve 4 numaralı yüzeyler 2 numaralı yüzeye göre simetrik olduğundan simetri kuralına göre,

$$F_{2-3}=F_{2-4}$$

EK-2. (Devam) Şekil faktörü F'in bulunması

Reciprocity kuralına göre,

$$F_{3-2}=F_{4-2}$$

$F_{3-2}=F_{3-1}=(A_1/A_3)F_{1-3}$ olduğundan

$$F_{3-2}=F_{4-2}=(A_1/A_3)F_{1-3}$$

dolayısıyla,

$$R_5=R_{16}=1/A_3F_{3-2}=1/A_4F_{4-2}=1/A_3F_{3-1}=1/A_4F_{4-1}$$

Reciprocity teorem kullanılarak

$$A_3F_{3-1}=A_1F_{1-3}$$

$$F_{3-1}=(A_1/A_3)F_{1-3}$$

yazılır.

Kanatçık yüzeyi ile alüminyum plaka yüzeyi eşit sıcaklıkta olduğundan

$$E_{b1}=E_{b3}=E_{b4}$$

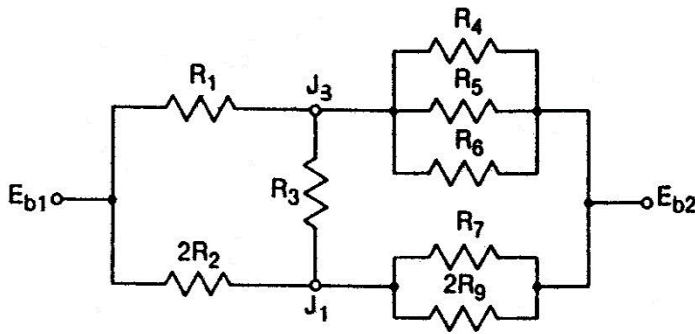
ve

$$E_{b2}=E_{b5}=E_{b6}$$

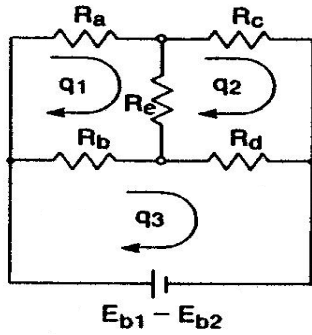
$$J_2=J_5=J_6$$

EK-2. (Devam) Şekil faktörü F'in bulunması

2,5 ve 6 nolu yüzeyler arasında ışınlımla ısı transferi olmadığı için R_{10} ve R_{13} atıldı. Şekil 1.4'de verilen eşdeğer ısıl direnç devresinin çözümünde simetri kullanılmış, Şekil 1.5'teki ısıl direnç devresine dönüşmüştür. Daha sonra ısıl direnç devresi üzerindeki dirençler birleştirilerek en son Şekil 1.6'daki ısıl direnç devresine indirgenmiştir.



Şekil 1.5. Basitleştirilmiş eşdeğer ısıl devre



Şekil 1.6. En son eşdeğer ısıl direnç devresi

$$(R_a + R_b + R_e)q_1 - R_e q_2 - R_b q_3 = 0$$

$$-R_e q_1 + (R_c + R_d + R_e)q_2 - R_d q_3 = 0$$

$$-R_b q_1 - R_d q_2 + (R_b + R_d)q_3 = E_{b1} - E_{b2}$$

EK-2. (Devam) Şekil faktörü F'in bulunması

$$R_a=R_1$$

$$R_b=2R_2$$

$$1/R_c=1/R_4+1/R_5+1/R_6$$

$$R_e=R_3$$

$$1/R_d=1/R_7+1/2R_9$$

net ışıınım direncini, yukarıda verilen denklemlerden q_3 çözümlerek bulunur.

