

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**U KESİTLİ AYRIK DÜŞEY KANATLARDA
DOĞAL TAŞINIMIN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Şefik Can TOKGÖZ

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Isı-Akışkan Programı**

MAYIS 2014

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**U KESİTLİ AYRIK DÜŞEY KANATLARDA
DOĞAL TAŞINIMIN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Şefik Can TOKGÖZ
(503111126)**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Isı-Akışkan Programı**

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Mustafa ÖZDEMİR

MAYIS 2014

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün **503111126** numaralı Yüksek Lisans öğrencisi **Şefik Can TOKGÖZ**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**U KESİTLİ AYRIK DÜŞEY KANATLARDA DOĞAL TAŞINIMIN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Mustafa ÖZDEMİR**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. MUSTAFA ÖZDEMİR**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. İSMAİL CEM PARMAKSIZOĞLU
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Ş. ÖZGÜR ATAYILMAZ
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **5 Mayıs 2014**
Savunma Tarihi : **28 Mayıs 2014**

ÖNSÖZ

Yüksek lisans tez çalışmamda desteğini hiç esirgemeyen, geniş bilgi ve tecrübeleri sayesinde mesleki olarak gelişmemde büyük katkısı olan danışman hocam Sayın Prof. Dr. Mustafa ÖZDEMİR'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Deney tesisatının kurulması başta olmak üzere laboratuvar çalışmalarımın tüm aşamalarında değerli emeği bulunan Salman BENLİ'ye ve her konuda desteklerini gördüğüm sevgili laboratuvar arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Ayrıca tez çalışmam süresince her zaman yanımda olan, sıkıntı ve mutluluklarımı birlikte paylaştığım sevgili aileme ve değerli dostlarıma teşekkür ederim.

Mayıs 2014

Şefik Can Tokgöz
Makine Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
SEMBOL LİSTESİ	xiii
ÖZET.....	xv
SUMMARY	xvii
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	3
1.2 Literatür Araştırması	4
2. DOĞAL TAŞINIM TEORİSİ VE DENEYSEL KORELASYONLAR.....	7
2.1 Korunum Denklemleri	7
2.2 Doğal Taşınımında Sınır Tabaka Denklemleri.....	9
2.3 Açık Kanallarda ve Kanatlarda Doğal Taşınım Korelasyonları	11
2.3.1 Sabit sıcaklıktaki düşey levha için taşınım korelasyonu.....	11
2.3.2 Sabit ısı akısı olan düşey levha için taşınım korelasyonu	12
2.3.3 Sabit sıcaklıktaki paralel levhalar için Nusselt korelasyonu.....	12
2.3.4 Sabit ısı akısı olan paralel levhalar için Nusselt korelasyonu	13
2.3.5 Sabit sıcaklıktaki açık kanallarda Nusselt korelasyonu	14
2.3.6 Sabit sıcaklıktaki U kesitli kanallarda Nusselt korelasyonu	15
2.3.7 Sabit sıcaklıktaki trapezoidal kesitli kanallarda Nusselt korelasyonu	16
3. DENEYSEL ÇALIŞMA	17
3.1 Deney Tesisatının Tanıtılması.....	17
3.1.1 Kanat geometrisi ve alan hesapları	19
3.1.2 Sıcaklıkların ölçümü ve termoelemanların yerleşimi	21
3.2 Deneylerin Yapılışı	25
3.3 Ölçme Hataları ve Belirsizlik Analizi	27
3.4 Tek Kanat Modülü İçin Deney Sonuçları	29
3.4.1 Kanatlardan geçen ısı hesabı.....	29
3.4.2 Yüzeylerdeki sıcaklık dağılımları	30
3.4.3 Yüzeylerdeki ortalama sıcaklıkların belirlenmesi.....	32
3.4.4 Toplam ısı geçiş katsayısı (U).....	33
3.4.5 Işınım ile ısı geçişi hesabı	34
3.4.6 Taşınım ile Isı Geçişi ve Ortalama Isı Taşınım Katsayısının Bulunması .	37
3.4.6.1 Rayleigh sayısının hesaplanması	38
3.4.6.2 Ortalama taşınım katsayısının hesaplanması	39
3.4.7 Deneysel sonuçların literatürdeki taşınım korelasyonlarıyla karşılaştırılması.....	40
3.5 İki Kanat Modülü için Deney Sonuçları	41
3.5.1 Yüzeylerdeki sıcaklık dağılımları	41
3.5.2 Alt ve üst modüllerin ısı geçiş oranları	46

3.5.3 Ayrık kanat modül sistemi için Rayleigh sayısının hesabı	49
3.5.4 Ortalama ısı taşınım katsayısının bulunması	50
3.5.5 Ayrık kanat modül sistemi için Nusselt korelasyonu	50
4. SONUÇ	55
KAYNAKLAR	57
ÖZGEÇMİŞ	59

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1: Kanat modülü üzerinde sıcaklık ve ısı akısı ölçüm konumları ve açıklamaları.	23
Çizelge 3.2: Kanat yüzeyi boyunca sıcaklık ölçüm konumları ve açıklamaları.	25
Çizelge 3.3: Tek kanat modülü için deney çizelgesi.	26
Çizelge 3.4: İki kanat modülü için deney çizelgesi.	27

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 2.1: Çeşitli geometriler için sürtünme faktörü.....	14
Şekil 2.2: U kesitli kanat korelasyonlarında kullanılan parametreler.....	15
Şekil 3.1: Deney düzeneğinin genel görünümü.....	18
Şekil 3.2: Kanadın üstten görünümü.....	19
Şekil 3.3: Kanat geometrisi.....	19
Şekil 3.4: Kanat yüzeyindeki tırtık.....	20
Şekil 3.5: Termoelemanların montajı.....	21
Şekil 3.6: Temsili termoeleman yerleşimi.....	22
Şekil 3.7: Yükseklik boyunca kanat dip ve kanal yüzeydeki sıcaklıklar.....	30
Şekil 3.8: Kanatlar doğrultusunda, kanat yüzeyindeki sıcaklıklar.....	31
Şekil 3.9: Tek kanat modül deneyleri için ortalama kanal taban, kanat dip ve kanat yüzey sıcaklıklarının ortam sıcaklığına bağlı olarak değişimi.....	32
Şekil 3.10: Tek kanat modülünde ısıl dirençler.....	33
Şekil 3.11: Yüzey ile ortam arasındaki sıcaklık farkına göre ısı geçiş katsayısındaki değişim.....	34
Şekil 3.12: Kanal içerisinde ışınım modeli.....	35
Şekil 3.13: Kanat modülündeki toplam ısı geçişi, taşınım ve ışınım ile ısı geçişleri.....	38
Şekil 3.14: Kanat modülündeki taşınım katsayılarının Rayleigh sayısına göre değişimi.....	39
Şekil 3.15: Deneysel Nusselt sayılarının korelasyonla karşılaştırılması.....	40
Şekil 3.16: Kanat modülleri üzerindeki sıcaklık değerleri ($s=13.9\text{mm}$, $Q_t=45.5\text{W}$).....	42
Şekil 3.17: İki kanat modülü için yapılan deneylerde ortalama yüzey sıcaklıklarının ortam sıcaklıkları ile farkları ($s=0.0\text{mm}$).....	43
Şekil 3.18: İki kanat modülü için yapılan deneylerde ortalama yüzey sıcaklıklarının ortam sıcaklıkları ile farkları ($s=7.5\text{mm}$).....	44
Şekil 3.19: İki kanat modülü için yapılan deneylerde ortalama yüzey sıcaklıklarının ortam sıcaklıkları ile farkları ($s=13.9\text{mm}$).....	44
Şekil 3.20: İki kanat modülü için yapılan deneylerde ortalama yüzey sıcaklıklarının ortam sıcaklıkları ile farkları ($s=19.2\text{mm}$).....	45
Şekil 3.21: İki kanat modülü için yapılan deneylerde ortalama yüzey sıcaklıklarının ortam sıcaklıkları ile farkları ($s=25.0\text{mm}$).....	45
Şekil 3.23: İki kanat modülü kullanılan deneylerde kanat yüzey sıcaklıkları.....	46
Şekil 3.24: Alt ve üst kanat modüllerinin toplam ısı geçişindeki payları.....	47
Şekil 3.25: Alt ve üst kanat modüllerde taşınım ile ısı güçlerinin karşılaştırılması ($s=13.9\text{mm}$).....	48
Şekil 3.26: Alt ve üst kanat modüllerinin taşınım ile ısı geçişindeki payları.....	48
Şekil 3.27: Kanat modül mesafelerine göre Nusselt sayıları.....	51
Şekil 3.28: Rayleigh ve kanat mesafesine göre Nusselt korelasyonu.....	52
Şekil 3.29: Deneyden ve korelasyondan elde edilen Nusselt sayılarının karşılaştırılması.....	52

SEMBOL LİSTESİ

A_b	: kanal taban alanı
A_f	: kanat yüzeylerinin alanı
A_s	: toplam kanat yüzey alanı
A_x	: modül alın yüzey alanı
b	: kanal orta genişliği
b_b	: kanal taban genişliği
E_b	: siyah cismin ışıınım yayma gücü
F	: şekil faktörü
g	: yer çekimi ivmesi
J	: giden ışıınım gücü
H	: modül yüksekliği
h	: ısı taşınım katsayısı
k	: ısı iletim katsayısı
l	: kanat uzunluğu
n	: kanal sayısı
U	: ısı geçiş katsayısı
P	: çevre
R	: ısı geçişi direnci
s	: modüller arasındaki mesafe
Q_c	: taşınımla kanatlardan geçen ısı
Q_i	: ışıınımla kanatlardan geçen ısı
Q_g	: ısıtıcıda üretilen ısı
Q_l	: panel arkasından kaybedilen ısı
Q_t	: kanatlardaki toplam ısı geçişi
q''	: ısı akısı
T_s	: kanat modülü ortalama yüzey sıcaklığı
T_a	: hava giriş sıcaklığı
t	: kanat kalınlığı
w	: ölçüm hatası

Yunan sembolleri

α	: ısı difüzyon [m^2/s]
β	: hacimsel ısı genleşme katsayısı [$1/K$]
ϵ	: yüzey yayma oranı [-]
η	: kanat verimi [-]
ρ	: yoğunluk [kg/m^3]
σ	: Stefan-Boltzman sabiti
ν	: dinamik viskozite [m^2/s]

Boyutsuz sayılar

Gr	: Grashof sayısı
Pr	: Prandtl sayısı
Ra	: Rayleigh sayısı
Nu	: Nusselt sayısı

İşinım hesaplarında kullanılan indisler

1	: kanal taban yüzeyi
2	: kanat yüzeyleri
3	: dış ortam

Termodinamik özellikler için indisler

a	: hava giriş sıcaklığında
f	: film sıcaklığında (yüzey ile hava giriş sıcaklığının ortalaması)

U KESİTLİ AYRIK DÜŞEY KANATLARDA DOĞAL TAŞINIMIN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

ÖZET

Endüstrideki ısıtma ve soğutma uygulamalarının kullanıldığı birçok mühendislik sistemi doğal taşınım ile ısı geçişinden yararlanmaktadır. Doğal taşınım ile ısıtılan ve soğutulan sistemlerde, yeterli ısı geçişinin sağlanabilmesi için genellikle genişletilmiş yüzeyler kullanılmaktadır. Teknolojinin özellikle elektrikli cihazların gelişmesi ile birlikte, daha fazla ısıyı daha küçük alandan atma ihtiyacı, kullanılan kanatlı yapıların daha etkin tasarlanmasını gerektirmektedir.

Doğal taşınım ile ısı geçişinin olduğu yüzeylerde, yoğunluk farkı sebebiyle hareket eden akışkan, yüzey ile arasında ısı sınır tabaka oluşturmaktadır. Yükseklik boyunca ısı sınır tabakanın gelişmesi, ısı taşınım katsayısının azalmasına ve kanatlardan geçen ısı miktarının düşmesine sebep olmaktadır. Endüstriyel uygulamalarda ısı sınır tabakanın dağıtılarak ısı taşınım katsayısının artırılması yaygın olarak kullanılan bir yöntemdir. Kanatlar üzerine açılan kapakçıklar veya panjurlar bu prensibin kullanıldığı uygulamalardan bazılarıdır.

Bu tez çalışmasında, düşey konumdaki U kesitli kanatlar kullanılarak doğal taşınım deneyleri yapılmaktadır. Yapılan çalışmada, düşey olarak konumlandırılmış 2 adet U kesitli kanat modülü aralarında mesafe bırakılarak ısıtılmaktadır. Kanat modülleri arasında mesafe bırakılması, doğal taşınım ile meydana gelen ısı sınır tabakanın iki kanat arasında bozulmasına ve üst kanatta tekrar gelişmeye başlamasına neden olmaktadır ve ortalama ısı taşınım katsayısını arttırmaktadır. Özellikle yüksekliği fazla olan kanatlarda yapılan böyle bir iyileştirme ile kanatlarda geçen toplam ısı azalmadan, malzeme ve ağırlıktan kazanç sağlanabilmektedir.

Deneylerde paralel güç kaynağı kullanılarak elektrikli ısıtıcılar ile alt ve üst kanat modüllerine aynı miktarda ısı verilmektedir. Kanat modüllerinin alüminyum malzemeden üretilmiş olması, modüller içerisinde sıcaklıkların birbirine yakın değerler almasına yol açmaktadır. Bu yüzden modül içerisindeki sıcaklık değerleri de sabit kabul edilmektedir. Ancak modüllerin ayırık olması, modüller arasındaki sıcaklıkların da farklı olmasına yol açmaktadır. Üst modül, alt modüle göre çok daha yüksek sıcaklıklara sahip olmaktadır.

Bu çalışmadaki sıcaklık dağılımları incelendiğinde, elektrikli cihazlar gibi sabit ısı akısı olan yüzeylerin, alüminyum ve benzeri ısı iletim katsayısı yüksek olan kanatlı yapılarla soğutulduğu uygulamalara uygun bir deney modeli olmaktadır.

Bu tez kapsamında, arka yüzeylerinden eşit miktarlarda ısı verilen ayırık kanat modülleri kullanılarak doğal taşınım deneyleri gerçekleştirilmiştir. Deneylerde üst ve alt kanat modüllerinin aralıkları 0 ile 25 mm arasında değiştirilmiştir. Ayrıca modül arkasından verilen ısı akıları değiştirilerek, kanat modüllerinden sıcaklıklar ve toplam ısı geçişi miktarları ölçülmüştür.

Yapılan deneylerde Rayleigh sayıları U kesitli kanallar için ısı akılarına göre hesaplanmaktadır ve 5 ile 50 arasında değerler almaktadır. Bu Rayleigh aralığında akış

laminer olarak kabul edilmektedir. Farklı kanat modülleri arasındaki mesafe için ısı taşınım katsayıları ve Nusselt boyutsuz sayıları karşılaştırılmaktadır ve böylece kanat modülleri arasındaki mesafenin etkileri görülmektedir. Ayrıca kanat modülleri arasındaki mesafe bir parametre olarak boyutsuzlaştırılarak, yeni bir Nusselt korelasyonu geliştirilmektedir. Böylece geliştirilmiş olan Nusselt korelasyonu ile farklı kanat modülleri arasındaki mesafeler için de Nusselt sayısı ve ısı taşınım katsayısı öngörülebilmektedir.

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF NATURAL CONVECTION IN FIN MODULES WITH U SHAPE

SUMMARY

Heating and cooling via natural convection are utilized in many types of industrial applications because of some advantages. The applications under natural convection are relatively trouble-free, noise-free and cost efficient compared to applications under forced convection. Extended surfaces are being used extensively on many types of applications under natural convection to provide additional free convection surface and supply adequate heat transfer. As a result of developments in technology and decreasing sizes of electrical devices, fin surfaces are required to design efficiently. Many works regarding to fin efficiency are being carried on by researchers and engineers.

U shapes channels have a lot of benefits, compared to other shapes in terms of heat transfer via natural convection. The heat convection coefficients of U shaped channels are lower than those of flat plates due to side restrictions, whereas, they have wider convection surfaces. Compared to enclosed ducts and parallel plates, U shaped channels have higher heat convection coefficients because of the horizontal inflow to the duct.

During natural convection, temperature difference in fluid leads to occurrence of upward or downward flow and thermal boundary layer is developed on the surfaces. Thermal boundary layer is growing along the height, and as result, the heat transfer coefficient and total amount of heat dissipation decreases.

One of the methods for increasing average heat convection is distortion of the boundary layer. There are many applications such as louvers which use this method in the industry.

This study was conducted in two stages. The aim of the first stage is to verify experimental apparatus and measurement system. Second stage's aim is to investigate the effects of module gap on heat transfer via natural convection. In the test apparatus, the fixture was made of wood in order to keep experiment parts at a constant position. The parts, including fin modules, heaters and insulations, were assembled on this fixture. Aluminum fin modules used in the experiments were produced by extrusion method. Their width is 84.4mm and there are nine U shaped channels. Channels' perimeter and mean fin space are measured and found as 80.8mm and 7.02mm. The fin modules were positioned vertically. Thus, the heat transfer experiments are conducted on vertical channels.

During the experiments, parallel power supply provided the desired voltage difference between two junctions of resistance and heat was generated accordingly. The heaters were made by positioning the resistance wires between two mica plates. The vertical fin modules were attached facing the front surface of the heaters. Thick insulation plates were put to the back side of the heaters in order to decrease loss of heat.

Therefore, most of the generated heat was transferred through to fin modules to ambient air.

Measurement system used in this study collected temperature, heat flux, voltage and current values. Firstly, voltage and current values were acquired at the end junctions of resistance at the end of each tests. Generated heat can be calculated by using these values. Secondly, the heat flux values were measure at the back side of heaters, consequently, loss of heat and heat transferred to air through fin modules are found. Temperatures were measured on the fin modules by inserting the thermocouples on fin and channel bases. Some thermocouples were placed on fin surfaces in three difference section. In additional, two small thermocouple wires were embedded inside small copper blocks and they were used for measuring ambient temperature. They were left hanging underneath the fin modules.

At the first stage of the study, only one fin module with U shaped channels, which has a height of 200mm, were used in the experiments. 14 tests were conducted for different heat fluxes at this stage. Firstly, total heat dissipation from fin module were calculated for each test. Total heat transfer is the sum of natural convection and radiation. Temperature distributions along the height of module and fin length are presented in the thesis. They show that temperature values on fin module are close to each other and no temperature gradient can be observed significantly due to high thermal conductivity of aluminum. For these reasons, the fin module base temperature values are assumed to be constant and calculated by averaging.

The fin surface temperature is slightly lower than base temperature, it has been taken into account for radiation calculation. The heat transfer via natural convection were calculated by subtracting the radiation heat transfer from total heat transfer. Then, Rayleigh and Nusselt dimensionless numbers are calculated and Rayleigh numbers in the experiments are between 6.5 and 50. It means that the flow is laminar. Finally, the results were compared to the correlations in the literature which have been used in U-shaped and laminar natural convection. Consequently, it is revealed that the experimental results are in a good agreement with the correlations; measurement system and calculation methods are verified.

At the second stage of the study, two identical aluminum fin modules were situated one above the other. They were separate and there was no connection between them. Fin positions could also be arranged so that the gap between the modules could be changed. In the experiments, the module system was tested for 5 different gap values, 0.0 mm, 7.5mm, 13.9mm, 19mm and 25mm. The aim of this stage is to investigate the effects of module gap on heat convection and to make a Nusselt correlation including the gap as variable.

In the two-module experiments, the modules were heated equally. Temperature distributions on fin modules were prepared and analyzed. For each fin module, the temperature distribution was uniform as it was for the one-module experiments. However, lower and upper modules had very different temperatures. The temperatures of upper module are higher than the lower module. Because the temperature of the air entry the fin zone of the upper module is higher than ambient temperature, for calculation the Rayleigh numbers the heat flux was used instead. Rayleigh and Nusselt numbers are calculated for whole fin module system based on experimental results. Then Nusselt correlations are drawn and compared for different module gaps. It can be shown that the Nusselt number values are increasing with the gap size.

In conclusion, a new Nusselt number correlation has been derived including Rayleigh number and the gap number which is rendered dimensionless. Nusselt number correlation below can be used for this geometry and Rayleigh numbers between 6 and 20 which are calculated by using heat flux.

$$Nu_s = 0.2359 \cdot Ra^{0.3168} \cdot \left(1 - \frac{S}{H}\right)^{-0.9833}$$

In this study the effect of module gap on heat transfer rate were examined for one fin geometry only. The results have shown that increasing the gap between fin modules helps to increase convection heat transfer rate. Many studies in literature have investigated the effect of vary fin geometric parameters on heat transfer rate. However, there is no study in the literature which examines the optimum fin geometric parameters for separate fin modules and different gap distance. As the results of this study, it can be recommended to consider the module gap as a parameter for optimization studies.

1. GİRİŞ

Birçok mühendislik sistemi çalışırken istenen veya istenmeyen ısı üretilmektedir. Açığa çıkan bu ısı, bir ortamın ısıtılması için kullanılabilceği gibi, birçok uygulamada mühendislik sisteminin düzgün ve sorunsuz çalışmasını için uzaklaştırılması gerekmektedir. Her mühendislik sisteminin kararlı ve verimli çalışması için malzeme ve tasarımın izin verdiği sıcaklıklar aralığında tutulması gerekmektedir. Makine veya cihazlar için temel bozulma nedenlerinden biri, tasarım dışı yüksek veya düşük sıcaklıklar olmaktadır. Hatta mühendislik sistemlerinde sıcaklıkların çok değişken olması da malzeme içinde zararlara sebep olabilmektedir ve bu yüzden genellikle istenmeyen bir durumdur.

Fan veya pompa kullanılarak gerçekleşen zorlanmış taşınımında, ısı geçiş katsayısının yüksek olmasından dolayı yaygın kullanım alanları olsa da, doğal taşınım ile karşılaştırıldığında birçok dezavantajları bulunmaktadır. Öncelikle iyi tasarlanmış bir doğal taşınım ile ısı geçişi, fan veya pompanın kullanılmamasından dolayı sessiz ve ekonomiktir. Ayrıca fan ve pompanın bozulma ihtimali olmadığı için güvenilirdir ve sıcaklıkların değişimlerinde sıçramalar olmadığı için malzeme de ısıl sebeplerden kaynaklı hasarlar daha az olacağı için daha sağlam olduğu söylenebilir.

Doğal taşınım ile ısı geçişinin tasarımında yaşanan sorunlardan biri yeterli akışkan hareketinin sağlanamaması ve dolayısıyla ısı taşınım katsayısının düşük kalması olmaktadır. Özellikle elektronik sistemlerin kullanımının artması ve elektronik cihazların gittikçe küçülmesiyle birlikte, bu sistemlerin ürettikleri ısılar daha küçük bir alandan ve daha etkin bir şekilde atılması önem kazanmaktadır.