$$R_{net} = (E_{b1}-E_{b2})/q_3$$

$$F=2/R_{net}A_R=2C_{net}/[L_f(S+2H_f)]$$

$$C_{net}=[(R_a+R_b+R_e)(R_c+R_d+R_e)-R_e^2]/\{(R_b+R_d)[(R_a+R_b+R_e)(R_c+R_d+R_e)-R_e^2]-R_b[R_b(R_c+R_d+R_e)+R_eR_d]-R_d[R_d(R_a+R_b+R_e)+R_bR_e]\}$$

$$R_a=(1-\varepsilon_f)/\varepsilon_fA_3$$

$$R_b=2(1-\varepsilon_w)/\varepsilon_wA_1$$

$$R_c=1/(A_1F_{13}+2A_3F_{35})$$

$$R_d=2/(A_1F_{12}+2A_1F_{15})$$

$$R_e=1/A_1F_{13}$$

EK-3. Hata analizi

Sistemde ölçülen büyüklük R ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkenler $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ ise ölçülen büyüklük R aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

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

Her bir bağımsız değişkene ait hata oranları $W_1, W_2, W_3, \dots, W_n$ ve R büyüklüğünün hata oranı W_R ,

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} W_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} W_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} W_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.1)$$

şeklinde ifade edilir. Ek-3.1’ de eşitlik kullanılarak deneylerde ölçülen büyüklüklerin hata oranları aşağıda verildiği gibi hesaplanmıştır.

Sıcaklık farkının hesaplanmasında yapılan hata oranı

$$\Delta T = T_w - T_{in} \quad (3.2)$$

$$\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} = \left[\left(\frac{W_{T_w}}{\Delta T} \right)^2 + \left(\frac{W_{T_{in}}}{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.3)$$

Yüzey alanının hesaplanmasında yapılan hata oranı,

$$A_b = W \times L \quad (3.4)$$

$$\frac{W_{A_b}}{A_b} = \left[\left(\frac{W_W}{W} \right)^2 + \left(\frac{W_L}{L} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.5)$$

EK-3. (Devam) Hata analizi

Işınım ısı transfer yüzey alanının hesaplanmasında yapılan hata miktarı,

$$A_t = (n_f(2H_f L_f + 2H_f t_{fb} + t_{fi} L_f) + (n_f + 1)SL_f) \quad (3.6)$$

$$W_{A_R} = \left[\left(\frac{\partial A_R}{\partial H_f} W_{H_f} \right)^2 + \left(\frac{\partial A_R}{\partial L_f} W_{L_f} \right)^2 + \left(\frac{\partial A_R}{\partial t_f} W_{t_f} \right)^2 + \left(\frac{\partial A_R}{\partial S_f} W_{S_f} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.7)$$

Akışkana verilen $Q_{taşınım}$ miktarının hesaplanmasında yapılan hata oranı,

$$Q_{taşınım} = Q_{toplam} - Q_{iletim} - Q_{ışınım} \quad (3.8)$$

$$\frac{W_{Q_{taşınım}}}{Q_{taşınım}} = \left[\left(\frac{W_{Q_{toplam}}}{Q_{taşınım}} \right)^2 + \left(\frac{W_{Q_{iletim}}}{Q_{taşınım}} \right)^2 + \left(\frac{W_{Q_{ışınım}}}{Q_{taşınım}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.9)$$

Kanala verilen toplam ısı akımının hesaplanmasında yapılan hata oranı

$$Q_{toplam} = VI \quad (3.10)$$

$$\frac{W_{Q_{toplam}}}{Q_{toplam}} = \left[\left(\frac{W_V}{V} \right)^2 + \left(\frac{W_I}{I} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.11)$$

İletim ile kanalın alt, üst ve yan yüzeylerinden olan ısı kaybının hesaplanmasında yapılan hata oranı,

$$Q_{iletim} = kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (3.12)$$

EK-3. (Devam) Hata analizi

$$\frac{W_{Q_{iletim}}}{Q_{iletim}} = \left[\left(\frac{W_k}{k} \right)^2 + \left(\frac{W_A}{A} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta x}}{\Delta x} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.13)$$