Daha fazla ısının, daha küçük alandan ve daha etkin olarak atılma ihtiyacı, doğal taşınım ile ısı geçişinin tasarlandığı sistemler için, çoğu zaman kanatlı yüzeylerin kullanılmasını zorunlu kılmaktadır. Doğal taşınım ile ısı geçişi olan kanatlar endüstride düşey ve yatay hatta farklı açılarda kullanılmaktadırlar. Ancak doğal taşınım ile ısınan veya soğuyan akışkan yerçekimi doğrultusunda hareketini gerçekleştirdiği için genellikle kanatların düşey olarak konumlandırılması tercih

edilmektedir. Ayrıca doğal taşınım olan birçok mühendislik sistemi için aynı zamanda ışınlama ile ısı geçişi de göz önüne alınması gereken büyüklüklerde olmaktadır.

Doğal taşınımında akışkan, sıcaklık farkından kaynaklanan buoyancy kuvveti etkisiyle hareket etmektedir ve hareketi sırasında kanat yüzeylerinin sebep olduğu viskoz kuvvetleri de yenmek zorundadır. Doğal taşınımın en önemli parametrelerinden biri olan ve akışın karakteristiğini de anlaşılmasında yardımcı olan Grashof boyutsuz sayısı, buoyancy kuvvetleri ile viskoz kuvvetlerin oranı olarak tanımlanmaktadır. Doğal taşınımında Grashof sayısı akışkanın özellikleri dışında, sıcaklık farkına ve geometriye bağlıdır. Kanatlar için kullanılan Grashof sayısının formülü aşağıda verilmektedir.

$$Gr_b = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_a) \cdot \left(\frac{b^4}{H}\right)}{v^2} \quad (1.1)$$

Bir başka deyişle kanat geometrisi, doğal taşınım üzerinde, yalnız ısı geçişi alanını değil, ısı taşınım katsayısını da etkilemesinden dolayı büyük önem arz etmektedir.

Öyle ki literatür araştırılmasında daha ayrıntılı değinildiği üzere, kanat dizilerindeki kanal açıklığı, kanat uzunluğu ve kalınlıkları için birçok araştırmacı tarafından yapılmış çeşitli optimizasyon çalışmaları bulunmaktadır. Bu çalışmalarda görülmektedir ki, doğru kanat geometrisi tasarımı önemli ölçüde ısı geçişinde artış sağlamaktadır.

Doğal taşınım ile ısı geçişinde, bilindiği üzere ısı geçişinin olduğu yüzeye akışkan arasında ısı sınır tabaka oluşmaktadır. Sıcak olan bir yüzeyden akışkana ısı geçtiği durum için, kanal yüzeyinde yükseklik arttıkça, ısı sınır tabakanın kalınlığı da artmaktadır. Bunun sonucunda yerel ısı taşınım katsayısı, tam gelişmiş akış oluncaya kadar, yükseklik boyunca düşer ve kanatlardan akışkana ısı geçişi kötüleşir.

Isıl sınır tabakanın gelişerek, ısı geçişini olumsuz etkisini azaltmak için kanal geometrisinde optimizasyon yapılmasının dışındaki bir diğer yöntem ısı sınır tabakanın dağıtılmasıdır. Endüstride bu yöntem uygun olarak kanat yüzeylerinde, kapakçıklar ve panjurların açılmaktadır. Aynı prensipten yararlanarak kanatlar arasının açılması da, yüzey ile akışkan arasındaki ısı sınır tabaka dağılarak yeniden oluşmaya zorlanmaktadır. Bunun sonucu olarak kanat yüzeylerinde ısı taşınım katsayısı artmaktadır.

Taşıymıla ısı geçişini etkileyen birçok faktör olsa da, ısı geçişi denklemine indirgendiğinde ısı taşıym katsayısı, alan ve sıcaklık farkının çarpımı olmaktadır. Isı geçişinin artışıını sağlayabilmek için, yalnız ısı taşıymı katsayısının artması her zaman olumlu sonuç vereceği anlamına gelmemektedir. Kanatlar arasında boşluk bırakılması ısı taşıym katsayısını arttırırken, çoğu zaman yzey alanının azalmasına sebep olmaktadır. Mühendislik sistemlerinin tasarımıında, mühendislerin daha ekonomik ve daha efektif tasarım yapmak için, kanatlar arasında bırakılan boşluğunda optimize edilmesi ve karşılaşılan probleme göre hesap yapılması gerekmektedir.

1.1 Tezin Amacı

Bu tez çalışmasında, dűşey konumdaki U kesitli kanatların ayrıık olarak kullanılması ve aralarında mesafeler bırakılarak konumlandırılması halinde, kanatlardaki doğal taşıymıla ısı geçişi incelenmektedir. Deney sisteminde birbirinin aynısı iki adet alüminyum kanat modűlü kullanılmaktadır ve kanat modűlleri arka taraflarından elektrikli ısıtıcılar ile ısıtılmaktadır.

Kanat yzeylerinde ısıl sınır tabakanın, kanat yzsekliği boyunca gelişmesi, ısı taşıym katsayısının dűşmesine ve ısı geçişinin kűtűleşmesine sebep olmaktadır. Bu durumun, özellikle yzsekliği fazla veya kanaların açıklığı az olan kanat modűllerinde etkisi daha fazla olmaktadır. Kanatların ayrıık ve aralarında mesafe bırakılmasıyla, ısıl sınır tabakanın bozularak űst kanatta tekrar gelişmeye başlamasına neden olmaktadır. Bűylece kanat modűlü için ortalama ısı taşıym katsayısı artmaktadır.

Bu deneysel çalıřma da, űst ve alt kanat modűlleri arasındaki mesafeler deėiřtirilerek ısı geçiři deneyleri yapılmıřtır. 5 farklı kanat mesafesi ve birçok farklı ısı gűcűnde yapılan deneyler sonucunda; kanat modűlleri arasındaki mesafenin deėiřiminin, taşıymıla ısı geçiřine etkileri parametrik olarak incelenmektedir.

Kanat modűlleri arasındaki mesafe arttııka, ısı taşıym katsayısının artacaėı űngűrűlmektedir. Bu alıřma modűller arasındaki mesafenin, ısı geçiři ve Nusselt korelasyonu űzerine etkisini deneysel olarak incelemeyi amaçlamaktadır. Bűylece endűstride çok geniř bir uygulama alanı kanatlı yapılarda kullanılabilir doėal taşıym ile ısı geçiři korelasyonlarının elde edilmesi amaçlanmaktadır.

1.2 Literatür Araştırması

Düşey yüzeylerden doğal taşınım ile ısı geçişi ile ilgili çalışmalar 1940lı yıllardan başlamaktadır. Elenbaas, paralel yüzeyler ve kapalı kesitli düşey kanallar için deneyler yapmış ve deneylere uygun ısı geçişi korelasyonları türetmiştir. Aynı zamanda akışkanın yoğunluk farkından dolayı hareket etmesine engel olan viskoz kuvvetler için geometrilere uygun bağıntılar geliştirmiş ve bu etkileri ısı geçişi korelasyonlarında parametre olarak düzenlemiştir. (Elenbaas, 1942) (Elenbaas, 1942)

Kanatlarda doğal taşınım ile ısı geçişi konusunda yapılan erken çalışmalardan biri 1963 yılında Starner ve McManus tarafından yapılmıştır. Sabit kanat yüzeyi sıcaklıklarına sahip düşey kanat diziler, yatay, 45° ve dikey konumlandırılarak ısı geçişi deneyleri yapılmıştır ve ısı taşınım katsayıları elde edilmiştir. Bunun sonucunda kanat uzunlukları kısa olması durumunda yatay olarak konumlandırmanın da uygun olabileceği sonucuna varılmaktadır. Ayrıca Starner tarafından yapılan bu çalışma, kanatlar arasındaki genişliğin arttıkça ısı taşınım katsayısının iyileştiğini ortaya koymaktadır, bir başka deyişle sınır tabakaların dar kanat dizilerinde daha erken geliştiği sonucuna varmaktadır. (Starner & McManus, 1963)

Aihara tarafından, kanatları bakırdan imal edilmiş, düşey U kesitli kanat dizileri kullanılarak geniş bir aralıkta deneysel çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalar sonucunda kanat geometrisi, kanat ile havanın ısı iletim katsayıları oranı (k_c/k_a) ve sıcaklıkların ortalama ısı geçişine etkileri incelenmektedir. Ayrıca kanatların etkenliğinin, kanat aralığına bağlı olduğunu ortaya koyan bu çalışmada, maksimum kanat etkenliği için Rayleigh sayısına bağlı olarak optimum kanat aralığı bağıntısı ortaya konmaktadır. Aynı zamanda Rayleigh sayısının artışıyla, optimum kanat aralığının azaldığı gösterilmektedir. (Aihara, 1970)

Welling ve Wooldridge tarafından yapılan düşey konumdaki U-kesitli kanatlar için doğal taşınım deneylerinde, çok daha güvenilir deney düzeneği ve ölçüm sistemi kullanılarak ısı taşınım katsayıları bulunmaktadır ve Nusselt korelasyonu verilmektedir. Bu çalışmada kanat uzunlukları kısa tutularak, yüzey sıcaklıkları sabit kabul edilmektedir. Bu çalışmanın deney sonuçları göstermektedir ki, kanatlardaki Nusselt korelasyonu, düz levhadakilerden kötü ve kapalı kesit kanallardakilerden iyi olmaktadır. Bunun sebebinin yalnızca viskoz kuvvetler olmadığı ve serbest ortama

hava akışı olmasından da kaynaklandığı ortaya konmaktadır. (Welling & Wooldridge, 1965)

Van de Pol ve Tierney tarafından yapılan çalışmada, Elenbaas ve Welling tarafından yapılmış deney sonuçları kullanılarak, U kanallar için geniş bir geometrik aralıkta kullanılabilir Nusselt korelasyonu geliştirilmektedir. (Van De Pol & Tierney, 1973)

Bar-Cohen tarafından yapılmış olan çalışmada, kanat kalınlığı ve kanal aralığı için optimizasyon çalışması yapılmaktadır. Böylece kanatların geometrisini optimize etme ve daha az malzeme kullanma yolları araştırılmaktadır (Bar-Cohen, 1979). Benzer bir çalışma Yazıcıoğlu ve Yüncü tarafından gerçekleştirilmektedir. Bu çalışmada amaç farklı yüksekliklerde ve farklı uzunluklardaki kanatlar için en fazla ısı geçişini sağlayabilecek kanat aralığını deneysel olarak bulmaktadır. (Yazıcıoğlu & Yüncü, 2007)

Leung ve Probert kanat modülleri arasından malzeme çıkararak ısı geçişine etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Yapılan deneylerde tüm kanat sisteminin sabit sıcaklıkta tutulması istenmiş ve bu yüzden sisteme değişken ısı güçleri verilmektedir. Sabit yüzey sıcaklığına sahip olan kanat sistemi için ortasında bırakılan boşluğa bağlı olarak, toplam ısı geçişi hesaplanmaktadır. Bu çalışmanın sonuçlarına sabit sıcaklıkta bulunan kanat sisteminde yaklaşık 10mm mesafeye kadar ısı geçişi miktarında azalma olmasına rağmen sonrasında tekrar artışa geçmektedir ve 20 mm aralık bırakıldığı durum için kanat sistemi başlangıçtaki ısıyı havaya aktarabilmektedir. Böylece aynı ısı %10a kadar malzeme tasarrufu sağlanması mümkün olmaktadır. (Leung & Probert, 1997)

2. DOĞAL TAŞINIM TEORİSİ VE DENEYSEL KORELASYONLAR

Bir akışkan ortamı içerisinde bulunan cismin sıcaklığı, akışkanın sıcaklığı ile aynı değil ise sistemde ısı denge olmadığı ve cisimle akışkan arasında ısı geçişi olduğu kabul edilir. Aynı zamanda cismi saran akışkanın, cismin yüzeyi ile temas ettiği noktada yüzeyin sıcaklığında olduğu kabul edilir. Böylece akışkan içerisinde iletim ile ısı transferi olmaya başlar. Çok küçük sıcaklık farkları için temel ısı geçişi mekanizması bu şekilde olmaktadır. Sıcaklık farkları arttıkça ise akışkan içerisinde sıcaklıklar üniform olarak dağılmaz ve bu durum sıcaklıklara bağlı olarak yoğunluklarında akışkan içerisinde farklılık göstermesine sebep olur. Akışkanın yoğunluk farkı akışkanın hareketine ve ısının taşınmasına sebep olur. Yoğunluk farkının dolaylı olarak da sıcaklık farkının sebep olduğu bu ısı geçişi doğal taşınım olarak tanımlanmaktadır. Doğal taşınımında akışkanın basıncı her nokta için sabit olarak düşünülmektedir.

2.1 Korunum Denklemleri

Doğal taşınımında ısı ve hidrolik sınır tabakalar birbirinde ayrı düşünülemez, çünkü akışkan içerisindeki sıcaklık farkı akışkan hareketine sebep olmaktadır ve akışkanın hareketi ısı transferine yol açmaktadır. Doğal taşınımında akışkan hareketini yoğunluk (kütle), yüzey ve atalet kuvvetleri belirlemektedir. Kütle, momentum ve enerji korunum denklemleri de bu kuvvetlere göre düzenlenmektedir. Genel korunum denklemlerinin genel hali aşağıdaki gibidir. (Martynenko & Khramtsov, 2005)

Kütle Korunumu,

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \cdot u_j) = 0 \quad (2.1)$$

Momentum Korunumu,

$$\rho \left(\frac{\partial u_i}{\partial \tau} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = \rho F_i + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_j}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (2.2)$$

Enerji Korunumu,

$$\begin{aligned} \rho \cdot c_p \left(\frac{\partial T}{\partial \tau} + u_j \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) &= Q_v + \beta \cdot T \left(\frac{\partial p}{\partial \tau} + u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \\ &+ \mu \left[\frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)^2 - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_j} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (2.3)$$

olmaktadır. $F_i = -g_i$ değeri doğal taşınım için yerçekimi kuvveti olmaktadır. Ayrıca korunum denklemleri içindeki yoğunluk (ρ) değeri sıcaklık (T) ve basınca (p) bağlıdır ve termodinamik özelliklerden elde edilebilir.

Basınç ve sıcaklık farklarının çok düşük değerler alması durumunda, yoğunluktaki değişimde aynı şekilde küçük olmaktadır. Boussinesq yaklaşımı ile yoğunluktaki değişim için sıcaklık ve basınca bağlı olarak yaklaşık bir hesap yapmak mümkündür. Doğal taşınımında basınçların değişimi göz önüne alınmadığı durumda, Boussinesq yaklaşımı daha da basitleşir ve yoğunluk hesabı için sıcaklık farkına bağlı olarak aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\rho = \rho_{av} (1 - \beta \cdot \theta) \quad (2.4)$$

Böylece Boussinesq yaklaşımı yapılabilen durumlar için doğal taşınım için korunum denklemleri yeniden düzenlenirse,

Kütle Korunumu,

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \quad (2.5)$$

Momentum Korunumu,

$$\frac{\partial u_i}{\partial \tau} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -g_i \beta \theta + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (2.6)$$

Enerji Korunumu,

$$\begin{aligned} \frac{\partial \theta}{\partial \tau} + u_j \frac{\partial \theta}{\partial x_j} + u_j \left(\frac{\partial T_\infty}{\partial x_j} - \frac{g_j \beta T}{c_p} \right) \\ = \frac{\Delta Q_v}{\rho c_p} + \frac{\beta T}{\rho c_p} \frac{\partial p}{\partial \tau} + \frac{\beta T u_j}{\rho c_p} \frac{\partial p}{\partial x_j} + \alpha \frac{\partial^2 \theta}{\partial x_j^2} + \frac{\nu}{2c_p} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)^2 \end{aligned} \quad (2.7)$$

elde edilir.

2.2 Doğal Taşınımında Sınır Tabaka Denklemleri

Korunum denklemleri, sınır tabaka için yazıldıktan ve denklem içerisindeki parametreler boyutsuzlaştırıldıktan yapıldıktan sonra korunum denklemleri tekrar düzenlenirse,

Kütle Korunumu,

$$\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial \bar{x}_j} = 0 \quad (2.8)$$

Momentum Korunumu,

$$\frac{1}{Zh Gr^{1/2}} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial \bar{\tau}} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial \bar{x}_j} = -\bar{g}_i \theta + Gr^{-1/2} \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial \bar{x}_j^2} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}_i} \quad (2.9)$$

Enerji Korunumu,

$$\begin{aligned} \frac{1}{Zh Gr^{1/2}} \frac{\partial \theta}{\partial \bar{\tau}} + \bar{u}_j \left(\frac{\partial \theta}{\partial \bar{x}_j} + \frac{\partial \theta_\infty}{\partial \bar{x}_j} \right) + Ec \bar{u}_j \bar{g}_i (\theta + \theta_\infty) \\ = \frac{Os}{Pr Gr^{1/2}} \Delta Q_v + Ec \bar{\varepsilon}_1 (\theta + \theta_\infty) \left(\frac{Gr^{1/2}}{Zh} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{\tau}} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}_j} \right) \\ + \frac{1}{Pr Gr^{1/2}} \frac{\partial^2 \theta}{\partial \bar{x}_j^2} + \frac{1}{2} \frac{Ec}{Gr^{1/2}} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial \bar{x}_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial \bar{x}_i} \right)^2 \end{aligned} \quad (2.10)$$

elde edilir. Boyut uzlaştırmada kullanılan parametreler ve eşitlikler Martynenko tarafından hazırlanmış olan “Free-Convective Heat Transfer” kitabından takip edilebilir. Bu denklemler ile gösterilmek istenen, genel bir doğal taşınım korunum denklemlerinin hangi boyutsuz sayılara bağlı olduğudur. Ayrıca bu denklemler bu sayıların etkilerinin daha iyi anlaşılmasına yardımcı olması açısından verilmektedir. Buradan hız, sıcaklık ve basınç değerlerinin aşağıdaki boyutsuz sayıların birer fonksiyonu olduğu görülebilir.

$$\begin{aligned} u_i &= f_i(\bar{x}_i, \bar{\tau}, Zh, Gr, Pr, Os, Ec, \varepsilon_1; P_k) \\ \theta &= f_4(\bar{x}_i, \bar{\tau}, Zh, Gr, Pr, Os, Ec, \varepsilon_1; P_k) \\ \Delta p &= f_5(\bar{x}_i, \bar{\tau}, Zh, Gr, Pr, Os, Ec, \varepsilon_1; P_k) \end{aligned} \quad (2.11)$$

P_k geometrik özellikleri içinde barındıran boyutsuz bir sayıdır.

Yüzeyden ısı geçişini veren denklem yazılır ise;

$$h\theta_w = -k \left(\frac{\partial \theta}{\partial x_i} \right)_w \quad (2.12)$$

elde edilir. Denklemin boyutsuzlaştırılmasıyla birlikte,

$$Nu = -\frac{1}{\theta_w} \left(\frac{\partial \theta}{\partial \bar{x}_i} \right)_w \quad (2.13)$$

Nusselt boyutsuz sayısının formülasyonu bulunur. Burada Nusselt sayısının sıcaklık değişimine bağlı oldu ve dolayısıyla,

$$Nu = f_6(\bar{x}_l, \bar{\tau}, Zh, Gr, Pr, Os, Ec, \varepsilon_1; P_k) \quad (2.14)$$

En genel haliyle yukarıdaki boyutsuz sayıların bir fonksiyonu olduğu söylenebilir. Sürekli rejim için ortalama Nusselt sayısı düşünüldüğünde ise, koordinat ve zamana bağlı olan Zh, Os, Ec boyutsuz sayıları düşer. Grashof sayısının ε_1 'i içerisinde barındırdığı düşünüldüğünde ise Nusselt sayısı,

$$Nu = f_7(Gr, Pr; P_k) \quad (2.15)$$

Değişkenlerine bağlı olduğu görülebilir. Akışkan olarak hava yani Pr değeri 1'in mertebesi olduğu düşünülerek mertebe analizini yapılır. Buna göre viskoz akışkanın düşük hızlarda hareket ettiği durumlar için, atalet kuvvetlerinin diğer kuvvetlerin yanında ihmal edilebilir. Böylece korunum denklemlerinden, (Martynenko & Khramtsov, 2005)

Kütle Korunumu,

$$\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial \bar{x}_j} = 0 \quad (2.16)$$

Momentum Korunumu,

$$\bar{g}_i \theta + \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial \bar{x}_j^2} - \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}_i} = 0 \quad (2.17)$$

Enerji Korunumu,

$$\bar{u}_j \left(\frac{\partial \theta}{\partial \bar{x}_j} + \frac{\partial \theta_\infty}{\partial \bar{x}_j} \right) = \frac{1}{Ra} \frac{\partial^2 \theta}{\partial \bar{x}_j^2} \quad (2.18)$$

Denklemleri elde edilir ve Nusselt sayısının yalnızca Grashof ve Prandtl sayısının çarpımı olan Rayleigh ve geometriye bağlı olduğu görülmüş olur.

$$Nu = f_7(Ra; P_k) \quad (2.19)$$

2.3 Açık Kanallarda ve Kanatlarda Doğal Taşınım Korelasyonları

Doğal taşınım ile ısı geçişi olan birçok geometri için farklı Nusselt korelasyonları literatürde mevcuttur. Bu korelasyonlar geometrik özelliklere, Rayleigh ve Prandtl sayılarına göre hesaplanmaktadır ve birçok endüstri problemi için çeşitli kabuller yapılarak kullanılmaktadır. Bunlardan bazıları bu bölümde anlatılmaktadır. Deneysel akış laminar olduğu için korelasyonlarda da laminar olanlar verilmektedir.

2.3.1 Sabit sıcaklıktaki düşey levha için taşınım korelasyonu

Sabit yüzey sıcaklığında düşey levha için Churchill tarafından verilen Nusselt korelasyonu aşağıdaki gibidir. Bu korelasyon literatürdeki birçok deneysel veriden yararlanılarak düzenlenmiştir. Rayleigh değerinin 10^9 değerinden küçük olması akış laminar kabul edilmektedir ve korelasyon $Ra < 10^9$ dan küçük olduğu durumlarda kullanılmaktadır (Churchill, 1983).

$$Nu_l = \frac{2.0}{\ln \left(1 + \frac{2.0}{\bar{C}_l Ra_L^{1/4}} \right)} \quad (2.20)$$
$$\bar{C}_l = \frac{0.671}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{4/9}}$$

C_l değeri akışkanın Pr değerine bağlı olarak bulunan bir katsayıdır ve hava için hesaplandığında 0.515 değeri bulunur. Levha uzunluğunun L olarak alınması durumunda, Rayleigh değeri sabit yüzey sıcaklığına göre aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$Ra_L = \frac{g \cdot \beta_a \cdot (T_w - T_a) \cdot L^3}{\nu_f \cdot \alpha_f} \quad (2.21)$$

2.3.2 Sabit ısı akısı olan düşey levha için taşınım korelasyonu

Levhalarda sabit ısı akısı olması durumunda, yüzey sıcaklıkları farklı değerler almaktadır ve bu yüzden literatürdeki Nusselt ve Rayleigh korelasyonları farklı hesaplanmaktadır.

Nusselt sayısı için aşağıdaki denklem kullanılarak hesaplanmaktadır. Denklem içerisindeki sıcaklık farkı değeri hesaplanırken, levhanın orta yüksekliğindeki sıcaklık değerleri kullanılmaktadır.

$$Nu_b = \frac{q_c'' \cdot L}{(T_{w1/2} - T_a) \cdot k_f} \quad (2.22)$$

Rayleigh sayısı için ise ısı akısına göre hesaplanmaktadır ve Ra^* olarak gösterilmektedir.

$$Ra_b^* = \frac{g \cdot \beta_f \cdot q_c'' \cdot L^4}{\nu_f \cdot \alpha_f \cdot k_f} \quad (2.23)$$

Isı akısına göre hesaplanan Ra^* değerinin, sıcaklık farklarına göre tanımlanmış olan Ra değeri ile arasında, aşağıdaki gibi bir ilişki bulunmaktadır.

$$Ra_b^* = Ra_b \cdot Nu \quad (2.24)$$

Levhalarda sabit ısı akısı için kullanılan Rayleigh sayısı (Ra^*), 10^{12} değerinin altında akış laminer olmaktadır (Rohsenow, Hartnett, & Cho, 1998).

$$Nu_l = \frac{1}{\ln \left(1 + \frac{1.0}{\bar{H}_l (Ra^*)^{1/5}} \right)} \quad (2.25)$$

$$\bar{H}_l = \frac{g \cdot \beta_a \cdot (T_w - T_a) \cdot L^3}{\nu_f \cdot \alpha_f}$$

H_l değeri olarak akışkanın Pr değerine bağlı olarak yukarıdaki formül ile hesaplanır. Hava için H_l değeri 0.624 olmaktadır.

2.3.3 Sabit sıcaklıktaki paralel levhalar için Nusselt korelasyonu

İki paralel levha arasında doğal taşınım ile ısı geçişi olduğu durumda ısı sınır tabakaları belli bir yükseklikten sonra birbiri ile birleşmektedir. Bu duruma gelişmiş akış olarak tanımlanır ve ısı taşınım katsayısı sabitlebilir. Bu yüzden levhalar arası mesafenin doğal taşınım üzerinde önemli etkisi bulunmaktadır.

Rayleigh değeri hesaplanırken de karakteristik uzunluk olarak levhalar arasındaki mesafe (b) ve levhanın yüksekliği (H) değerlerinin ikisi de kullanılmaktadır. Rayleigh formülasyonu aşağıda gösterildiği gibi olmaktadır.

$$Ra_b = \frac{g \cdot \beta_a \cdot (T_w - T_a) \cdot b^3}{\nu_f \cdot \alpha_f} \frac{b}{H} \quad (2.26)$$

Bu geometri için yapılan deneylerde $Ra < 10$ ise akış tam gelişmiş olarak nitelendirilmektedir ve Nusselt sayısı,

$$Nu_{fd} = \frac{Ra_b}{24} \quad (2.27)$$

Formülasyonundan hesaplanır. Rayleigh değerinin $10 < Ra < 10^3$ arasında değerlerinde akış laminar olarak kabul edilmektedir. Bu durum için Aung tarafından hava ile yapılan ısı geçişi ölçümleri yapılmıştır ve aşağıdaki Nusselt korelasyonu elde edilmiştir (Aung, Fletcher, & Sernas, 1972)

$$\overline{Nu}_c = 1.20 \bar{C}_l Ra^{1/4} \quad (2.28)$$

2.3.4 Sabit ısı akısı olan paralel levhalar için Nusselt korelasyonu

Sabit ısı akısı için düzenlenmiş olan ısı taşınım korelasyonları, yüzeylerdeki sıcaklık değerlerinin değişiklik göstermesinden dolayı sabit ısı akısı olan levhada hesaplandığı gibi hesaplanmaktadır. Yalnızca geometrik olarak farklı olduğu için, karakteristik uzunluklar farklı alınmaktadır. Nusselt sayısı,

$$Nu_b = \frac{q_c'' \cdot b}{(T_{w1/2} - T_a) \cdot k_f} \quad (2.29)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Hesaplama levhaların orta yüksekliğindeki sıcaklık değerleri kullanılmaktadır. Rayleigh sayısı ısı akısına göre hesaplanmaktadır ve Ra^* olarak gösterilmektedir.

$$Ra_b^* = \frac{g \cdot \beta_f \cdot q_c'' \cdot b^4}{\nu_f \cdot \alpha_f \cdot k_f} \frac{b^4}{H} \quad (2.30)$$

Isı akısına göre hesaplanan Ra^* değerinin, sıcaklık farklarına göre tanımlanmış olan Ra değeri ile arasında, aşağıdaki gibi bir ilişki bulunmaktadır.

$$Ra_b^* = Ra_b \cdot Nu \quad (2.31)$$

Nusselt değerleri karşılaştırılırken bu bağıntı kullanılarak sıcaklık farkına göre hesaplanan Rayleigh değeri elde edilebilir.

Isı akısına bağlı olarak tam gelişmiş (Nu_{fd}) ve laminer (Nu_l) Nusselt korelasyonları aşağıda verilmektedir (Aung, Fletcher, & Sernas, 1972).

$$Nu_{fd} = 0.29(Ra_b^*)^{1/2} \quad Ra_b^* \leq 5$$

$$Nu = [(Nu_{fd})^m + (1.07 \bar{H}_l (Ra_b^*)^{1/5})^m]^{1/m} \quad Ra_b^* \leq 10^4 \quad (2.32)$$

Hava için düzenlenmiş bu denklemdeki $m=3.5$ dir. Ayrıca H_l değeri akışkanın Pr değerine bağlı olarak aşağıdaki gibi hesaplanır. Hava için ise 0.624 değeri bulunur

2.3.5 Sabit sıcaklıktaki açık kanallarda Nusselt korelasyonu

Çeşitli geometrilere kanallar içerisinde doğal taşınım ile ısı geçişinde Rayleigh sayısı hesaplanırken, karakteristik uzunluk olarak hidrolik yarıçap (r_h) ve yükseklik (H) kullanılır.

$$Ra_r = \frac{g \cdot \beta_a \cdot (T_w - T_a) \cdot r_h^3}{\nu_f \cdot \alpha_f} \frac{r_h}{H} \quad (2.33)$$









$$r_h = \frac{2A_s}{p}$$

Hava için de Elenbaas tarafından aşağıdaki Nusselt korelasyonu geliştirilmiştir (Elenbaas, 1942).

$$Nu = \left[\left(\frac{Ra}{fRe} \right)^m + (1.20 \bar{C}_l (Ra_b)^{1/4})^m \right]^{1/m} \quad (2.34)$$

$$m = -1.5 \quad Ra_b \leq 10^4$$

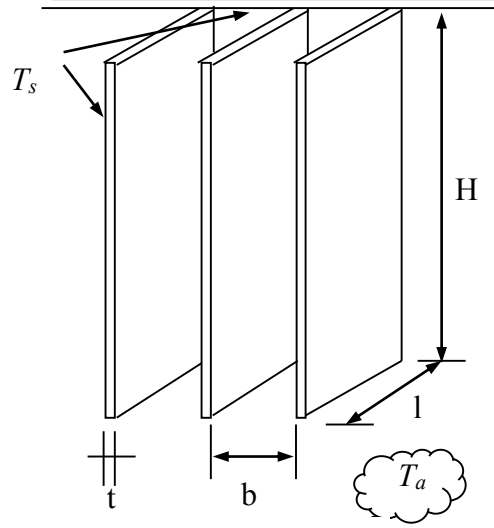
fRe sürtünme faktörü kanalın geometrisine bağlı olarak değişmektedir. Çok kullanılan geometrilerden bazıları için sürtünme faktörleri aşağıda verilmektedir. Burada sürtünme faktörünün en yüksek olduğu değer paralel levha için 24 değeri olmaktadır.

								
fRe	24	16	13.3	14.225	15.55	18.70	15.05	18.23

Şekil 2.1: Çeşitli geometriler için sürtünme faktörü

2.3.6 Sabit sıcaklıktaki U kesitli kanallarda Nusselt korelasyonu

U kesitli kanallar birçok endüstriyel uygulamada kullanılmaktadır. Bu kanallar için l/b değeri 5'ten büyük olması durumunda Aihara tarafından yapılan çalışma, ısı taşınım katsayısının, izotermal paralel levhalarla aynı olduğunu göstermiştir. Ayrıca, $l/b \rightarrow 0$ yaklaştıkça, ısı taşınım katsayısının düşey düzlem levha için hesaplanan ısı taşınım katsayısı ile aynı değerde olması beklenmektedir. (Aihara, 1970)



Şekil 2.2: U kesitli kanat korelasyonlarında kullanılan parametreler.

Elenbaas ve Welling tarafından yapılan deney verileri kullanılarak Van De Pol ve Tierney tarafından ısı taşınım korelasyonu geliştirilmiştir. Bu korelasyon, Rayleigh sayısının $0.6 < Ra_r < 100$ aralığında, kanalın uzunluk ve genişlik oranının $0.33 < W/S < 4$ aralığında olduğu ve yükseklik ve kanal genişliği oranının $10.6 < H/b < 42$ aralığında olduğu koşullarda geçerlidir (Elenbaas, 1942) (Welling & Wooldridge, 1965) (Van De Pol & Tierney, 1973)

Nusselt korelasyonu,

$$Nu = \frac{1}{fRe} Ra_{r,h} \left\{ 1 - \exp \left[-fRe \left(\frac{0.5}{Ra_{r,h}} \right)^{3/4} \right] \right\} \quad (2.35)$$

Olarak verilmektedir. Burada Rayleigh ve Nusselt sayısı için karakteristik uzunluk değeri hidrolik yarıçapa göre verilmektedir. Hidrolik yarıçap aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$r = \frac{2 \cdot l \cdot b}{2 \cdot l + b} \quad (2.36)$$

Nusselt korelasyonunun içerisindeki sürtünme faktörü de,

$$fRe = \frac{24(1 - 0.483e^{-0.17/\alpha^*})}{\left\{ (1 + \alpha^*/2) \left[1 + (1 - e^{-0.83\alpha^*})(9.14\sqrt{\alpha^*}e^{\bar{S}} - 0.61) \right] \right\}^3} \quad (2.37)$$

şeklinde tanımlanır, $\alpha^*=S/W$ değerine eşit olmaktadır. burada \bar{S} değeri -4.65 S (S cm iken) olarak alınır, S metre olması durumunda -465 S değerine alınır.

2.3.7 Sabit sıcaklıktaki trapezoidal kesitli kanallarda Nusselt korelasyonu

Endüstriyel uygulamaların birçoğunda üretimi daha kolay ve ısı geçişi açısından daha avantajlı olduğu için üçgen kesitli kanatlar tercih edilmektedir.

Bu geometri için karakteristik uzunluk kanatlar arasındaki mesafenin ortalaması (\bar{b}) olmaktadır. Bu değer aynı zamanda kanalın tam ortasında ki açıklık değerine de eşit olmaktadır. Buna göre Rayleigh sayısı

$$Ra_b = \frac{g \cdot \beta_a \cdot (T_w - T_a) \cdot \bar{b}^3}{\nu_f \cdot \alpha_f} \frac{\bar{b}}{H} \quad (2.38)$$

şeklinde hesaplanır. Bu geometri için Churchill-Usagi tarafından geliştirilmiş olan Nusselt korelasyonu, $0.4 < Ra_b < 10^3$ arasında geçerlidir. Akış bu aralıkta laminer kabul edilmektedir. Nu_{cond} , Ra değerinin 0 olduğu durum için iletimle geçen ısı geçişini ifade etmektedir. Nu_{cond} , Rayleigh sayısının çok düşük olduğu değerlerde ancak etkili olmaktadır ve birçok hesaplamada ihmal edilebilir (Churchill & Usagi, 1972)

$$Nu - Nu_{cond} = 0.515 Ra_b^{1/4} \left[1 + \left(\frac{3.26}{Ra_b^{0.21}} \right)^3 \right]^{-1/3} \quad (2.39)$$

3. DENEYSEL ÇALIŞMA

Bu bölümde deney düzeneği tanıtılarak deneyin yapılışı anlatılmakta ve deney sonuçları verilmektedir. Deney tesisatında kullanılan ekipmanların tanıtılması yapıldıktan sonra, alınan ölçümler ve alınan ölçümlerin hata analizleri yapılmaktadır. Son olarak da deney verileri, yapılan hesaplamalar ve deney verilerinden yararlanılarak korelasyonlar ortaya konulmaktadır.

Deney çalışmaları ilk olarak deney tesisatının, alınan ölçümlerin ve yapılan hesaplamaların doğrulanması için tek kanat modülü kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bu deneylerden alınan verilerin ve hesaplamaların sonuçları, literatürdeki korelasyonlarla uyumlu olduğu gösterilmektedir ve sonrasında iki kanat modülü için yapılan deneylere geçilmiştir.

İki ayrı kanat modülü, aralarında farklı mesafeler bırakılarak üst üste düşey olarak konumlandırılmışlardır. Aynı zamanda bu kanat modülleri, arka yüzeylerinden elektrikli ısıtıcılarla farklı güçlerde ısıtılarak deneyler sürdürülmüştür. Bu deneysel verilerden yola çıkarak, kanat modülleri arasında bırakılan ara mesafesinin ısı taşınım etkileri incelenmiştir. Ayrıca bu kanat geometrisi için farklı güçler ve farklı modüller arasındaki mesafelerde uygulanabilir ısı taşınım korelasyonları elde edilmektedir.

3.1 Deney Tesisatının Tanıtılması

Bu çalışmada gözönüne alınan doğal taşınım deney düzeneğinin genel görünümü Şekil 3.1'de görülmektedir. Alüminyum kanatlar, tahtadan meydana gelen bir platform üzerine düşey olarak yerleştirilmektedirler. Bu platform iki eş kanat modülünün arasındaki mesafenin değiştirilebilmesine olanak sağlayacak şekilde tasarlanmıştır. Kanat modülleriyle platform arasına elektrikli ısıtıcılar yerleştirilmiş ve aynı zamanda, bu ısıtıcılar ile platform arasında yalıtım yapılarak, ısıtıcıların arka tarafındaki ısı geçişi azaltılmaktadır. Her bir modül arka yüzeylerinden ayrı ayrı ısıtılmaktadırlar.



Şekil 3.1: Deney düzeneğinin genel görünümü.

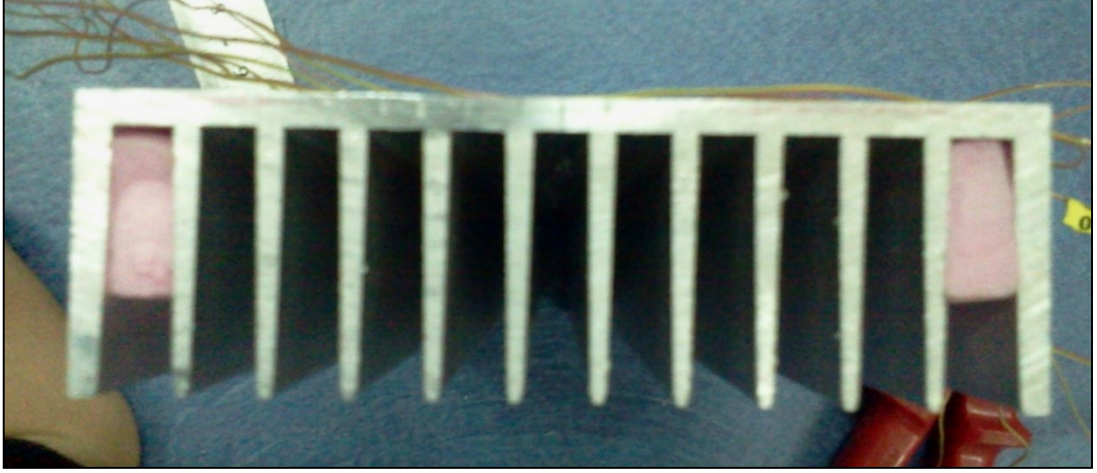
Elektrikli ısıtıcılar, sıcaklığa dayanıklı ve elektriği iletmeyen mika malzemesi etrafına direnç sarılarak özel olarak imal edilmişlerdir. Dirençlerden meydana gelen bu ısıtıcılara, ayarlanabilir güç sağlayıcılar tarafından akım verilmekte ve ısı üretilmektedir. Deneylerde Topward 6306D marka güç kaynağı kullanılmıştır ve ısıtıcılara paralel olarak doğru akım sağlamaktadırlar.

Isıtıcılara verilen güçler hesaplanırken voltaj ve akım değerleri, Keitley 7700 marka multimeter kullanılarak ölçülmüştür.

Kanatlı yüzeylerinin yan kısımları (alt ve üst hariç) yalıtılarak, yanlara doğru olan ısı kayıpları azaltılmıştır. Ayrıca ısıtıcıların arka taraflarına yalıtım malzemesi konularak, ısının mümkün olduğunca kanatlar üzerinden geçmesi sağlanmaktadır. Yalıtım malzemesinin arkasına konan Omega HFS-4 model ısı akısı ölçerler ile ısıtıcının arka tarafından platforma doğru geçen ısı akısı ölçülmektedir. Böylece, ısıtıcılarda üretilen ısının, ne kadarının arka taraftan kaybedildiği ve ne kadarının kanat modülünden havaya aktarıldığı hesaplanmaktadır.

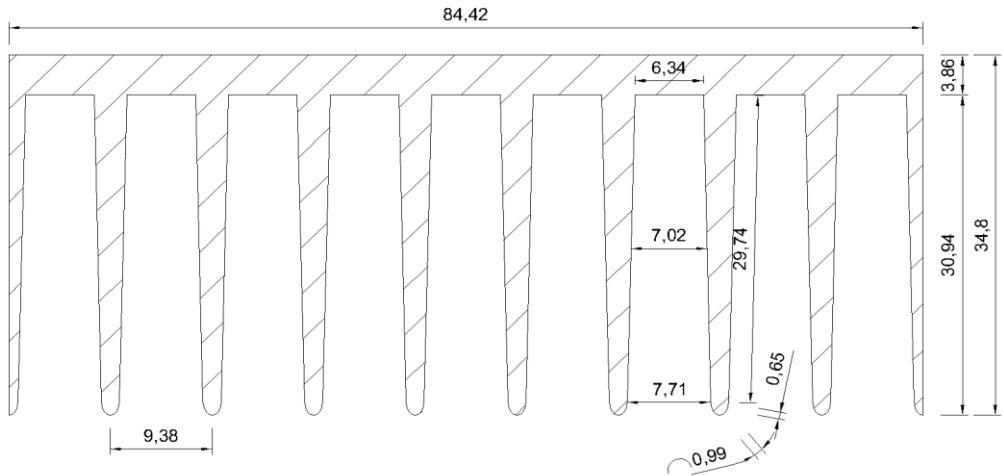
3.1.1 Kanat geometrisi ve alan hesapları

Alt (A) ve üst (B) kanat modülleri eş ve aynı geometriye sahiptirler. Bu kanatlı yapılar ekstrüzyonla tek bir parça şeklinde imal edilmişlerdir. Modüllerin, 3.86 mm kalınlığında tabanı bulunmaktadır. Bu tabanla birleşik yan yana dizili kanatların meydana getirmiş olduğu hava akış kanalları bulunmaktadır. Kanatların üstten görünümü Şekil 3.2’de gösterilmektedir.



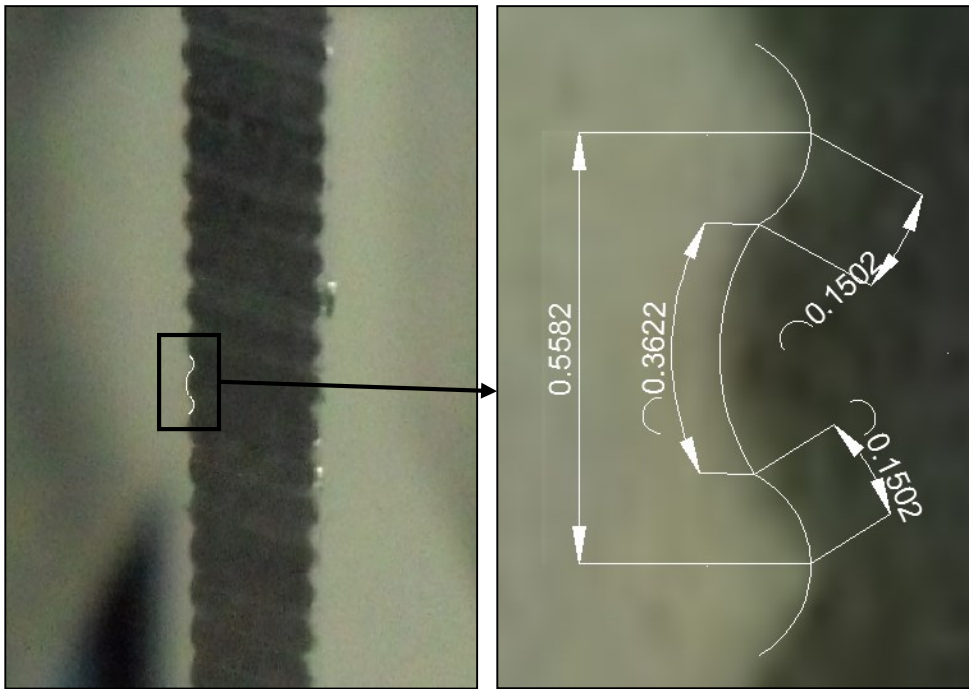
Şekil 3.2: Kanadın üstten görünümü.

Her bir kanat adımı 9.38 mm olup yanyana dizilmiş eş 10 adet kanat vardır. Isının yanıl doğrultuda geçişini engellemek için kenarlardaki hava akış alanları yalıtım malzemesi ile kapatılmaktadır. Böylece toplamda 9 adet birbirine eş ve simetrik olarak kabul edilen, hava akış alanı oluşmaktadır. Kanal akış alanlarının yüksekliği (H) 200 mm ve kanat boyunca uzunluğu (l) 31 mm’dir. Kanat geometrisinin detaylı ölçüleri Şekil 3.3’de verilmektedir.



Şekil 3.3: Kanat geometrisi.

Kanatlar trapez şeklinde değişken kesitli olarak üretilmiştir. Bir adet hava akış alanı için ısı geçişinin olduğu ıslak çevre, tırtıkların hesaba katılmadığı durum için 69.1 mm olarak ölçülmektedir. Ancak kanatların yüzeylerinin tırtıklı olarak üretilmesi, ısının geçtiği yüzey alanınıda arttırmaktadır. Kanat yüzeyindeki tırtık geometrisi ölçüleriyle beraber Şekil 3.4 de verilmektedir. Tırtıklar sayesinde tırtıklanan bölgenin yüzey alanı 0.5582 mm uzunluğundan 0.6984 mm uzunluğuna gelmektedir böylece tırtıklanan bölgedenin yüzey alanı %18.7 oranında arttırılmaktadır. Tırtıklar yalnızca kanatların yan yüzeyindedir ve böylece bir akış alanı için toplam ıslak çevre $P_s = 80.8$ mm olmaktadır.