Işınım ile olan kaybolan ısı akımının hesaplanmasındaki hata oranı,

$$Q_{ışınım} = \sigma \epsilon F A_t (T_w^4 - T_{in}^4) \quad (3.14)$$

$$\frac{W_{Q_{ışınım}}}{Q_{ışınım}} = \left[\left(\frac{W_{A_t}}{A_t} \right)^2 + \left(\frac{4T_w^3}{T_w^4 - T_{in}^4} W_{T_w} \right)^2 + \left(\frac{4T_{in}^3}{T_w^4 - T_{in}^4} W_{T_{in}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.15)$$

Isı taşınım katsayısının hesaplanmasında yapılan hata oranı,

$$h = \frac{Q_{taşınım}}{A_t \Delta T} \quad (3.16)$$

$$\frac{W_h}{h} = \left[\left(\frac{W_{Q_{taşınım}}}{Q_{taşınım}} \right)^2 + \left(\frac{W_{A_t}}{A_t} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.17)$$

Nusselt sayısının hesaplanmasında yapılan hata oranı,

$$Nu = \frac{h H_f}{k_{hava}} \quad (3.18)$$

$$\frac{W_{Nu}}{Nu} = \left[\left(\frac{W_h}{h} \right)^2 + \left(\frac{W_{H_f}}{H_f} \right)^2 + \left(\frac{W_{k_{hava}}}{k_{hava}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.19)$$

Grashof sayısının hesaplanmasında yapılan hata oranı,

$$Gr = \frac{g\beta\Delta TH_f^3}{\nu^2} \quad (3.20)$$

$$\frac{W_{Gr}}{Gr} = \left[\left(\frac{W_g}{g} \right)^2 + \left(\frac{W_\beta}{\beta} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} \right)^2 + \left(3 \frac{W_{H_f}}{H_f} \right)^2 + \left(2 \frac{W_\nu}{\nu^2} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.21)$$

Rayleigh sayısının hesaplanmasında yapılan hata oranı,

$$Ra = Gr Pr = \frac{g\beta\Delta TH_f^3}{\nu^2} Pr \quad (3.22)$$

$$\frac{W_{Ra}}{Ra} = \left[\left(\frac{W_g}{g} \right)^2 + \left(\frac{W_\beta}{\beta} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} \right)^2 + \left(3 \frac{W_{H_f}}{H_f} \right)^2 + \left(2 \frac{W_\nu}{\nu^2} \right)^2 + \left(\frac{W_{Pr}}{Pr} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.23)$$

EK-4. Hata analizi ile ilgili örnek hesaplama

Katalog verilerine göre, T tipi ısıl çiftlerdeki belirsizlik oranı $\pm 1\%$ fakat ısıl çiftlerin yerleştirilmesi, titreşim vb. etkiler ile oluşan temas hataları ve yalıtımdan oluşan hatalardan dolayı $\pm 1,5\%$ ilave edilmiştir.

Sıcaklık ölçümlerindeki belirsizlik oranı	: $\pm 2,5\%$
Elektriksel ölçümlerindeki belirsizlik oranı	: $\pm 1\%$
Boyut ölçümlerindeki belirsizlik oranı	: $\pm 0,5\text{ mm}$

Verilen bu belirsizlik oranları kullanılarak deneylerde ölçülen büyüklüklerdeki hata oranları aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

Hata oranı hesaplanan deneyin verileri

Kanal yüksekliği	: $H_f=15\text{ mm}$
Kanal genişliği	: $W=250\text{ mm}$
Kanatçık uzunluğu	: $L=100\text{ mm}$
Kanatçık kalınlığı	: $t_f=3\text{ mm}$
Kanatçıklar arası mesafe	: $S_b=12\text{ mm}$
Yalıtım malzemesi kalınlığı	: $\Delta x=50\text{ mm}$
Ölçülen voltaj	: $V=80,02\text{ Volt}$
Ölçülen akım	: $0,268\text{ Amper}$
Ortalama kanatçık yüzey sıcaklığı	: $T_w=63,566\text{ }^\circ\text{C}$
Kanala giren akışkan sıcaklığı	: $T_{in}=23,47\text{ }^\circ\text{C}$
Alt yalıtım iç yüzey sıcaklığı	: $T_{iç}=34,264\text{ }^\circ\text{C}$
Alt yalıtım dış yüzey sıcaklığı	: $T_{dış}=25,645\text{ }^\circ\text{C}$
Isıtıcıya verilen toplam ısı akımı	: $Q_{toplam}=21,445\text{ W}$
İletim ile kaybolan ısı akımı	: $Q_{iletim}=0,9591\text{ W}$
Işınım ile kaybolan ısı akımı	: $Q_{ışınım}=0,989\text{ W}$
Taşınım ile akışkana verilen ısı akımı	: $Q_{taşınım}=19,497\text{ W}$
Ortalama ısı transfer katsayısı	: $h=5,28\text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$

EK-4. (Devam) Hata analizi ile ilgili örnek hesaplama

Ortalama Nusselt sayısı	: $Nu_{H_f}=2,90$
Grashof sayısı	: $Gr_{H_f}=1,38 \times 10^4$
Rayleigh sayısı	: $Ra_{H_f}=9,38 \times 10^3$
Prandtl sayısı	: $Pr=0,7103$

Yukarıda verilen deney verileri kullanılarak yapılan hata oranları aşağıda hesaplanmıştır.

Sıcaklık farkının hesaplanmasında yapılan hata oranı ve miktarı,

$$\Delta T = T_w - T_{in}$$

$$\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} = \left[\left(\frac{W_{T_w}}{\Delta T} \right)^2 + \left(\frac{W_{T_{in}}}{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[\left(\frac{63,566 * 0,025}{40,096} \right)^2 + \left(\frac{23,47 * 0,025}{40,96} \right)^2 \right]^{1/2} = 0,04225$$

$$W_{\Delta T} = 0,04225 * 40,096 = 1,694$$

Gürgen çerçevenin sıcaklık farkının hesaplanmasında yapılan hata oranı ve miktarı,

$$\Delta T_{iletim} = T_{iç} - T_{dış}$$

$$\frac{W_{\Delta T_{iletim}}}{\Delta T_{iletim}} = \left[\left(\frac{W_{T_{iç}}}{\Delta T_{iletim}} \right)^2 + \left(\frac{W_{T_{dış}}}{\Delta T_{iletim}} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[\left(\frac{34,264 * 0,025}{8,619} \right)^2 + \left(\frac{25,645 * 0,025}{8,619} \right)^2 \right]^{1/2} = 0,12414$$

$$W_{\Delta T_{yalt}} = 0,12414 * 8,619 = 1,06995$$

EK-4. (Devam) Hata analizi ile ilgili örnek hesaplama

Taban yüzey alanının hesaplanmasında yapılan hata oranı ve miktarı,

$$A_b = W * L = 0,25 * 0,1 = 0,025$$

$$\frac{W_A}{A} = \left[\left(\frac{W_W}{W} \right)^2 + \left(\frac{W_L}{L} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[\left(\frac{0,0005}{0,25} \right)^2 + \left(\frac{0,0005}{0,1} \right)^2 \right]^{1/2} = 0,005385$$

$$W_{A_b} = 0,005386 * 0,025 = 0,0001346$$

Kanala verilen toplam ısı akımının hesaplanmasında yapılan hata oranı ve miktarı,

$$Q_{toplam} = VI$$

$$\frac{W_{Q_{toplam}}}{Q_{toplam}} = \left[\left(\frac{W_V}{V} \right)^2 + \left(\frac{W_I}{I} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[\left(\frac{80,02 * 0,01}{80,02} \right)^2 + \left(\frac{0,286 * 0,015}{0,268} \right)^2 \right]^{1/2} = 0,01803$$

$$W_{Q_{toplam}} = 0,01803 * 21,445 = 0,3866$$

İletim ile olan ısı kaybının hesaplanmasında yapılan hata oranı,

$$Q_{iletim} = k_{yalt} A_{yalt} \frac{\Delta T_{yalt}}{\Delta x}$$

$$\frac{W_{Q_{iletim}}}{Q_{iletim}} = \left[\left(\frac{W_{k_{yalt}}}{k_{yalt}} \right)^2 + \left(\frac{W_{A_{yalt}}}{A_{yalt}} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta T_{yalt}}}{\Delta T_{yalt}} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta x}}{\Delta x} \right)^2 \right]^{1/2} =$$
$$\left[(0)^2 + (0,005385)^2 + (0,12414)^2 + \left(\frac{0,0005}{0,005} \right)^2 \right]^{1/2} = 0,1595$$