Şekil 3.4: Kanat yüzeyindeki tırtık.

Kanat modülünün arka veya alın yüzeyi (A_x), modül yüksekliği (H) ile modül genişliğinin (B) çarpılmasıyla hesaplanmaktadır.

$$A_x = H \cdot B \quad (3.1)$$

$$A_x = 0.2 \cdot 0.0844 = 0.017m^2$$

Hava akış kanalının taban alanı olarak A_b kullanılmaktadır ve deney yapılan geometri için aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$A_b = n \cdot H \cdot b_b \quad (3.2)$$

$$A_b = 9 \cdot 0.2 \cdot 0.00634 = 0.0114m^2$$

Burada n : kanal sayısı ve b_b : kanal tabanındaki açıklık olarak tanımlanmaktadır. Isı geçişinin olduğu yüzey alanı (A_s) ise aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

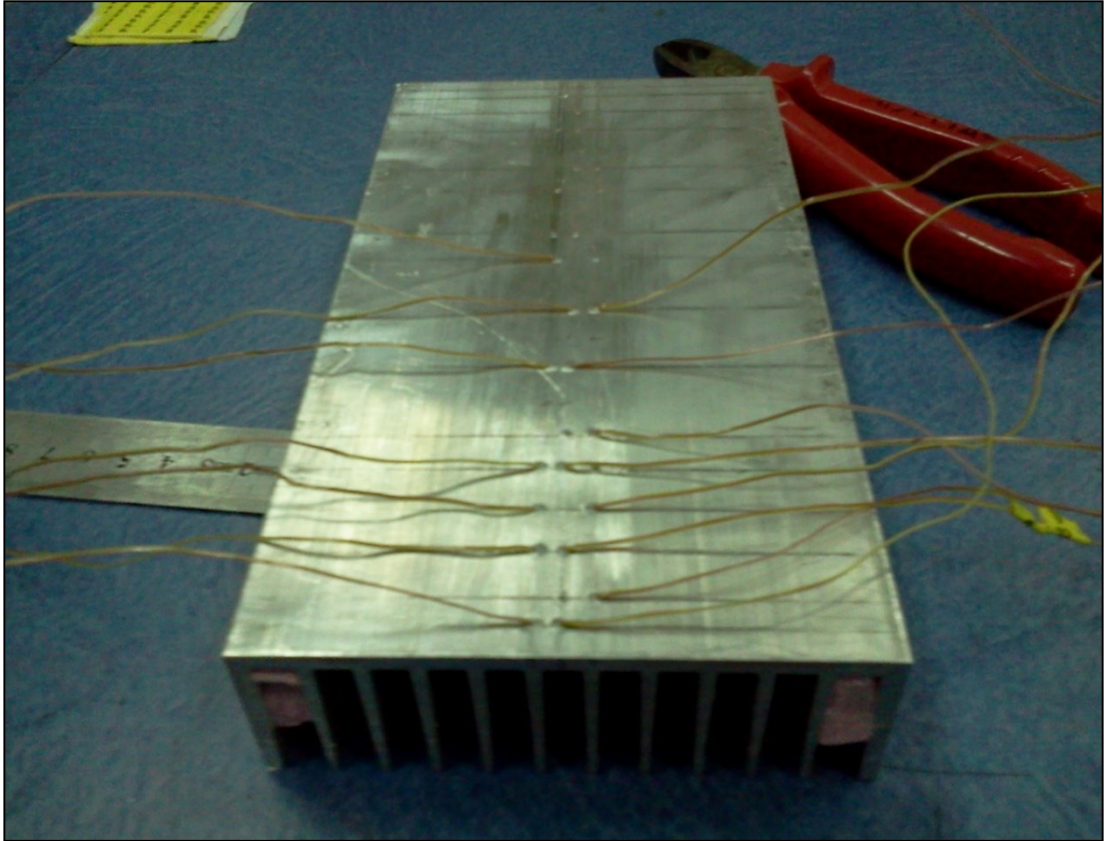
$$A_s = n \cdot H \cdot P_s \quad (3.3)$$

$$A_s = 9 \cdot 0.2 \cdot 0.0808 = 0.146m^2$$

Deneyleerde tek tip kanat geometrisi kullanılmaktadır. Hesaplanan bu alan değeri tek bir kanat modülüne ait olduğu için, iki kanat modülü kullanılarak yapılan deneyleerde, bu değeri iki ile çarpılarak kullanılmaktadır.

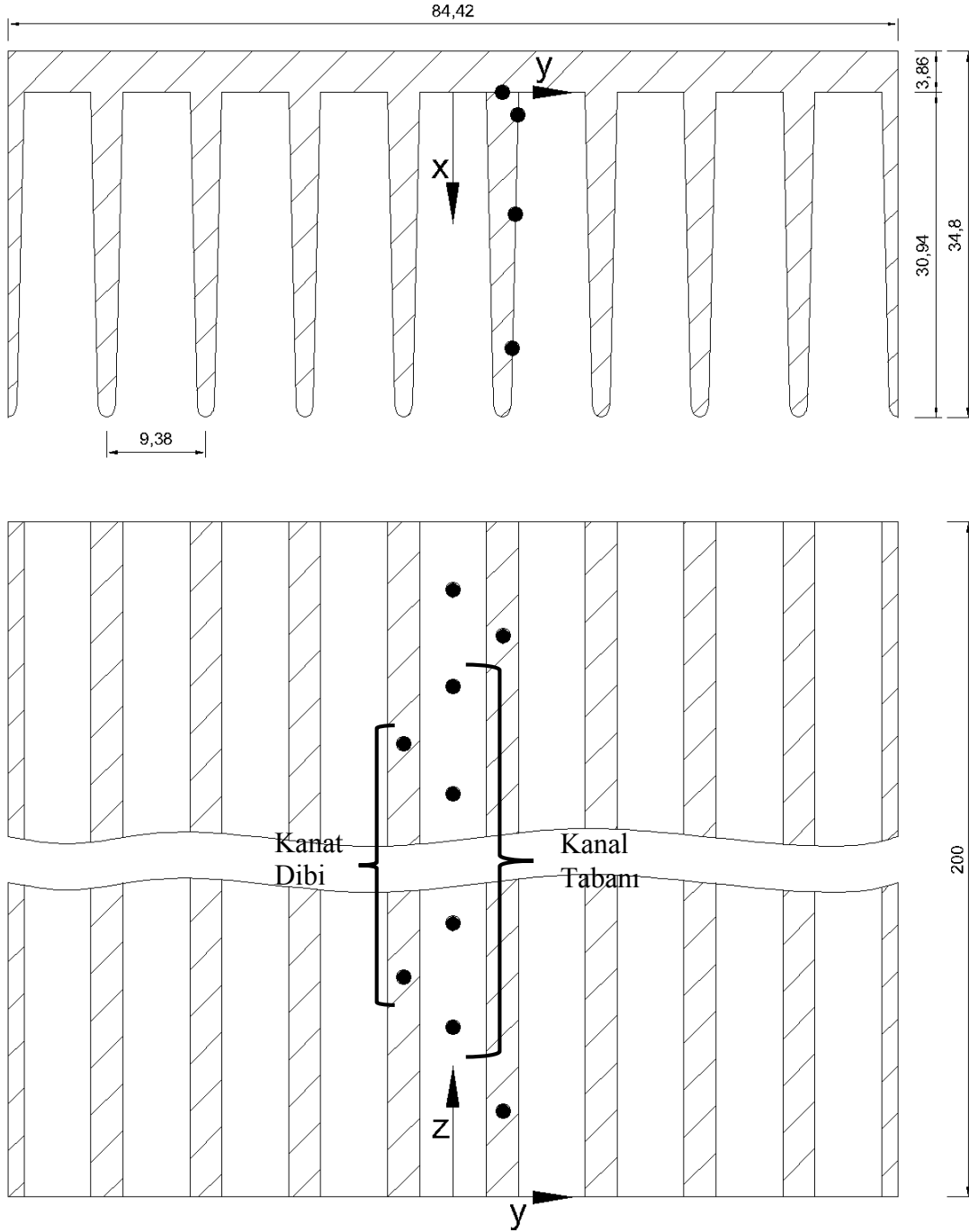
3.1.2 Sıcaklıkların ölçümü ve termoelemanların yerleşimi

Sıcaklıkların ölçümünde k tipi Omega marka termokupllar kullanılmıştır. Yükseklik boyunca sıcaklık dağılımının görülebilmesi için, kanat diplerine ve kanatsız yüzeye yani hava akış kanalının tabanına termokupllar yerleştirilerek ölçümler alınmaktadır. Bu termokupllar montajı, akışı bozmaması için kanat modülünün arkasından delinerek modülün içeriğine gömülmüşlerdir. (Şekil 3.5).



Şekil 3.5: Termoelemanların montajı.

Ayrıca kanat yüksekliği boyunca $z=50$, $z=100$ ve $z=150$ mm olmak üzere 3 kesit üzerinde kanat yüzeylerinden ölçüm alınmaktadır. Termokupllar, yüzey üzerine alüminyum yapışkan folyo bant ile yapıştırılmaktadırlar, böylece yan kanatlardaki yüzey sıcaklıkları ölçülmektedir.



Şekil 3.6: Temsili termoeleman yerleşimi.

Kanat modülleri üzerindeki termoelemanların konumunu belirtmek için kullanılan x,y,z koordinat sistemi Şekil 3.6 da gösterilmektedir. Aynı şekilde, termoelemanların yerleşim konumları temsili olarak verilmektedir. Yapılan deneylerde, iki kanat modülü üzerinden toplamda 54 adet sıcaklık ölçümü alınmaktadır.

Deney sırasında kanatlara giren havanın sıcaklığı, bakır kütçe içerisine gömülmüş termokupllar ile ölçülmektedir. Bu bakır kütle yerin 30 cm üstündeki bir seviyede, kanat modüllerinden gelebilecek ışınlardan etkilenmeyecek şekilde konumlandırılmıştır. Bu termokupldan alınan sıcaklıklar ortam sıcaklığı ve kanat modülleri sistemine giren hava sıcaklığı olarak kabul edilmektedir.

Elektrikli ısıtıcıların arkasında yalıtım malzemeleri kullanılarak, ısıtıcının arka tarafından panele doğru geçen ısı miktarı azaltılmaktadır. Bu yalıtım malzemelerinin arasına ısı akısı ölçerler yerleştirilmiş ve ısıtıcıdan arka panele doğru geçen ısı akıları ölçülmektedir. Böylece ısıtıcılarda üretilen ısının ne kadarının panel arkasından kaybedildiği ve ne kadarının kanatlar üzerinden havaya aktarıldığı hesaplanabilir hale gelmektedir.

Tüm sıcaklık ölçümlerinin alındığı noktaların konumları ile Çizelge 3.1 ve Çizelge 3.2’de detaylı olarak verilmektedir.

Çizelge 3.1: Kanat modülü üzerinde sıcaklık ve ısı akısı ölçüm konumları ve açıklamaları.

No	x [mm]	y [mm]	z [mm]	Açıklama
101	0	-4,65	5	
102	0	-4,65	110	
103	0	4,65	10	Alt Kanat Modülü
104	0	4,65	30	Kanat Dip Sıcaklıkları
105	0	4,65	130	
106	0	4,65	180	

Çizelge 3.1 (devam): Kanat modülü üzerinde sıcaklık ve ısı akısı ölçüm konumları ve açıklamaları.

No	x [mm]	y [mm]	z [mm]	Açıklama
107	0	0	5	
108	0	0	10	
109	0	0	20	
110	0	0	30	
111	0	0	50	
112	0	0	80	Alt Kanat Modülü
113	0	0	110	Kanal Taban Sıcaklığı
114	0	0	130	
115	0	0	150	
116	0	0	170	
117	0	0	195	
118			100	Alt Modül - Al Arka Yzy
119	0	-4,65	205	
120	0	-4,65	310	
121	0	4,65	210	Üst Kanat Modülü
122	0	4,65	230	Kanat Dip Sıcaklıkları
123	0	4,65	330	
124	0	4,65	380	
125	0	0	205	
126	0	0	210	
127	0	0	220	
129	0	0	250	
130	0	0	280	Alt Kanat Modülü
131	0	0	310	Kanal Taban Sıcaklığı
132	0	0	330	
133	0	0	360	
134	0	0	380	
135	0	0	395	
136			300	Üst Modül - Al Arka Yzy
137			300	Üst Modül - Fluxmeter Sıc.
138				Üst Modül - Fluxmeter
139			100	Alt Modül - Fluxmeter Sıc.
140				Alt Modül - Fluxmeter

Çizelge 3.2: Kanat yüzeyi boyunca sıcaklık ölçüm konumları ve açıklamaları.

No	x [mm]	y [mm]	z [mm]	Açıklama
201	2,16		50	Alt Modül - 1.sektör Kanat Boyu Sıcaklık
202	11,62		50	
203	24,4		50	
204	2,16		100	Alt Modül - 2.sektör Kanat Boyu Sıcaklık
205	11,62		100	
206	24,4		100	
207	2,16		150	Alt Modül - 3.sektör Kanat Boyu Sıcaklık
208	11,62		150	
209	24,4		150	
210	2,16		250	Üst Modül - 1.sektör Kanat Boyu Sıcaklık
211	11,62		250	
212	24,4		250	
213	2,16		300	Üst Modül - 2.sektör Kanat Boyu Sıcaklık
214	11,62		300	
215	24,4		300	
216	2,16		350	Üst Modül - 3.sektör Kanat Boyu Sıcaklık
217	11,62		350	
218	24,4		350	
219			0	Hava Giriş Sıcaklığı

Termokupullar ve ısı akısı ölçerler 20 kanallı Keitley 7700 ve 40 kanallı Keitley 7708 marka multiplexlere takılmaktadır. Bu multiplexler Keitley 2700 marka multimetre cihazına takılmaktadır ve toplanan veriler bu cihaza bağlı olan bir bilgisayara aktarılmaktadır.

3.2 Deneylerin Yapılışı

Deneylerin mümkün olduğunca dış ortam koşullarından etkilenmesini engellemek için oda içerisinde panellerle kapatılmış bir bölüm oluşturulmuştur. Ortam içerisinde oluşabilecek hava akımlarının, kanat modül sistemindeki ısı transferini etkilememesi için tüm camlar ve kapılar deney süresince kapalı tutulmuştur.

Deneyler yapılmadan önce karar verilmiş olan ısı güçleri için voltaj ve amper değerleri hesaplanmaktadır, buna göre güç kaynağı, ısıtıcılara eş miktarlarda ve istenilen değerlerde güç sağlamaktadır.

Kanat modülleri üzerinden ölçümler alınmaya başlamadan önce, kanatların ısınması ve ısı dengeye girmesi için yeterli süre beklenmektedir. Böylece kanat modüllerindeki sıcaklıklar zamana göre değişmemektedir ve kanatlar ısıtıcılardan aldıkları ısıyı tamamını taşınım ve ışınım ile havaya aktarmaktadır. Deneylerde sistemin ısı dengede olduğunun anlaşılması için toplanan tüm deney verilerinin zamana göre değişimleri analiz edilmektedir. Bu analiz gerçekleştirildikten sonra sıcaklıkların değişmediği ve sürekli rejimde olduğu kabul edilebilir en az 300 veri kullanılmak üzere ayrılmaktadır. Bu işlem her bir deney için yapılmaktadır.

Termokupl kanalları arasında 0.14s farkla ölçümler alınmaktadır ve her bir kanaldan birer adet ölçüm verisinin alınması için 8.3sn zaman geçmektedir. Isıl dengede bulunan sistemden 300 adet deney verinin alınması için en az 40 dk. zaman gerektirmektedir ve bu süre içerisinde ortam sıcaklığının da sabit olmasına dikkat edilmektedir. Deney hesaplarında termokupl sıcaklık değerleri için toplanan tüm bu verilerin ortalama değerleri hesaplanmaktadır.

DeneySEL çalışma iki aşamada gerçekleştirilmiştir. İlk olarak, yalnızca tek kanat modülünün kullanılarak 14 farklı ısı akısında deneyler yapılmıştır (Çizelge 3.2). İkinci aşamada ise iki kanat modülü üst üste konarak ayrık bir kanat modül sistemi yapılandırılmıştır. Bu ayrık kanat modüllerinin arasındaki mesafe değiştirilerek, doğal taşınım ile oluşan sınır tabakanın bozulmasının oranı da değişmektedir. Mesafenin açılması ile sınır tabakanın daha fazla bozulacağı ön görülmektedir. Bu çalışma da modüller arasında hiç boşluk bırakılmamış olan 0.0 mm için 7 farklı ısı akısında deneyler yapılmıştır. Modüller arasında 7.5 mm, 13.9 mm, 19.2 mm ve 25.0 mm mesafelerin bırakıldığı durumlar için ise en az 8'er adet farklı ısı akılarında deneyler sürdürülmüştür. Yapılmış olan tüm deneylerin, modüller arasındaki mesafeleri ve ısıtıcı tarafından sağlanan güçleri çizelgesi, Çizelge 3.3 de verilmektedir.

Çizelge 3.3: Tek kanat modülü için deney çizelgesi.

	Güç Kaynağından Sağlanan Isıl Güç [W]													
	3.9	5.0	5.8	6.4	7.1	7.4	7.6	8.1	10.0	15.5	22.1	28.2	39.1	45.6
Tek Kanat Modülü														

Çizelge 3.4: İki kanat modülü için deney çizelgesi.

		Güç Kaynağından Sağlanan Isıl Güç [W]										
		3.9	4.7	15.5	19.0	22.1	25.4	28.2	33.3	39.1	42.6	45.6
Kanat Mesafesi [mm]	0.0											
	7.5											
	13.9											
	19.2											
	25.0											

3.3 Ölçme Hataları ve Belirsizlik Analizi

Ölçme ve belirsizlik analizi, toplam ısı geçişi ve sıcaklık ölçümleri için yapılmaktadır, böylece Nusselt sayısının ve ısı taşınım katsayısının hesaplamaları için belirsizlik analizi yapılmaktadır.

Isı akısının hesaplanabilmesi için, DC Güç kaynağından sağlanan voltaj farkı ve devre üzerinden geçen akım Keitley 7700 multimetre ile ölçülmektedir. Multimetre üreticisinin verdiği değerlere göre ölçüm aleti 25V'a kadar alınan ölçümlerde 0.001 V hata mertebesiyle ölçüm yapılmaktadır. Yine multimetre üreticisinin verdiği değerlere göre, 3 Ampere kadar olan ölçümlerde, multimetreden kaynaklanan hata değeri 0.003A değerindedir. Güç değeri için yapılan belirsizlik analizinde olabilecek en büyük hata 45.6W ile en yüksek gücün sağlandığı (23.000V ve 1.990A) deneylerde olup $\pm 0.07W$ belirsizliğe sahiptir.

$$w_{Qg} = \sqrt{(1.990 \cdot 0.001)^2 + (23.000 \cdot 0.003)^2} \quad (3.4)$$
$$w_{Qg} = \pm 0.7W$$

w_{Qg} : Isıtıcıda üretilen ısı ölçümünde hata

Panelin arkasından kaybedilen ısı miktarının ölçülmesinde kullanılan ısı akısı ölçer ise %0.5 belirsizliğe sahiptir. En yüksek ısı geçişinin olduğu durumda panelin arka yüzeyine geçen ısı değeri 14.0W olmaktadır, buna göre ısı akısı ölçerinin en yüksek belirsizlik değeri de $\pm 0.07W$ olur.

Kanat modülü üzerinden geçen toplam ısı, güç kaynağından sağlanan ısıdan, panel yüzeyinin arkasından geçen ısının çıkarılmasıyla hesaplanmaktadır. Kanatlardan geçen toplam ısı Q_t değerini bulmak için belirsizlik analizi yapılarak $\pm 0.1W$ hesaplanmaktadır.

$$w_{Q_f} = \sqrt{(1 \cdot w_{Q_g})^2 + (1 \cdot w_{Q_l})^2} \quad (3.5)$$

$$w_{Q_f} = \pm 0.1W$$

w_{Q_t} : Kanatlardan geçen ısı ölçümünde hata

w_{Q_l} : Arka panelden kaybedilen ısı ölçümünde hata ($\pm 0.07W$)

Tüm termoelemanlardan ölçülen sıcaklıkların standart sapma değerleri en yüksek $\sigma = 0.075^\circ C$ olarak hesaplanmıştır. Böylece ölçülen sıcaklık değerlerinin %95.5 güvenilirlikle $\pm 0.15^\circ C$ (2σ) içerisinde kaldığı kabul edilebilir.

Isı taşınım katsayısı hesaplanırken kanat yüzey sıcaklıkları ile hava giriş sıcaklığının farkı alınmaktadır. Sıcaklık farkı ΔT için yapılan belirsizlik analizi yapılarak $0.21^\circ C$ hesaplanmaktadır.

$$w_{\Delta T} = \sqrt{(1 \cdot w_{T_s})^2 + (1 \cdot w_{T_a})^2} \quad (3.6)$$

$$w_{\Delta T} = \pm 0.21^\circ C$$

Ortalama ısı taşınım katsayısı hesaplanırken, ölçümü yapılan toplam ısı geçişi ve sıcaklıklar kullanılmaktadır. Yukarıda, kanatlardan geçen ısı geçişi ve kanat modülü ile hava arasındaki sıcaklık farkı için belirsizlik analizi yapılmıştır. Bu hesaplar yardımıyla, ortalama ısı taşınım katsayısı aşağıdaki gibi bulunmaktadır.

$$w_h = \sqrt{\left(\frac{1}{A_s \cdot \Delta T} \cdot w_Q\right)^2 + \left(\frac{-Q}{A_s \cdot \Delta T^2} \cdot w_{T_a}\right)^2} \quad (3.7)$$

Isı taşınım katsayısında en yüksek belirsizlikler, ısı akıları düşük olduğu deneylerde olmaktadır. $17W$ gücünde ısının atıldığı ve $38.4^\circ C$ sıcaklık farkının olduğu deney için belirsizlik analizi yapılacak olursa,

$$w_h = \pm 0.0036 W/m^2 K$$

Elde edilir. Bu analizde A_s değeri olarak $0.146m^2$ alınmaktadır.

Aynı deneyde $1.51\text{W/m}^2\text{K}$ olarak hesaplanan ısı taşınım katsayısı için belirsizlik oranı %0.24 olmaktadır. Böylece deneylerden hesaplanan Nusselt sayıları için de aynı mertebelerde belirsizliklerin olacağı öngörülebilir.

3.4 Tek Kanat Modülü İçin Deney Sonuçları

Tek kanat modülü kullanıldığı deneyler, 14 farklı ısı akısı için yapılmıştır. Bu deneylerde kanat modülü tek parça şeklindedir. Bu geometri için yapılan ölçümlerin ve deneylerin sonuçları, literatürdeki korelasyonlarla karşılaştırılmaktadır. Böylece deney sisteminin ve hesaplama yöntemlerinin doğrulanması amaçlanmaktadır. Bunun yanı sıra kanat modülü ve kanat yüzeyleri üzerindeki sıcaklık dağılımları incelenip, hesap yöntemlerinin belirlenmesinde kullanılması hedeflenmektedir.

3.4.1 Kanatlardan geçen ısı hesabı

Bu çalışmada kurulan deney düzeneği için, ısıtıcılarda üretilen ısının, alüminyum kanatlar üzerinden doğal taşınım ile havaya aktarılması istenmektedir, ancak ısının tamamı bu yolu izlememekte ve bir kısmı iletim ile diğer yönlerden geçerek kaybedilmektedir. Kaybedilen ısının çok büyük bir bölümü ısıtıcının arkasında bulunan tahta panele doğru geçtiği kabul edilmektedir. Isıtıcı ile panel arası önemli ölçüde yalıtılmış olmasına karşın, buradaki ısı geçişini tamamen sıfırlamak mümkün değildir. Ayrıca yalıtım malzemelerinin artması, sistemin ısı kapasitesini arttırdığı için sistemin ısı dengeye geleceği süreyi uzatmaktadır. Bu durum göz önüne alınarak, uygun miktarda yalıtım malzemesinin kullanılmıştır ve yalıtım tabakaları arasında ısı akısı ölçerler yerleştirilmektedir. Alının ısı akısı ölçümleri kullanılarak ısıtıcıdan arka yüzeye doğru kaybedilen ısı miktarı hesaplanmaktadır.

Kanatlar üzerinden havaya aktarılan ısı ise, ısıtıcıda üretilen toplam ısıdan, panel arkasından kaybedilen ısı miktarı çıkarılarak hesaplanmaktadır.

Isıtıcıda üretilen toplam ısıyı (Q_g) hesaplamak için, ısıtıcı giriş ve çıkış dirençler arasındaki V potansiyel fark ve I elektrik akımı multimetre ile ölçülmektedir.

Ölçülen bu değerler aşağıdaki formülde kullanılarak toplam üretilen ısı gücü hesaplanmaktadır.

$$Q_g = V \cdot I \quad (3.8)$$

Isı akısı ölçerlerden alınan voltaj farkı (v_f), üreticinin vermiş olduğu S_f (duyarlılık) değerine bölünerek ısı akısı hesaplanmaktadır. Isı akısı, ısıtıcı alanı (A_{ht}) ile çarpılarak panelin arkasından geçen toplam ısı geçişi bulunmuş olur ve aşağıdaki gibi formülize edilebilir.

$$Q_l = \frac{v_f}{S_f} \cdot A_{ht} \quad (3.9)$$

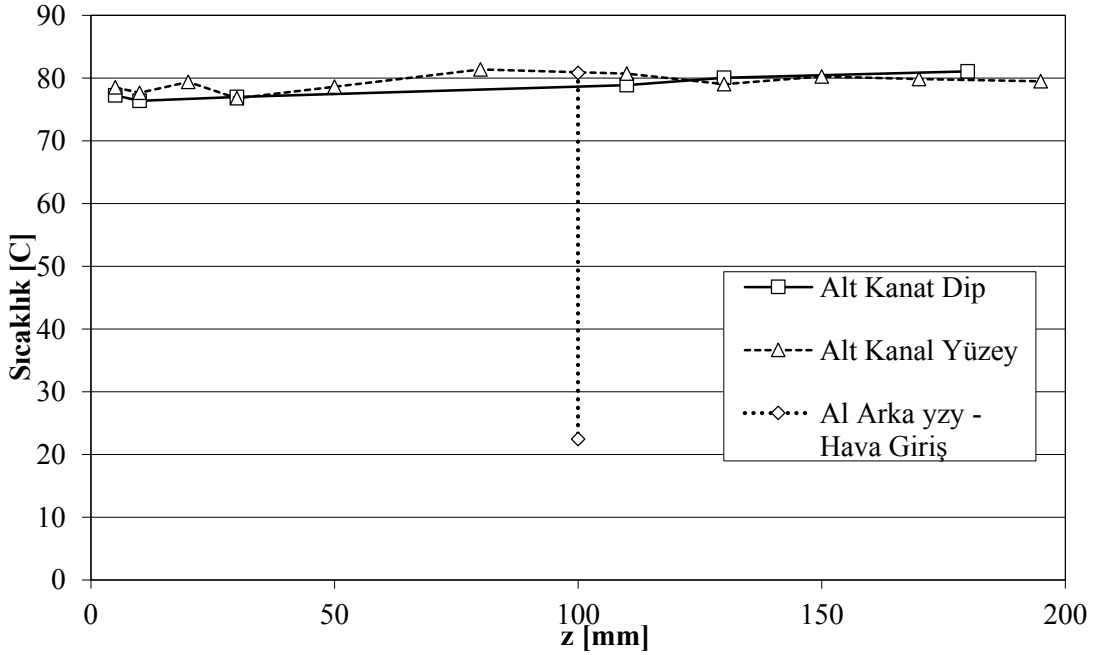
Kanat modülü üzerinden havaya geçen ısı da,

$$Q_t = Q_g - Q_l \quad (3.10)$$

Şeklinde hesaplanmaktadır. Tek kanat modülü için yapılan deneylerde, kanat üzerinden geçen toplam ısı gücü 1.4W İle 30.2W arasında değişmektedir.

3.4.2 Yüzeylerdeki sıcaklık dağılımları

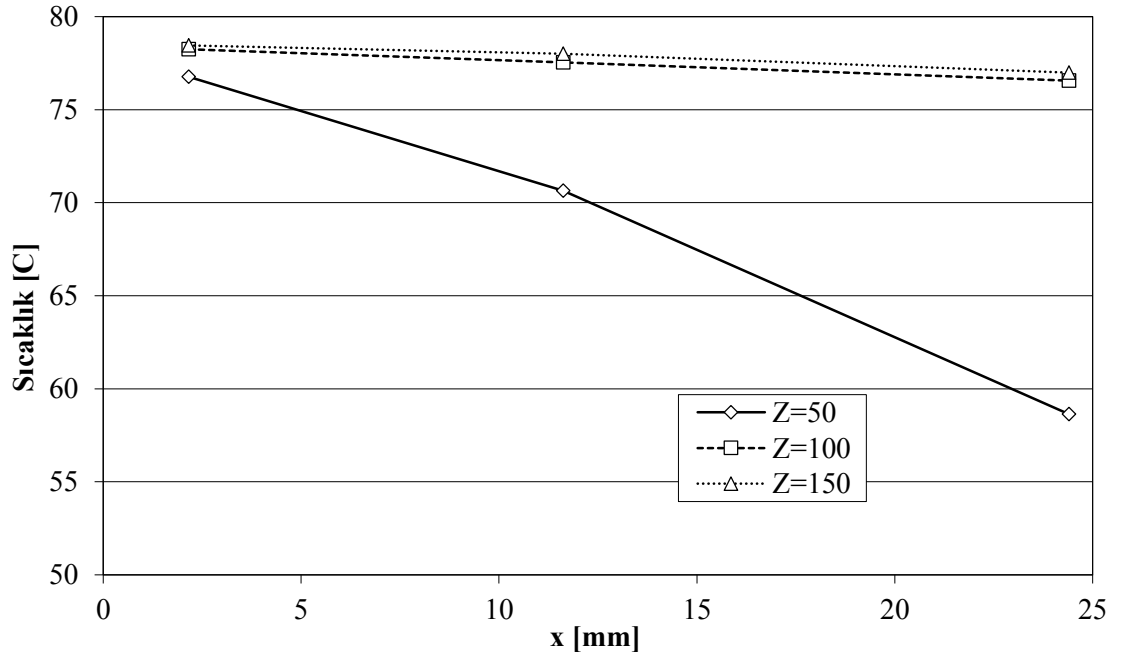
Kanat modülü ve kanat yüzeyleri üzerinde birçok noktadan sıcaklık ölçümü alınmaktadır. Bu sıcaklık verileri kullanılarak tüm deneyler için kanat modülü ve kanat yüzeyi üzerindeki sıcaklık dağılımları elde edilebilmektedir.



Şekil 3.7: Yükseklik boyunca kanat dip ve kanal yüzeydeki sıcaklıklar.

Sıcaklık değerleri arasındaki en büyük farklar, beklendiği üzere, en yüksek ısı gücünün (30.2W) verildiği deneyde gerçekleşmektedir. Şekil 3.7 de bu deneyden elde edilen kanat dip ve kanal taban sıcak değerlerinin yükseklik boyunca değişimi görülmektedir. Yükseklik arttıkça sıcaklığın çok fazla değişmediği ve en alt nokta ile en üst nokta arasındaki sıcaklık farkının 3°C içerisinde kaldığı grafikten görülebilmektedir. Yüzey sıcaklığı ile ortam sıcaklığından yaklaşık 60°C fazla olduğu düşünülerek, 3°C olan sıcaklık farkının ihmal edilebilir olduğu ve kanat dip ve kanat taban sıcaklıklarının değişmediği kabul edilmektedir.

Kanat yüzeylerindeki sıcaklıkların değerleri için, kanat modülünde belirlenmiş olan 3 kesitten toplam 9 adet sıcaklık ölçümü alınmaktadır. Kesitler, kanat alt bölgesi ($z=50$), kanat ortası ($z=100$) ve kanat üst bölgesi ($z=150$) olarak belirlenmiştir. 30.2W kanat gücündeki deney için buradan alınan sıcaklıkların, kanat boyunca değişimi Şekil 3.8 de görülmektedir. Grafiğe göre $z=50$ yükseltisindeki için kanat boyunca sıcaklığın azalması $z=100$ ve $z=150$ mm ye göre daha fazladır. Bunun sebebi, ısı taşınım katsayısının ön görüldüğü gibi daha yüksek olmasıdır ve bu kesitte havaya geçen ısı miktarının üstteki kesitlere göre daha fazla ısı geçişi olduğu söylenebilir. $z=100$ mm ve $z=150$ mm yüksekliklerinde ise sıcaklık değerinde değişimin azalmış olduğu grafikten de görülebilir.



Şekil 3.8: Kanatlar doğrultusunda, kanat yüzeyindeki sıcaklıklar.

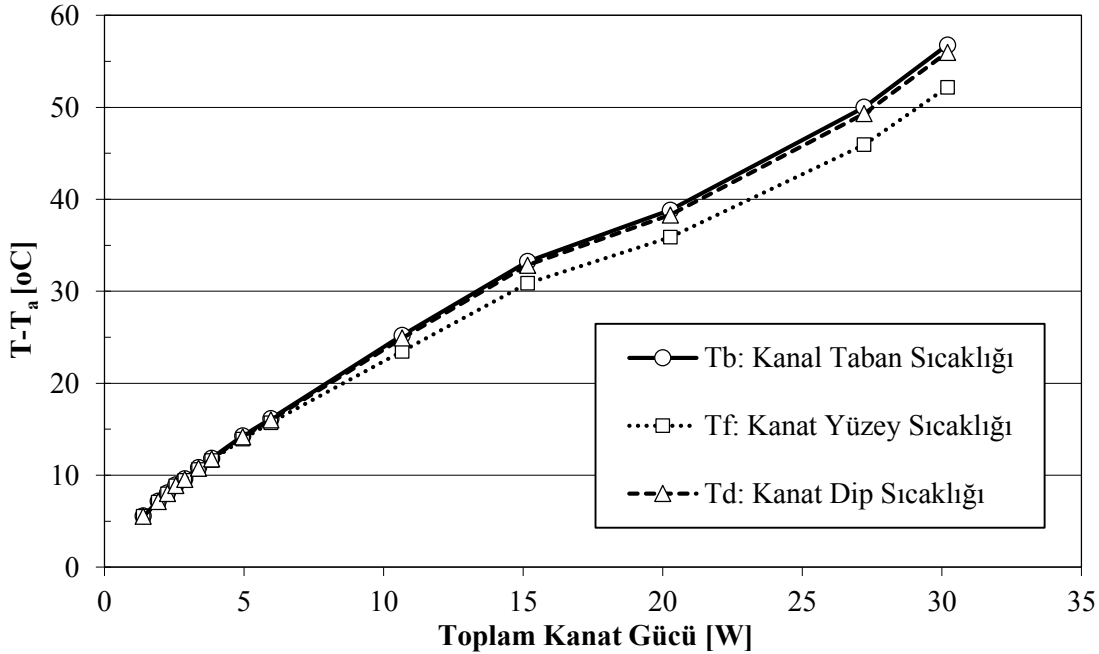
3.4.3 Yüzeylerdeki ortalama sıcaklıkların belirlenmesi

Alüminyum kanat modülünün ısı iletim katsayısının yüksek olmasından dolayı, kanat modülü üzerinden alınan sıcaklıklar birbirine çok yakın değerler almaktadır. Sıcaklık ölçümlerinin, termokupllar kullanılarak, kanal tabanlarından, kanatların diplerinden ve kanatların yüzeylerinden alınmaktadır. Yüzeylerdeki sıcaklık dağılımlarının yüksekliğe göre değişiminin çok az olduğu için sabit kabul edilmektedir.

Tek bir kanat modülü için kanal tabanından 11 adet, kanat diplerinden 6 adet ve kanat yüzeylerinden 9 adet sıcaklık ölçümü alınmaktadır. Ortalaması alınan bu değerlerin, ortam sıcaklığı ile farkları Şekil 3.9 gösterilmektedir. Grafikte sıcaklık farklarının, deneyde kanat tarafından havaya aktarılan toplam ısı gücüne göre değişimi verilmektedir.

Grafikteki sıcaklık farkları değerlerine bakıldığında kanal modülü ile kanat dip sıcaklıklarının birbirinlerine çok yakın olduğu görülmektedir. Kanat yüzeylerindeki sıcaklıkları ise kanal taban ve kanat dip sıcaklıklarına göre daha düşük değerler almaktadır.

Taşınım hesaplamalarında kullanılan yüzey sıcaklığı (T_s) için, kanal tabanından ve kanat dibinden alınan sıcaklıklarının ortalaması alınmaktadır.



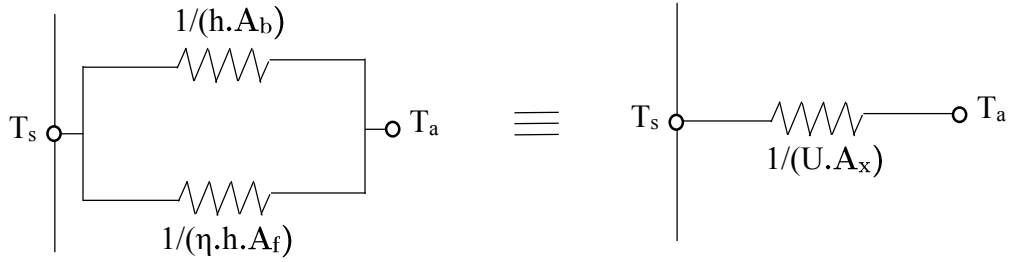
Şekil 3.9: Tek kanat modül deneyleri için ortalama kanal taban, kanat dip ve kanat yüzey sıcaklıklarının ortam sıcaklığına bağlı olarak değişimi.

Işınım hesabı yapılırken de kanal tabanı ve kanatların yüzeyleri ayrı olarak göz önüne alınmaktadır. Bu yüzeyler için ayrı ayrı sıcaklık ortalamaları alınarak hesaplamalarda kullanılmaktadır.

3.4.4 Toplam ısı geçiş katsayısı (U)

Arka tarafından ısıtılan kanat modülü, ısıyı kanal tabanından ve kanat yüzeylerinden olmak üzere iki yolla havaya aktarmaktadır. Elektrik benzeşimi ile gösterilecek olursa, kanat yüzeylerinden ve kanal tabanından ısı geçişi Şekil 3.10 da gösterildiği gibi olmaktadır. Buradaki ısıl dirençler kanal tabanından ve kanat yüzeylerinden geçen ısıyı göstermektedir.

Özellikle elektrikli cihazların soğutulmasında kullanılan kanatlı modüllerin toplam ısı geçiş katsayısı (U), üreticiler tarafından sağlanmaktadır. Isı geçiş katsayısı, ısı taşınım ve ışınım etkilerini içermesinin yanında, kanat ve kanal alanlarının ve kanat veriminin etkilerini de içermektedir.



Şekil 3.10: Tek kanat modülünde ısıl dirençler.

Eşdeğer direnç olarak,

$$R_{es} = \frac{1}{h \cdot A_b} + \frac{1}{\eta \cdot h \cdot A_f} = \frac{1}{U \cdot A_x} \quad (3.11)$$

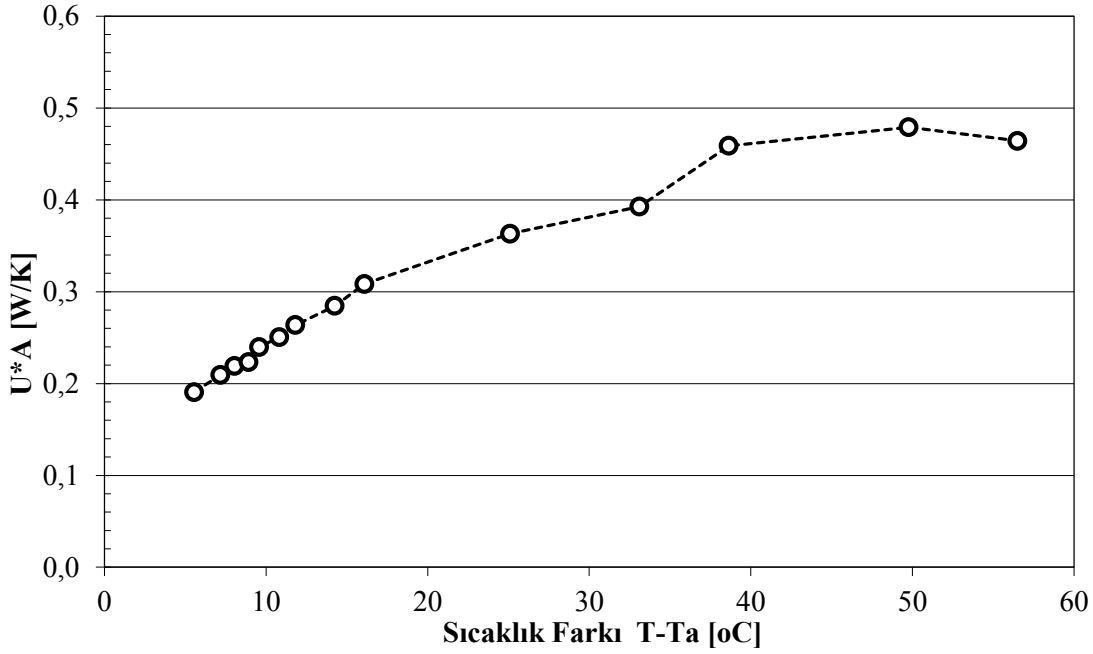
Şeklinde tanımlanır ve kanat üzerinden geçen ısı,

$$Q_t = U \cdot A_x \cdot (T_s - T_a) \quad (3.12)$$

Olarak ifade edilebilir.

Burada, q_x'' : kanat modül yüz alanından geçen ısı akısı olmak üzere, yüzey ile hava sıcaklıkları farkına bölünerek, toplam ısı geçiş katsayısı elde edilir.

$$U = \frac{q_x''}{(T_s - T_a)} \quad (3.13)$$



Şekil 3.11: Yüzey ile ortam arasındaki sıcaklık farkına göre ısı geçiş katsayısındaki değişim.

Toplam ısı geçişi katsayısının, yüzey ve ortam sıcaklıkları farkına göre değişimi Şekil 3.11 de görülmektedir. Sıcaklık farkları arttıkça, kanat modülünün ısı geçiş katsayısı da artmaktadır. Ancak bu değerdeki artışın eğimi azalmaktadır.

3.4.5 Işınım ile ısı geçişi hesabı

Kanatlardan ışınlama ile geçen ısı bulunması için aşağıdaki şekilde görüldüğü gibi bir model kurularak, Hottel ip germe metodu kullanılarak şekil faktörleri bulunmaktadır. Bu modelde kanat modülü iki boyutlu olarak düşünülmektedir. 1 yüzeyi kanal tabanı, 2 yüzeyi kanat yüzeyleri ve 3 yüzeyi ise ortam olarak düşünülmektedir. Bu modelde 2 yüzeyleri tırtıklı olduğu için şekil faktörleri bulunurken izdüşümü yüzeyi olarak 2i kullanılmaktadır. 3 yüzeyi siyah cisim ve ortam sıcaklığında kabul edilmektedir.

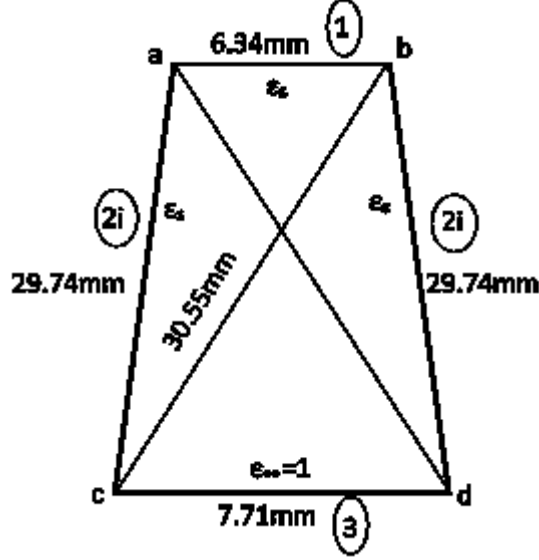
Hottel ip kuralı kullanılarak öncelikle 1. den 3. Yüzeye giden ışınlım bulunur.

$$F_{13} = \frac{(l_{bc} + l_{ad}) - (l_{ac} + l_{bd})}{2 \cdot l_{ab}} = 0.1278$$

Karşılıklılık kuralı kullanılarak,

$$F_{31} = \frac{A_1}{A_3} \cdot F_{13} = 0.1051$$

elde edilir.



Şekil 3.12: Kanal içerisinde ışınlım modeli.

Şekil faktörlerinin toplama kuralından,

$$F_{11} + F_{12i} + F_{13} = 1 ; \quad F_{11} = 0;$$

$$F_{12i} = 1 - F_{13} = 0.8722$$

F12i hesaplanır. Benzer şekilde F32i de bulunur. 2. yüzey tırtıklı olduğu için aşağıdaki dönüşümler yapılmaktadır.

$$F_{12} = F_{12i} \quad F_{13} = F_{13i}$$

Kanatlar boyunca tırtıklı yüzey alanı, ışınlım hesabında kullanılan iz düşüm alanının 1.187 katıdır. A2 yüzeyi tırtıkların göz önüne alınmış olduğu gerçek kanat yüzeyinin alanını ifade etmektedir.