EK-4. (Devam) Hata analizi ile ilgili örnek hesaplama

$$W_{Q_{iletim}} = 0,1595 * 0,9591 = 0,1529$$

Işınım ile olan kaybın hesaplanmasındaki hata oranı ve miktarı,

$$Q_{ışınım} = \epsilon F A_t (T_w^4 - T_{in}^4)$$

$$A_t = (n_f (2H_f L_f + 2H_f t_f + t_f L_f) + (n_f + 1) S L_f)$$

$$W_{A_t} = \left[\left(\frac{\partial A_t}{\partial H_f} W_{H_f} \right)^2 + \left(\frac{\partial A_t}{\partial L_f} W_{L_f} \right)^2 + \left(\frac{\partial A_t}{\partial t_f} W_{t_f} \right)^2 + \left(\frac{\partial A_t}{\partial S_f} W_{S_f} \right)^2 \right]^{1/2} =$$
$$\left[(3,502 * 0,015 * 0,0005)^2 + (0,753 * 0,1 * 0,0005)^2 + \right. \\ \left. (2,21 * 0,003 * 0,0005)^2 + (1,6 * 0,012 * 0,0005)^2 \right]^{1/2} = 0,000047$$

$$\frac{W_{Q_{ışınım}}}{Q_{ışınım}} = \left[\left(\frac{W_{A_t}}{A_t} \right)^2 + \left(\frac{4T_w^3}{T_w^4 - T_{in}^4} W_{T_w} \right)^2 + \left(\frac{4T_{in}^3}{T_w^4 - T_{in}^4} W_{T_{in}} \right)^2 \right]^{1/2} =$$
$$\left[\left(\frac{0,000047}{0,09213} \right)^2 + \left(\frac{4 * 63,566^3}{63,566^4 - 23,47^4} 63,566 * 0,025 \right)^2 + \right. \\ \left. \left(\frac{4 * 23,47^3}{63,566^4 - 23,47^4} 23,47 * 0,025 \right)^2 \right]^{1/2} = 0,1019$$

$$W_{Q_{ışınım}} = 0,989 * 0,1019 = 0,1008$$

Akışkana verilen $Q_{ışınım}$ miktarının hesaplanmasında yapılan hata miktarı oranı,

$$Q_{ışınım} = Q_{toplam} - Q_{iletim} - Q_{ışınım}$$

EK-4. (Devam) Hata analizi ile ilgili örnek hesaplama

$$\frac{W_{Q_{taşınım}}}{Q_{taşınım}} = \left[\left(\frac{W_{Q_{toplam}}}{Q_{taşınım}} \right)^2 + \left(\frac{W_{Q_{iletim}}}{Q_{taşınım}} \right)^2 + \left(\frac{W_{Q_{sınım}}}{Q_{taşınım}} \right)^2 \right]^{1/2} =$$
$$\left[\left(\frac{0,3866}{19,497} \right)^2 + \left(\frac{0,1529}{19,497} \right)^2 + \left(\frac{0,1008}{19,497} \right)^2 \right]^{1/2} = 0,02194$$

$$W_{Q_{taşınım}} = 19,497 * 0,02063 = 0,4022$$

Isı taşınım katsayısının hesaplanmasında yapılan hata oranı,

$$h = \frac{Q_{taşınım}}{A_t \Delta T}$$

$$\frac{W_h}{h} = \left[\left(\frac{W_{Q_{taşınım}}}{Q_{taşınım}} \right)^2 + \left(\frac{W_{A_t}}{A_t} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} =$$
$$\left[(0,02194)^2 + \left(\frac{0,000047}{0,09213} \right)^2 + (0,04225)^2 \right]^{1/2} = 0,04761$$