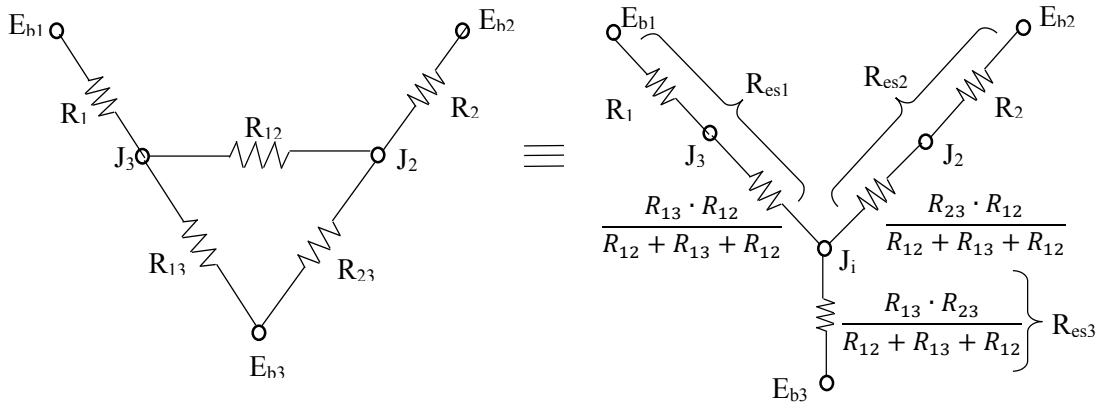
Karşılıklılık kuralının içerisine yazılır ise;

$$F_{21} = \frac{A_1}{A_2} \cdot F_{12i} \quad F_{23} = \frac{A_3}{A_2} \cdot F_{32i}$$

Tırtıklı yüzeylerin şekil faktörleri bulunur. Toplama kuralından yararlanılarak da F22 de bulunur ve tüm şekil faktörleri elde edilmiş olur. Aşağıdaki matriste tüm şekil faktörlerinin değerleri verilmektedir.

$$\begin{bmatrix} F_{11} & F_{12} & F_{13} \\ F_{21} & F_{22} & F_{23} \\ F_{31} & F_{32} & F_{33} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0.0 & 0.8722 & 0.1278 \\ 0.0783 & 0.8240 & 0.0977 \\ 0.1051 & 0.8950 & 0.0 \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

Yüzeyler arasındaki ışıınım problemi çözmek için elektrik devresi benzeşimi kurulmuştur. Kirchoff dönüşümü yapılarak eşdeğer devresi elde edilmiştir.



Şema içerisindeki direnç değerleri aşağıdaki denklemler ile hesaplanır.

$$R_1 = \frac{(1-\epsilon_s)}{A_1 \cdot \epsilon_s} \quad R_2 = \frac{(1-\epsilon_s)}{A_2 \cdot \epsilon_s}$$

$$R_{12} = \frac{1}{A_1 \cdot F_{12}} \quad R_{13} = \frac{1}{A_1 \cdot F_{13}} \quad R_{23} = \frac{1}{A_2 \cdot F_{23}}$$

Dönüşüm yapılan eşdeğer devre içerisindeki eşdeğer dirençler ise,

$$R_{es1} = R_1 + \frac{R_{13} \cdot R_{12}}{R_{12} + R_{13} + R_{12}} \quad R_{es2} = R_2 + \frac{R_{23} \cdot R_{12}}{R_{12} + R_{13} + R_{12}}$$

$$R_{es3} = \frac{R_{13} \cdot R_{23}}{R_{12} + R_{13} + R_{12}} \quad (3.15)$$

şeklinde hesaplanır.

Elektrik devresindeki J_i noktası için geçen ısıların dengesini yazılacak olursa,

$$q_{i3} = q_{1i} + q_{2i}$$

$$\frac{J_i - E_{b3}}{R_{es3}} = \frac{E_{b1} - J_i}{R_{es1}} + \frac{E_{b2} - J_i}{R_{es2}} \quad (3.16)$$

$$J_i = \frac{R_{es2} \cdot R_{es3} \cdot E_{b1} + R_{es1} \cdot R_{es3} \cdot E_{b2} + R_{es1} \cdot R_{es2} \cdot E_{b3}}{R_{es1} \cdot R_{es2} + R_{es1} \cdot R_{es3} + R_{es2} \cdot R_{es3}}$$

denklemini elde edilir. Kanatlardan ışınlam ile kaybettiği ısı, 3. yüzeye geçen ısıya eşittir ve aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$q_{i3} = \frac{\left(\frac{R_{es2} \cdot R_{es3} \cdot E_{b1} + R_{es1} \cdot R_{es3} \cdot E_{b2} + R_{es1} \cdot R_{es2} \cdot E_{b3}}{R_{es1} \cdot R_{es2} + R_{es1} \cdot R_{es3} + R_{es2} \cdot R_{es3}} \right) - E_{b3}}{R_{es3}} \quad (3.17)$$

Kanat geometrisinin belirli olması dolayısıyla R değerleri sabittir. Stefan Boltzmann denklemi $E_{bi} = \sigma \cdot T_i^4$ ve direnç değerleri yukarıdaki denklemin içerisinde yerleştirilerek, yüzey sıcaklıklarına bağlı, ışınlama ısı geçişi denklemi elde edilmiştir.

$$q_{i3} = (7,027 \cdot 10^{-12}) \cdot T_1^4 + (6,973 \cdot 10^{-11}) \cdot T_2^4 - (7,676 \cdot 10^{-11}) \cdot T_3^4 \quad (3.18)$$

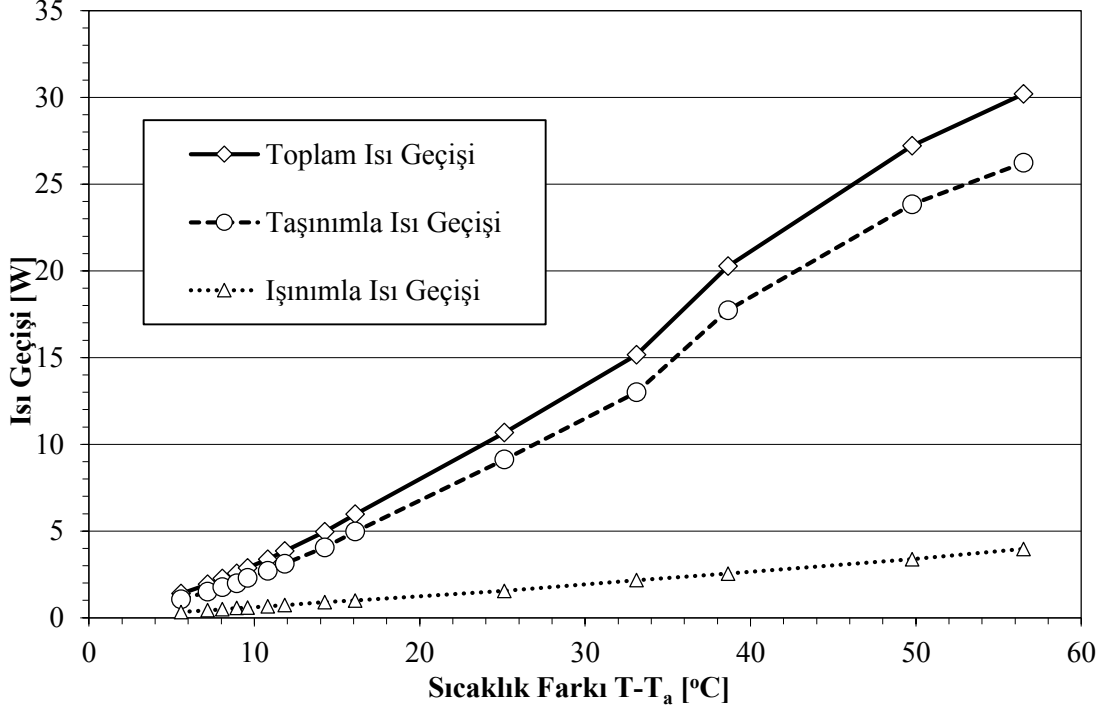
Deney yapılan kanat geometrisi için tek kanattan ışınlama ısı geçişi q_{i3} değerine eşittir. Toplam ışınlama geçen ısıyı (Q_i) hesaplamak için, kanal sayısı (n) ile çarpılır.

$$Q_i = n \cdot q_{i3} \quad (3.19)$$

3.4.6 Taşınım ile Isı Geçişi ve Ortalama Isı Taşınım Katsayısının Bulunması

Kanat modülünden ısı havaya, ışınlam ve taşınım olmak üzere iki yolla aktarılmaktadır. Bir önceki bölümde ışınlama ısı geçişinin hesaplanması için, yüzeylerden ölçülen sıcaklıklara bağlı denklem çıkarılmıştır. Bu denklem kullanılarak, her bir deney için ışınlama ısı geçişi hesaplanmaktadır. Hesaplanan bu değer toplam ısı geçişinden çıkarılarak, taşınım ile geçen ısı miktarı (Q_c) elde edilmektedir.

$$Q_c = Q_t - Q_i \quad (3.20)$$



Şekil 3.13: Kanat modülündeki toplam ısı geçişi, taşınım ile ve ışınım ile ısı geçişleri.

Şekil 3.13 de kanat modülü ile ortam havasının sıcaklıklarının farklarına bağlı olarak, kanat modülünden havaya aktarılan ısı gücü gösterilmektedir. Burada ışınım ile ve taşınım ile ısı geçişinin toplam ısı geçişine oranı gösterilmektedir.

3.4.6.1 Rayleigh sayısının hesaplanması

Doğal taşınım ile ısı geçişini belirleyen en önemli parametrelerden biri olan Rayleigh sayısı kanatlı yapılar için,

$$Ra_b = \frac{g \cdot \beta_a \cdot (T_s - T_a) \cdot \left(\frac{b^4}{H}\right)}{\nu_f \cdot \alpha_f} \quad (3.21)$$

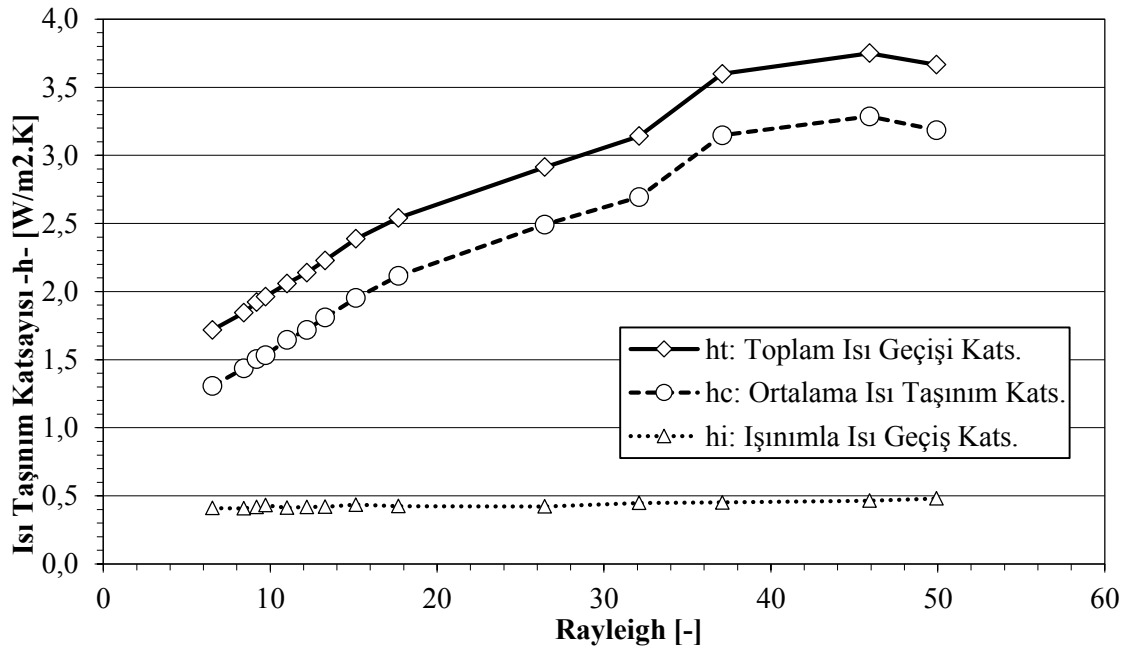
şeklinde hesaplanır. Burada b: değeri trapez kanal geometrisinin ortasındaki açıklıktır.

Tek kanat modülünde yapılan deneylerde Rayleigh sayısı 6.5 ile 50 arasındadır. Bu değerler literatürde laminer - türbülanslı geçiş bölgesi olarak gösterilen 103 ve 104 değerlerinin çok altındadır. Tüm deneyler laminer akış bölgesinde olduğu söylenebilir.

3.4.6.2 Ortalama taşınım katsayısının hesaplanması

Kanat tabanı ve kanat yüzeylerinin ısı geçiş alanlarının toplamı, kanat modülünün toplam ısı geçiş yüzeyini (A_s) olarak tanımlanmaktadır. Ortalama ısı geçiş katsayısı hesaplanırken bu alan değeri kullanılmaktadır. Ayrıca sıcaklık farkı olarak, kanat tabanındaki T_s sıcaklığı ile havanın kanat modülüne giriş sıcaklığı olan T_a kullanılmaktadır. Böylece ortalama taşınım katsayısı (h_c) aşağıdaki formül ile hesaplanmaktadır.

$$\bar{h}_c = \frac{Q_c}{A_s \cdot (T_s - T_a)} \quad (3.22)$$



Şekil 3.14: Kanat modülündeki taşınım katsayılarının Rayleigh sayısına göre değişimi.

Işınım ile geçen ısı miktarı (Q_i) ile benzer bir hesap yapılarak, h_i değeri hesaplanabilir. Rayleigh sayılarına göre h_c ve h_i değerleri Şekil 3.14 de gösterilmektedir.

Grafikten görüldüğü üzere Rayleigh sayısı arttıkça beklenildiği gibi ısı taşınım katsayısı da artmaktadır. Rayleigh sayısının artması, hava akış hızını ve dolayısıyla ısı geçişini arttırmaktadır.

3.4.7 Deneysel sonuçların literatürdeki taşınım korelasyonlarıyla karşılaştırılması

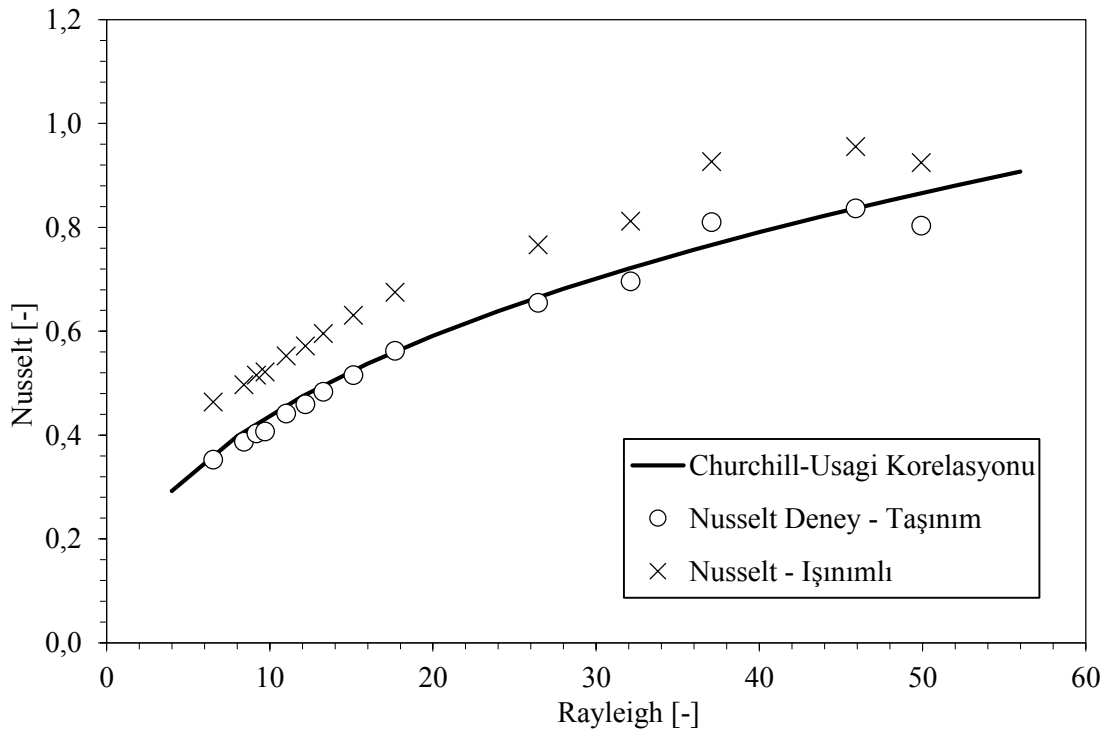
Nusselt boyutsuz sayısı, literatürde, kanatlı yapılar için,

$$Nu_b = \frac{\bar{h} \cdot b}{k_f} \quad (3.23)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Nusselt sayısı hesaplanırken kullanılan k_f değeri, havanın film sıcaklığındaki ısı iletim katsayısıdır.

Literatürdeki çalışmalar da sabit sıcaklık değerinde olan kanatlı geometriler için Churchill-Usagi tarafından hazırlanmış olan doğal taşınım korelasyonu defalarca doğrulanmıştır. Rayleigh sayısına göre Nusselt korelasyonun denklemi aşağıdaki gibidir (1972).

$$Nu - Nu_{cond} = 0.515 Ra_b^{1/4} \left[1 + \left(\frac{3.26}{Ra_b^{0.21}} \right)^3 \right]^{-1/3} \quad (3.24)$$



Şekil 3.15: Deneysel Nusselt sayılarının korelasyonla karşılaştırılması.

Deneysel sonuçlardan hesaplanan Nusselt değerleri, Şekil 3.15’de Churchill- Usagi korelasyonu ile karşılaştırılmaktadır. Grafikte toplam ısı geçişine göre hesaplanan Nusselt değerleri ile ışınlı ısı geçişinin çıkarıldığı ve yalnız taşınımla ısı geçişine

göre hesaplanmış Nusselt değerleri bir arada verilmektedir. Şekil 3.15'te taşınım ile ısı geçişine göre hesaplanan Nusselt değerlerinin literatürdeki Churchill-Usagi korelasyonu ile uyumlu olduğu görülmektedir.

Tek kanat modülü kullanılarak yapılan deneylerde, alınan sıcaklık ve ısı akısı ölçümleri kullanılarak yapılan hesaplamalarda, ısı taşınım katsayılarına, Rayleigh sayılarına ve Nusselt sayılarına ulaşılmaktadır. Nusselt sayıları elde edilirken, ısı taşınım hesabı yapılmış ve toplam ısı geçişi değerinden çıkarılmıştır, ayrıca ısı geçiş alanına tırtıklı yüzeylerde dahil edilerek hesaplamalar yapılmıştır. Deneysel veriler kullanılarak hesaplanan Nusselt değerlerinin, literatürde defalarca doğrulanmış olan bir korelasyonla uyum içerisinde olması, aynı zamanda yapılan ölçümlerin ve hesaplamaların kabul edilebilir olduğunu da göstermektedir.

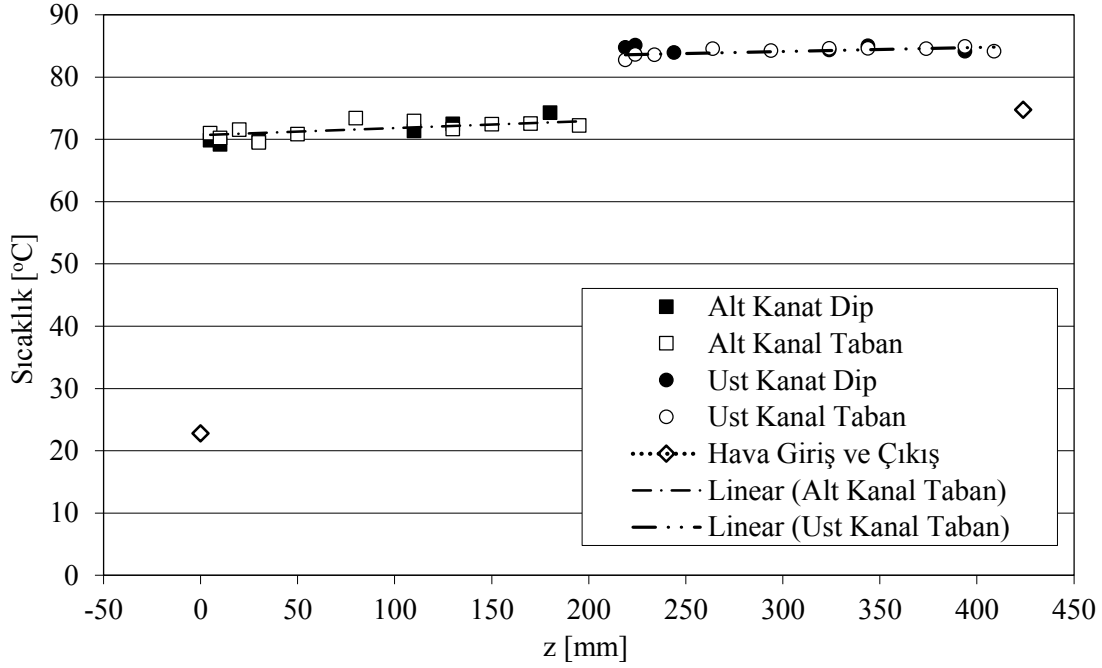
3.5 İki Kanat Modülü için Deney Sonuçları

Eş boyutlara sahip olan iki kanat modülü, aralarında mesafe bırakılarak üst üste konacak şekilde deney düzeneği yapılandırılmıştır. Modüllerin arkasından, aynı güçte ısı sağlanacak şekilde ısıtıcılar yerleştirilmiş ve elektrikli güç kaynağı ayarlanarak farklı ısı akılarında deneyler yapılmıştır. Bu bölümde deneysel ölçüm sonuçları ve hesaplamalar anlatılmaktadır. Kanat modülleri arasındaki mesafenin değişiminin, taşınım ile ısı geçişine etkisi incelenmektedir ve aynı zamanda bu değişimin Nusselt sayısı üzerine etkisi gösterilmektedir. Son olarak, kanat modülleri arasındaki mesafenin değişimi de bir parametre olarak alınıp, Nusselt korelasyonu türetilmektedir. Böylece bu kanat geometrisinde geçerli, belirli bir kanat modül mesafesi için ısı geçişi hesaplanabilmektedir.

3.5.1 Yüzeylerdeki sıcaklık dağılımları

Her bir deney için, kanat alt ve üst modülleri için ayrı ayrı sıcaklık ölçümleri alınmaktadır. Kanat modüllerinin ara mesafesi, 0 ile 25mm arasında değişen deneyler yapılmıştır. Bu bölümde sıcaklık değerlerini ve dağılımını göstermek için 13.9 mm ara mesafesi olan deney sonuçları kullanılmaktadır. Şekil 3.16 da, modüller arasındaki mesafenin 13.9mm olduğu ve iki kanat modülüne birden toplamda 45.5W ısı verilen deney için sıcaklık dağılımı verilmektedir. Grafikteki sıcaklık ölçümleri kanal tabanından ve kanat dip noktalarından alınan değerlerdir. Üst modüldeki yükseklik değerleri, buna bağlı olarak hesaplanmıştır.

Hava çıkış sıcaklığı kanat modülünün hemen üzerinde asılı bir şekilde konan bir bakır kütle yardımıyla ölçülmüştür. Ancak bakır kütle ile ortam havasıyla olan etkileşimi de göz önüne alındığında, kanatlardan çıkan havanın gerçek sıcaklık değerinden, ölçülen sıcaklığın daha az olduğu söylenebilir. Bu yüzden hiçbir hesaplar içerisinde hava çıkış sıcaklığı kullanılmamıştır. Bu değer grafikte verilme sebebi ise, yükselen havanın sıcaklığının merite olarak görülmesidir.



Şekil 3.16: Kanat modülleri üzerindeki sıcaklık değerleri (s=13.9mm, Qt=45.5W).

Grafikten görüldüğü gibi kanat modülleri içerisinde ki sıcaklık dağılımında büyük değişimler yoktur ve bu yüzden her kanat modülü için sıcaklıklar sabit kabul edilmektedir. Ancak kanat modüllerinin sıcaklıkları, açık bir şekilde farklıdır. Üst kanat modülü, alt modüle göre çok daha yüksek sıcaklık değerlerine sahiptir.

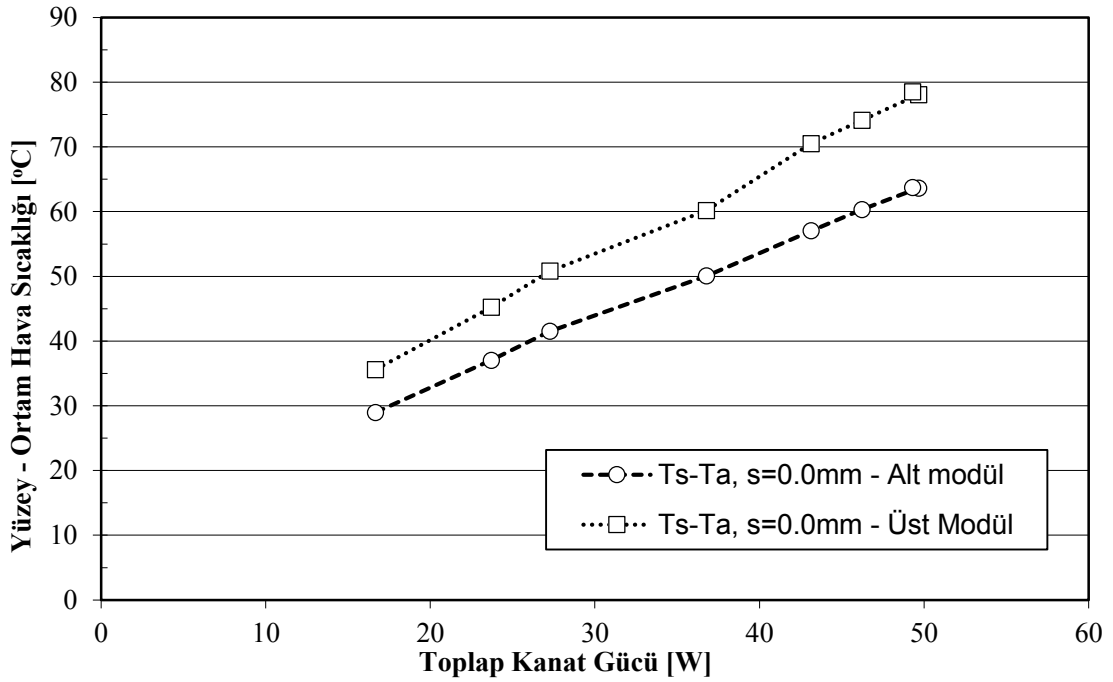
Elektronik aletler gibi sabit ısı akısının üretildiği yüzeylerin soğutulmasında alüminyum veya benzer yüksek ısı iletim katsayısına sahip malzemedan yapılmış kanatların kullanıldığı pek çok endüstriyel uygulama vardır. Endüstrideki bu tip uygulamalarla ısı geçişi benzeşimi açısından yapılan deneylerin uygun olduğu söylenebilir.

Kanat modüllerine yaklaşık aynı ısı güçleri verilmektedir. Alüminyum kanat modülleri, kendi içlerinde ısı iletimi ile sıcaklık farklarını azaltmaktadır ve modül yüzeyleri için sıcaklıklar sabit kabul edilmektedir.

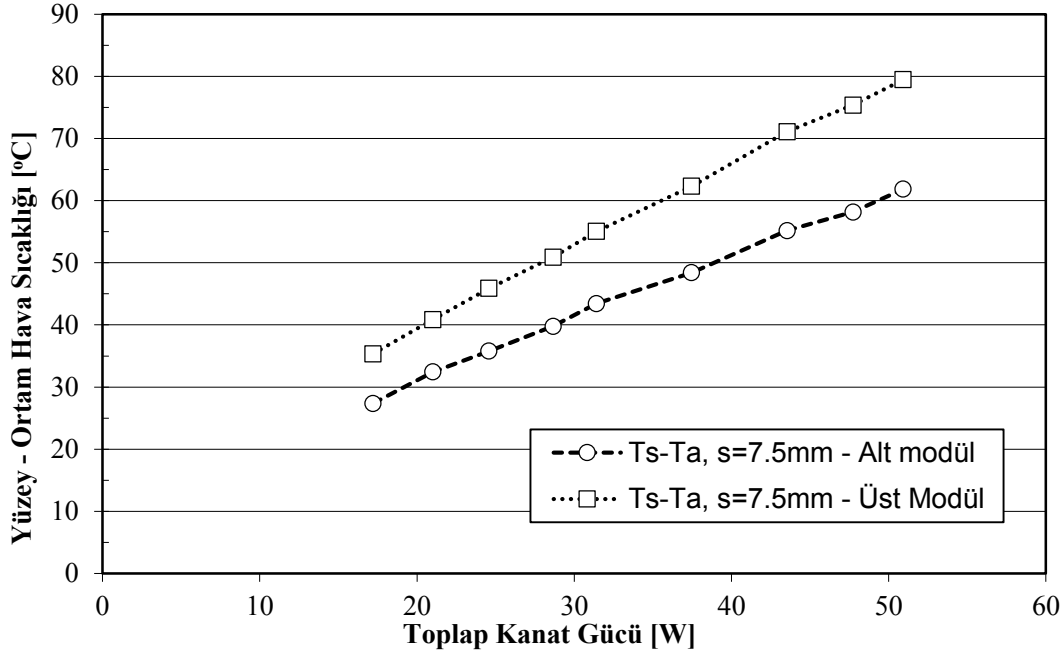
Alt ve üst modüllerin sıcaklık değerleri ise birbirine göre farklı değerler aldığı grafikten görülmektedir. Bu durumun başlıca sebebi, kanat modüllerinin ayrık olması ve bu yüzden modüller arasındaki ısı geçişinin engellemesidir. Böylece üst kanat modülünün sıcaklığı, alt kanat modülüne göre daha yüksek sıcaklık değerleri almaktadır.

Eğer ayrık olmayan, yekpare bir kanat modülü kullanılmış olsa idi, bu durum, kanat modül sisteminin üst ve alt noktaları arasındaki sıcaklık farklarının daha az olması ve muhtemelen sabit yüzey sıcaklığı kabul edilmesine yol açması beklenirdi.

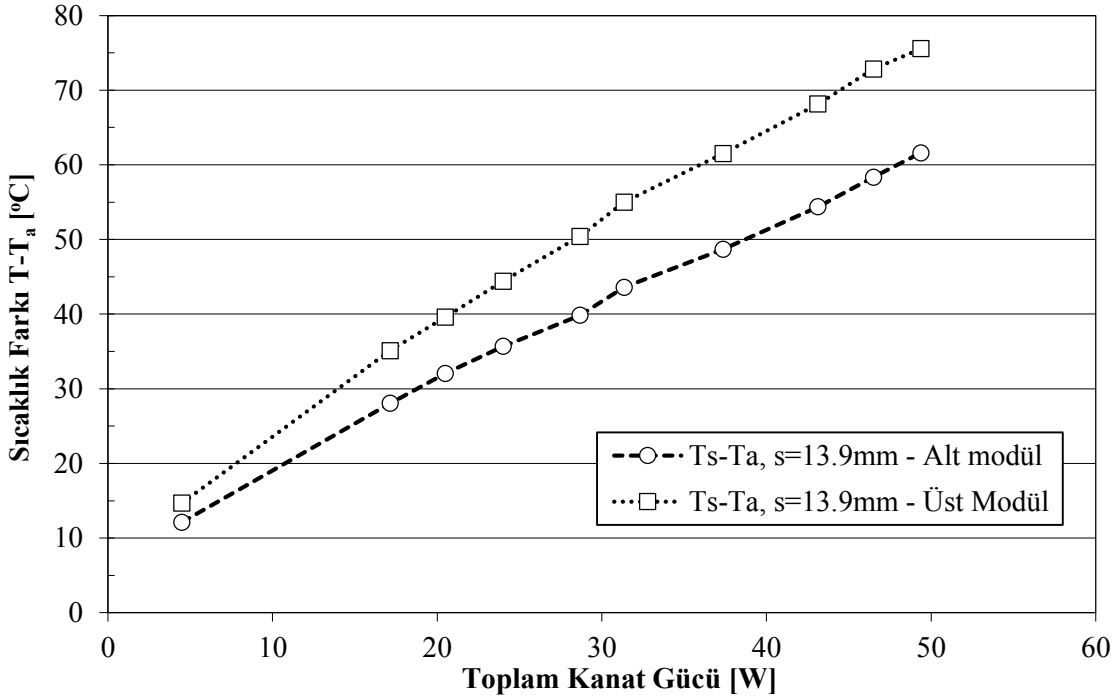
Modül arasındaki farklı mesafeler için yapılan deneylerde, alt ve üst modüllerin ortalama yüzey sıcaklıkları Şekil 3.17 ile Şekil 3.21 arasında verilmektedir. Grafikteki sıcaklıklar, ölçülen sıcaklık değerlerinden ortam hava sıcaklığı çıkarılarak elde edilmiştir. Kanat modüllerine verilen güçler arttıkça, modüller arasındaki sıcaklık farkları da artmaktadır.



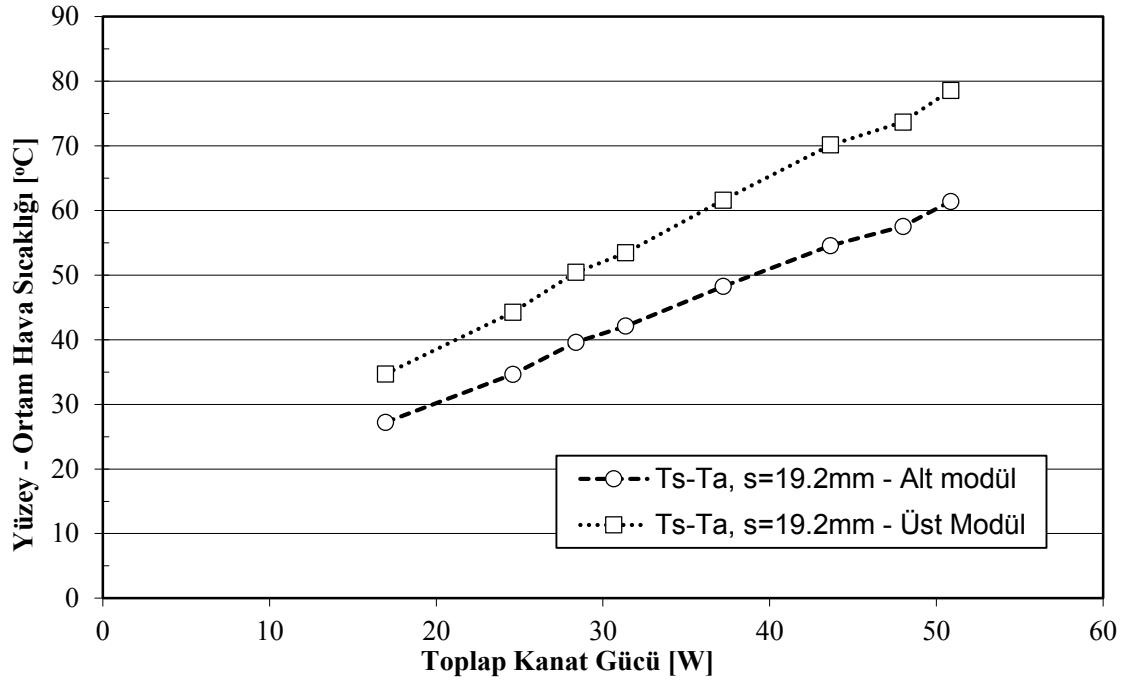
Şekil 3.17: İki kanat modülü için yapılan deneylerde ortalama yüzey sıcaklıklarının ortam sıcaklıkları ile farkları ($s=0.0\text{mm}$).



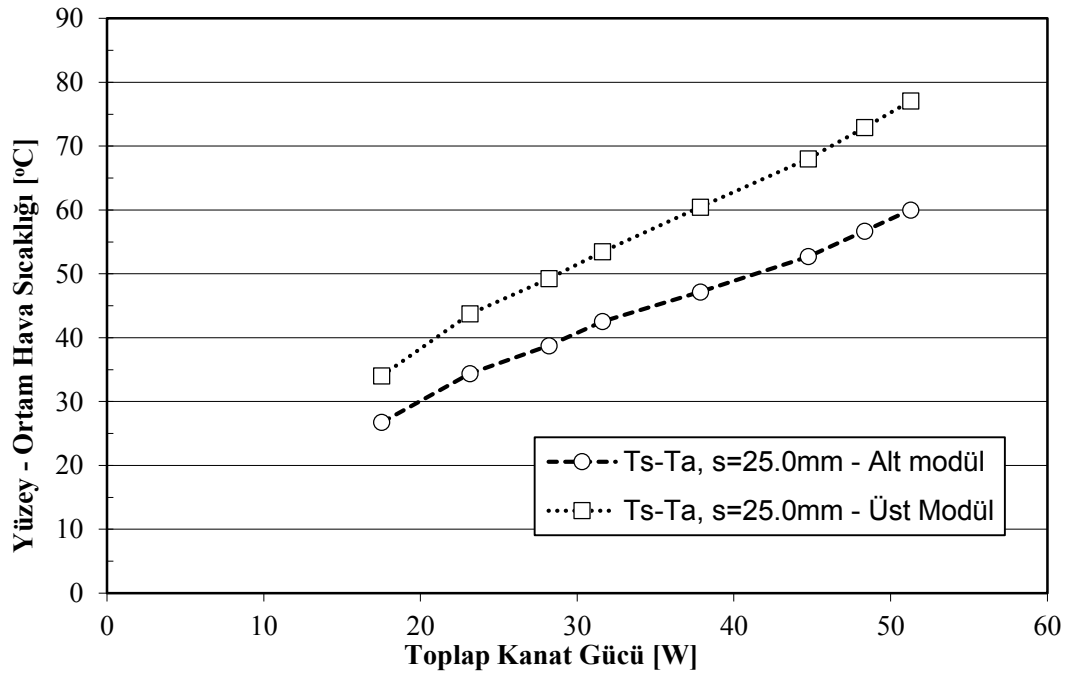
Şekil 3.18: İki kanat modülü için yapılan deneylerde ortalama yüzeý sıcaklıklarının ortam sıcaklıkları ile farkları (s=7.5mm).



Şekil 3.19: İki kanat modülü için yapılan deneylerde ortalama yüzeý sıcaklıklarının ortam sıcaklıkları ile farkları (s=13.9mm).

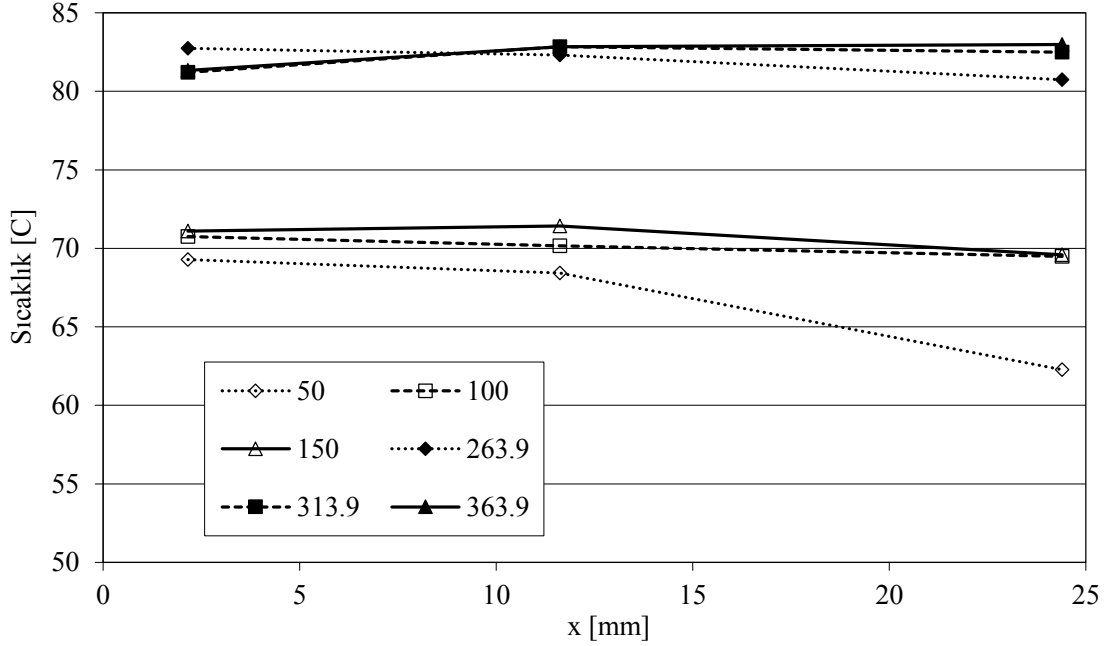


Şekil 3.20: İki kanat modülü için yapılan deneylerde ortalama yüzey sıcaklıklarının ortam sıcaklıkları ile farkları (s=19.2mm).



Şekil 3.21: İki kanat modülü için yapılan deneylerde ortalama yüzey sıcaklıklarının ortam sıcaklıkları ile farkları (s=25.0mm).

Kanatlı yüzeylerin, kanat boyunca sıcaklık dağılımları Şekil 3.22 de verilmektedir. $Z=50$ ve $z=263.9$ seviyeleri, sırasıyla alt ve üst kanat modüllerinin alttan 50mm yükseklikteki seviyeleri belirtmektedir. $Z=50$ mm seviyesindeki ölçümler, $z=100$ ve $z=150$ mm seviyelerinden alınan ölçümlerle kıyaslandığında, kanat dip kısmı ile uç kısımları arasında sıcaklık farklarının daha fazla olduğu görülmektedir. Bu durum bu bölgedeki ısı taşınımının daha fazla olduğunu da göstermektedir.

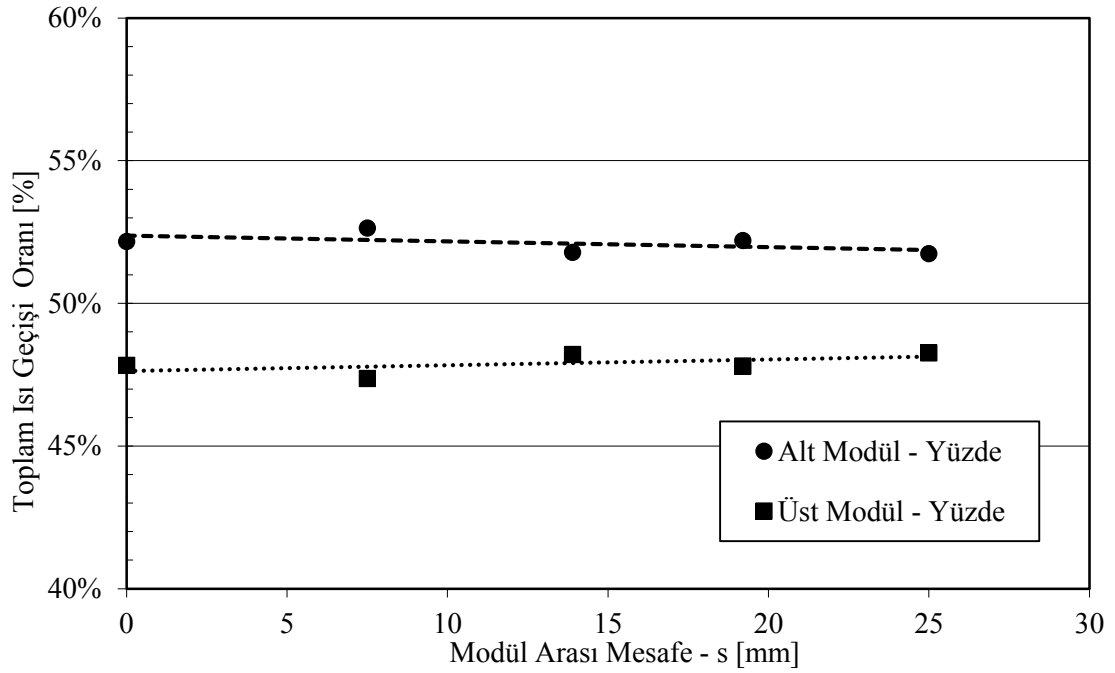


Şekil 3.22: İki kanat modülü kullanılan deneylerde kanat yüzey sıcaklıkları.

3.5.2 Alt ve üst modüllerin ısı geçiş oranları

Üretilen ısılar ve ısı kayıplarıyla ilişkili hesaplar, tek kanat modülü için önceki bölümlerde anlatılmıştır. Isıtıcının panel tarafından kaybettiği ısı miktarı çıkarıldıktan sonra elde edilen toplam kanat üzerinden geçen ısı miktarı bulunmaktadır. Kaybedilen ısı miktarlarındaki farklılıklardan dolayı kanatlar üzerinden geçen ısı miktarları da farklı olmaktadır.