Nusselt sayısının hesaplanmasında yapılan hata oranı,

$$Nu = \frac{h H_f}{k_{hava}}$$

$$\frac{W_{Nu}}{Nu} = \left[\left(\frac{W_h}{h} \right)^2 + \left(\frac{W_{H_f}}{H_f} \right)^2 + \left(\frac{W_{k_{hava}}}{k_{hava}} \right)^2 \right]^{1/2} =$$
$$\left[(0,04761)^2 + \left(\frac{0,0005}{0,015} \right)^2 + (0)^2 \right]^{1/2} = 0,05812$$

EK-4. (Devam) Hata analizi ile ilgili örnek hesaplama

Grashof sayısının hesaplanmasında yapılan hata oranı,

$$Gr = \frac{g\beta\Delta TH_f^3}{\nu^2}$$

$$\begin{aligned} \frac{W_{Gr}}{Gr} &= \left[\left(\frac{W_g}{g} \right)^2 + \left(\frac{W_\beta}{\beta} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} \right)^2 + \left(3 \frac{W_{H_f}}{H_f} \right)^2 + \left(2 \frac{W_\nu}{\nu^2} \right)^2 \right]^{1/2} = \\ &= \left[(0)^2 + \left(\frac{9,054e-5}{0,003158} \right)^2 + (0,04225)^2 + \left(3 \frac{0,0005}{0,015} \right)^2 + (0)^2 \right]^{1/2} = 0,11228 \end{aligned}$$

Rayleigh sayısının hesaplanmasında yapılan hata oranı,

$$Ra = GrPr = \frac{g\beta\Delta TH_f^3}{\nu^2} Pr$$

$$\begin{aligned} \frac{W_{Ra}}{Ra} &= \left[\left(\frac{W_g}{g} \right)^2 + \left(\frac{W_\beta}{\beta} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} \right)^2 + \left(3 \frac{W_{H_f}}{H_f} \right)^2 + \left(2 \frac{W_\nu}{\nu^2} \right)^2 + \left(\frac{W_{Pr}}{Pr} \right)^2 \right]^{1/2} = \\ &= \left[(0)^2 + \left(\frac{9,054e-5}{0,003158} \right)^2 + (0,04225)^2 + \left(3 \frac{0,0005}{0,015} \right)^2 + (0)^2 + (0)^2 \right]^{1/2} = 0,11228 \end{aligned}$$

ÖZGEÇMİŞ

Yozgat'ta dünyaya gelen Derya DOĞAN, ilk, orta ve lise öğrenimini sırasıyla Mehmet Akif Ersoy İlkokulu, Yozgat Merkez Ortaokulu ve Yozgat Lisesinde tamamlamıştır. 2001 yılında Erciyes Üniversitesi Yozgat Meslek Yüksek Okulu Makine Bölümünü birincilikle tamamlayarak Kırıkkale Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümüne dikey geçiş yapmış ve 2004 yılında başarıyla bitirmiştir. 2010 yılında yüksek lisans eğitimine Bozok Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Anabilim Dalında başlamıştır. Yrd. Doç. Dr. Mehmet DOĞAN danışmanlığında hazırladığı “YATAY YERLEŞTİRİLMİŞ DEĞİŞKEN KESİTLİ KANATÇIKLARDAN DOĞAL TAŞINIM İLE ISI TRANSFERİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ” Başlıklı teziyle 2014 yılında yüksek lisans öğrenimini tamamlamıştır.

2011 yılından beri Bozok Üniversitesi Meslek Yüksek Okulunda Öğretim Görevlisi olarak çalışmaktadır.

İletişim Bilgileri

Adres : Bozok Üniversitesi Meslek Yüksek Okulu Esentepe Mevkii Bahçeşehir

66100 YOZGAT

Telefon: (354) 217 17 81

Faks: (354) 217 17 80

E-posta: derya.dogan@bozok.edu.tr