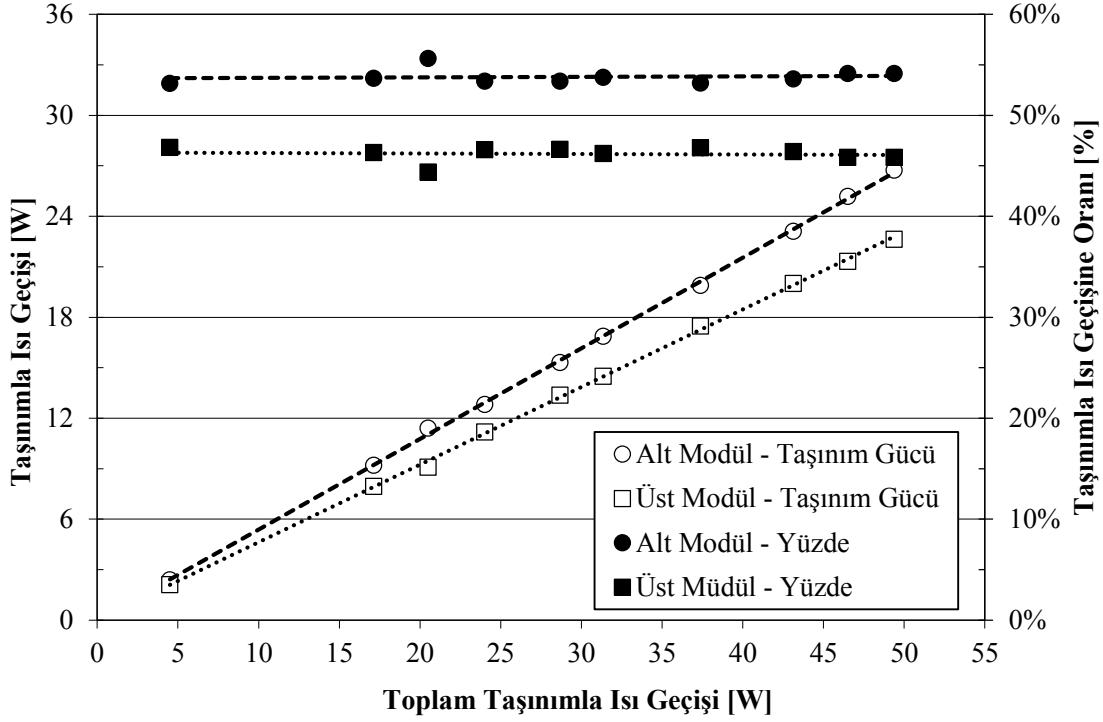
Alt ve üst kanat modüllerinden havaya aktarılan ısının, toplam ısı geçişine oranı tüm deneyler için incelenmiştir. Bu oranların farklı kanat modülü mesafelerine göre değişimi Şekil 3.23 da gösterilmektedir. Buradaki oranlar deneyden deneye çok farklılık göstermediği için ortalaması alınarak verilmektedir. Yapılan deneylerde toplam ısı geçişinin yaklaşık olarak %52'sinin alt kanat modülünden ve %48'inin üst kanat modülünden havaya aktarıldığı görülmektedir.



Şekil 3.23: Alt ve üst kanat modüllerinin toplam ısı geçişindeki payları.

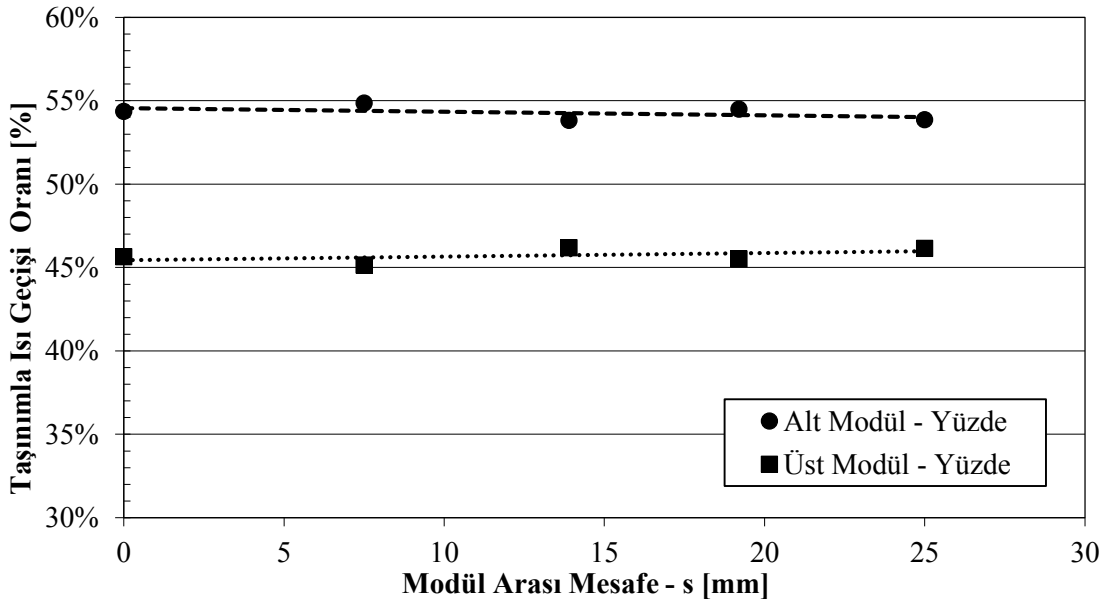
Bu oranlara bakıldığında aynı geometriye sahip olan üst ve alt modüldeki toplam ısı geçişi miktarlarının birbirine yakın olduğu söylenebilir.

Kanat modüllerinden ışıma ile geçen ısı miktarı tek kanat modülü için yapılan hesaplama metodunun aynısıdır. Bu çalışmadaki deneylerde, üst modüldeki yüzey sıcaklıkları, alt modüle göre daha yüksek sıcaklık değerlerine sahiptir. Bundan dolayı, üst kanat modülünden ışıma ile ısı geçişi, alt kanat modüle göre daha fazla olmaktadır. Işıma ile geçen ısılar, toplam kanatlardan geçen ısıdan çıkarılmasıyla, kanatlardan taşınım ile geçen ısı elde edilmiş olur. Böylece üst kanat modülünden taşınım ile ısı geçişinin oranı biraz daha azalmaktadır. Sonuç olarak elektrikli ısıtıcılar, aynı güçte ısı üretmesine rağmen, kanat modüllerinden taşınım ile atılan ısı miktarları aynı değerlere sahip olmaktadır.



Şekil 3.24: Alt ve üst kanat modüllerde taşınım ile ısı güçlerinin karşılaştırılması (s=13.9mm).

Kanat modülleri arasında s=13.9 mm mesafe bırakılmış olan deneyler için Şekil 3.24 deki grafik çizilmiştir. Kanat modüllerinden taşınım ile ısı geçişinin, yaklaşık olarak %54'ü alt kanattan, %46'sı da üst kanattan havaya taşınım ile aktarılmaktadır. Diğer deneyler için, bu oranlarda da benzer bir oran söz konusudur.



Şekil 3.25: Alt ve üst kanat modüllerinin taşınım ile ısı geçişindeki payları.

3.5.3 Ayrık kanat modül sistemi için Rayleigh sayısının hesabı

Literatürde Rayleigh sayılarını hesaplamaya yönelik iki ana formülasyon bulunmaktadır, bunlardan biri sabit yüzey sıcaklıklarına göre formüle edilmişken, diğeri ise sabit ısı akısına göre düzenlenmiştir. Bu çalışmadaki gibi ayrık kanatların tek sistem olarak düşünüldüğü ve bu sistem için düzenlenmiş bir Rayleigh formülasyonu literatürde bulunamamıştır. Ayrıca kanatlar için yapılan formülasyonların tamamında yüzey sıcaklıkları sabit tutulmuştur ve buna göre hesaplamalar yapılmıştır.

Bu sebeplerden dolayı Rayleigh sayısı belirlenirken bu çalışmaya özgü olarak tekrar gözden geçirilmiştir. Öncelikle kanat modülleri için ayrı ayrı bakıldığında sabit sıcaklık değerine sahip olduğu söylenebilse de, bir sistem olarak bakıldığında iki adet birbirinden çok farklı değerlere sahip sıcaklık değerleri vardır. Ayrıca üst kanat modülüne giren havanın sıcaklığı tam olarak ölçülememekte ve hesaplanamamaktadır.

Bu durum Rayleigh sayısının üst bölümünü oluşturan buoyancy kuvvetlerini tetikleyen sıcaklık farkının doğru bir şekilde tayin edilmesini güçleştirmektedir. Isı akı değerlerine bakıldığında ise, kanatların yükseklikleri boyunca değişken bir ısı akısı olduğu bilinmektedir, ancak kanat modüllerinden havaya geçen toplam ısı akılarının birbirine yakın ve oran olarak sabit oldukları hesaplanmıştır.

Bu değerlendirmelerden sonra Rayleigh formülasyonundaki buoyancy kuvvetini tetikleyicisi olarak $\left(\frac{q_c'' \cdot b}{k_f}\right)$ değerinin kullanılmasının daha doğru bir yaklaşım olduğu düşünülmektedir. Aynı zamanda β değeri literatürdeki birçok çalışmada ortam sıcaklığı alınmış olsa da özellikle üst kanat modülü için havanın kanatlı yapıya giriş sıcaklığı ortam sıcaklığının çok üstünde olduğu tahmin edilmektedir. Bu sebepten dolayı β değerinin film sıcaklığında hesaplanmasının uygun olacağı düşünülmektedir. Sonuç olarak Ra_s değeri hesaplanırken aşağıdaki formülasyon kullanılmaktadır.

Ayrık kanatlar için Rayleigh sayısı sabit ısı akısına göre düzenlenmiş olan formülasyon ile hesaplanmaktadır.

$$Ra_b = \frac{g \cdot \beta_f \cdot (q_c'') \cdot \left(\frac{b^5}{H}\right)}{v_f \cdot \alpha_f \cdot k_f} \quad (3.25)$$

Isı akısı ve yükseklik değerleri için kanat sisteminin toplam değerleri kullanıldığı için alt ve üst kanatlar değerleri toplanmaktadır.

$$q_c'' = \left(\frac{Q_{c1} + Q_{c2}}{A_{s1} + A_{s2}} \right) \quad (3.26)$$

$$H = H_1 + H_2$$

İki kanat modülü ile yapılan deneylerde Rayleigh sayıları 9 ile 22 arasında değişmektedirler.

3.5.4 Ortalama ısı taşınım katsayısının bulunması

DeneySEL verilerden yola çıkarak yapılan hesaplamalarda, hava için kanatlara giriş sıcaklığı yani ortam sıcaklığı kullanılmaktadır. Bu nedenle, alt ve üst kanat modülü tek bir sistem olarak düşünülmektedir ve ortalama ısı taşınım katsayısı bu sistem için aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır. Denklem içerisindeki ısı akısı ve yüzey sıcaklıkları için alt ve üst kanat modülü için ortalamalar alınmaktadır.

$$\bar{h}_c = \frac{q_c''}{(T_s - T_a)} \quad (3.27)$$

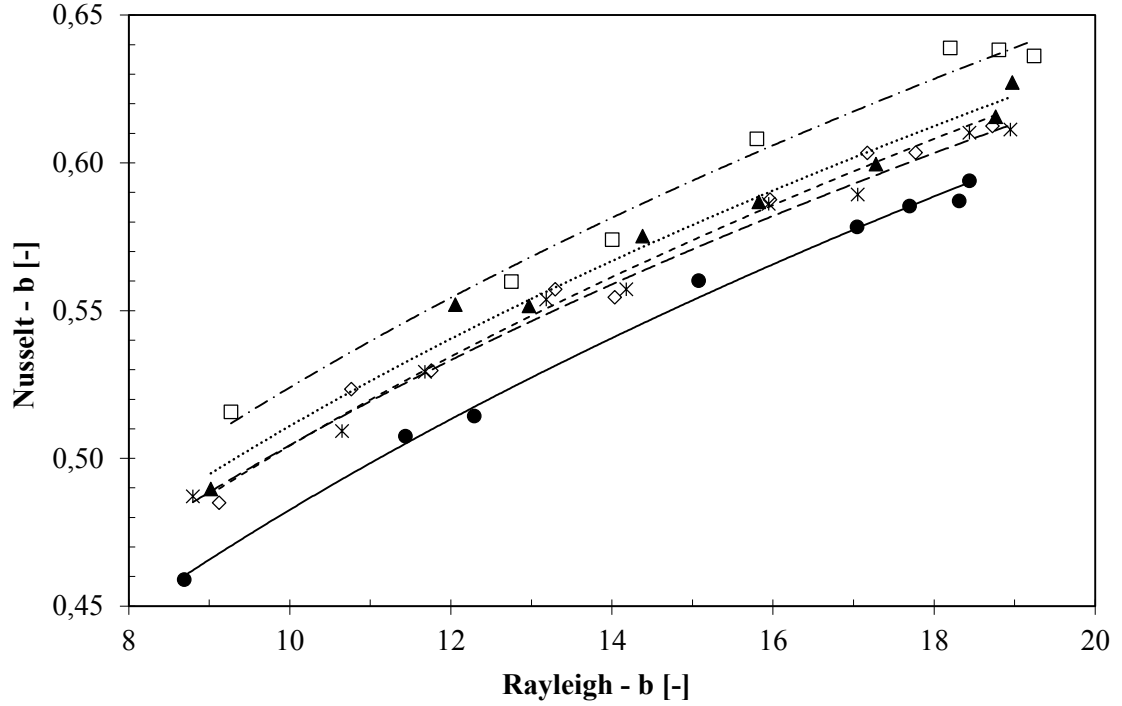
3.5.5 Ayrık kanat modül sistemi için Nusselt korelasyonu

Isı taşınımının etkisini incelemesi amacıyla tüm deneyler için Nusselt boyutsuz sayısı hesaplanmaktadır. Karakteristik uzunluk olarak, iki kanat arasındaki orta uzaklık belirlenmişti, buna göre ortalama Nusselt sayısı aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$\overline{Nu}_c = \frac{\bar{h}_c \cdot b}{k_f} \quad (3.28)$$

İki kanat modülü için Rayleigh sayısına bağlı olarak Nusselt değerleri Şekil 3.26 de verilmektedir. Grafik içerisinde kanat modül aralıklarına bağlı olarak 5 adet üstel fonksiyon çizilmiştir. Grafikte dENEYSEL değerler bir birinin içine girmiş olarak gözüktüğü de, dENEYSEL değerlerin üstel fonksiyonlar ile uyum içerisinde olduğu regresyon hesabıyla ortaya konmaktadır. R² değerlerinin tamamı 0.98 in üzerindedir ve üstel fonksiyonlar birbirlerine paralel olmaktadır.

● s=0.0	* s=7.5	◇ s=13.9	▲ s=19	□ s=25
— Power (s=0.0)	- - - - Power (s=7.5)	- · - · - Power (s=13.9)	· · · · · Power (s=19)	- - - - Power (s=25)
$y = 0.2216x^{0.338}$ $R^2 = 0.996$	$y = 0.2503x^{0.3044}$ $R^2 = 0.9926$	$y = 0.2422x^{0.3185}$ $R^2 = 0.9868$	$y = 0.2512x^{0.3083}$ $R^2 = 0.9826$	$y = 0.2571x^{0.3092}$ $R^2 = 0.985$



Şekil 3.26: Kanat modül mesafelerine göre Nusselt sayıları.

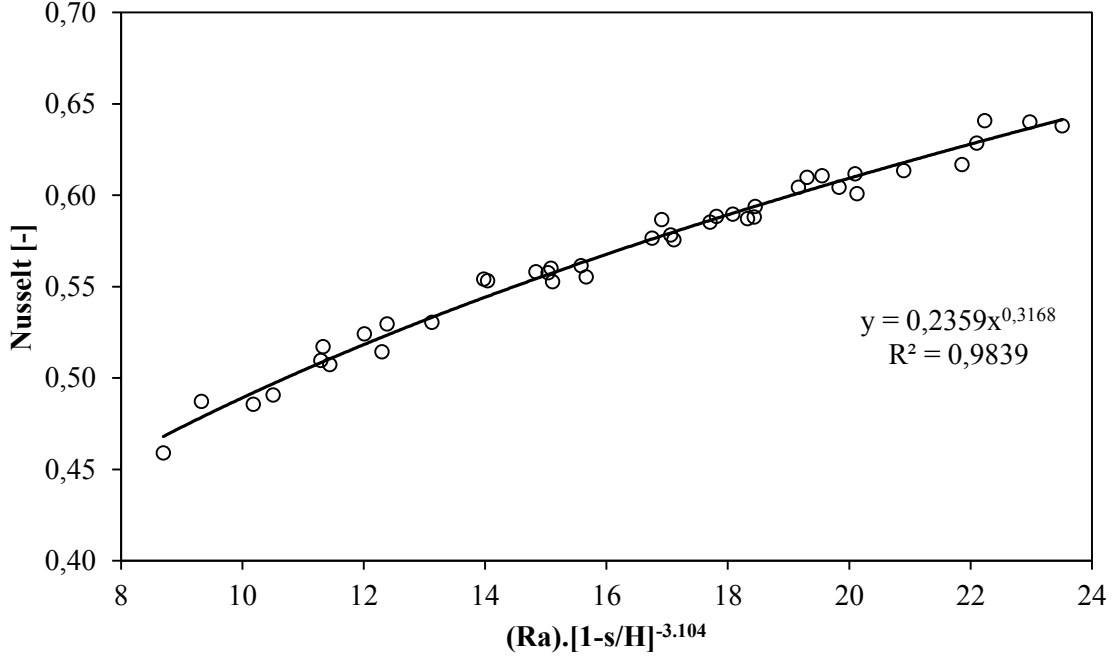
Ayrıca grafikten açık bir şekilde görüldüğü üzere kanat modülleri arasındaki mesafenin artmasıyla, Nusselt sayısını ve dolayısıyla ısı taşınım katsayısını da artmaktadır. Modüller arasında 25mm mesafe bırakılması, hiç mesafe bırakılmamasına göre, Nusselt sayısında çoğu nokta için 10% mertebesinde artış sağlamaktadır.

Sonuç olarak kanat modülleri arasındaki mesafenin, ısı geçişine olumlu etkisi beklenildiği üzere gözlemlenmektedir. Bu mesafe değişimi, $(1-s/H)$ parametresi olarak boyutsuzlaştırılmaktadır ve bu boyutsuz sayı kullanılarak Rayleigh sayısı ile beraber yeni bir Nusselt korelasyonu elde edilmektedir. Böylece bu korelasyonu 0 ile 25mm arasındaki değişik kanat modülü mesafeleri için de kullanılabilir.

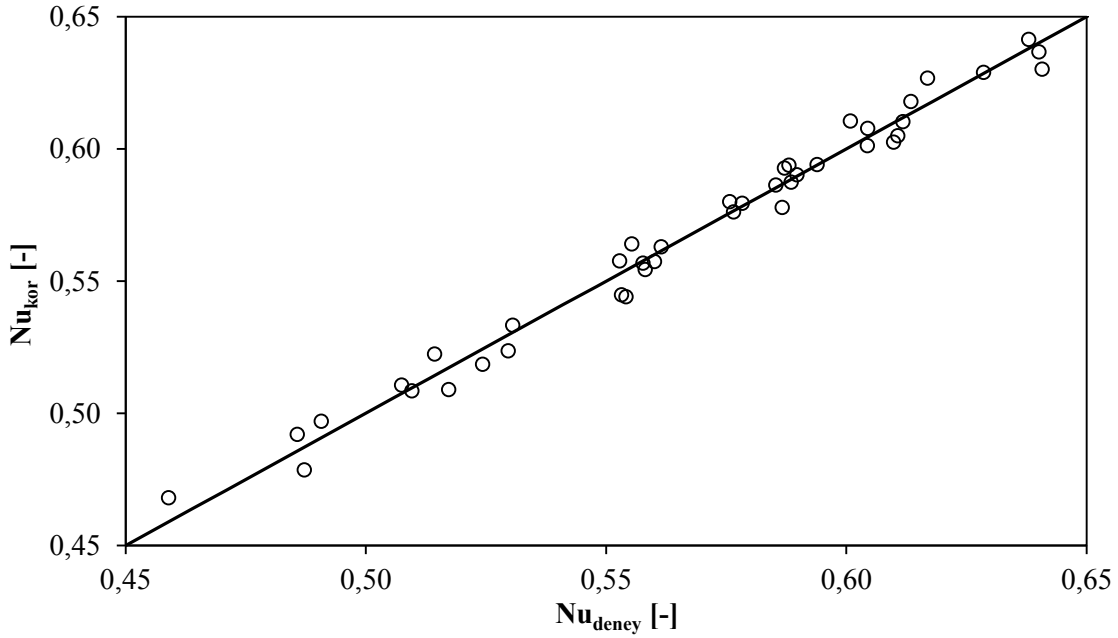
Korelasyon Excel programı yardımıyla, regresyon analizi yapılarak elde edilmiştir.

$$Nu_s = 0.2359 \cdot Ra^{0.3168} \cdot \left(1 - \frac{s}{H}\right)^{-0.9833} \quad (3.29)$$

Deney sonuçlarının korelasyonun karşılaştırılması Şekil 3.27 de verilmektedir. Üstel fonksiyon olarak grafikte gösterilen korelasyonun R^2 değeri 0.98 in üzerindedir ve deney sonuçlarına uyumlu bir korelasyonun elde edilebildiği sonucuna varılmaktadır.



Şekil 3.27: Rayleigh ve kanat mesafesine göre Nusselt korelasyonu.



Şekil 3.28: Deneyden ve korelasyondan elde edilen Nusselt sayılarının karşılaştırılması.

Deney sonuçları ile korelasyonun karşılaştırıldığı bir diğer grafik Şekil 3.28 de gösterilmektedir. Bu grafik içerisinde her bir deney için elde edilen Nusselt sayısı ile korelasyon kullanılarak hesaplanan Nusselt sayıları karşılaştırılmaktadır. Deneylerden elde edilen Nusselt sayılarının, türetilmiş olan korelasyon kullanılarak hesaplanan Nusselt sayıları ile uyumlu olduğu görülmektedir.

4. SONUÇ

Tırtıklı kanat yüzeylerinden meydana gelen çok kanatlı yüzeylerde doğal ısı taşınımının deneysel olarak incelendiği bu çalışmada, iki ayrı modülün arasındaki mesafenin etkileri ortaya konulmaktadır.

Tek modül deneylerinde tırtıklı yüzeyin ısı taşınım katsayısına etkisi bu çalışma aralığında ortaya konulamamıştır. Deneylerde tırtıklı yüzeyin etkisi ısı geçiş alanının artışı şeklinde olduğu görülmektedir. Tek modül deneyleri literatürle karşılaştırılarak geçerliliği doğrulanmaktadır.

İki modül kullanılarak yapılan deneylerde modül arası 0mm den başlayarak 25 mm değerine kadar arttırılmıştır. 5 farklı aralık için yapılan deneylerde iki modül sistemi için ısı taşınım katsayısının arttığı gözlenmektedir.

Deney yapılmış olan her bir modül mesafesi için ayrı ayrı Nusselt korelasyonları elde edilmiştir. Ayrıca ayrık kanat modül sisteminde uygulanabilir hem Rayleigh hem de boyutsuz aralığa göre genelleştirilmiş,

$$Nu_s = 0.2359 \cdot Ra^{0.3168} \cdot \left(1 - \frac{s}{H}\right)^{-0.9833}$$

Nusselt korelasyonu önerilmektedir.

KAYNAKLAR

- Aihara, T.** (1970). Natural convection heat transfer from vertical rectangular fin arrays. *Bulletin of the JSME (13/64)*, 1182-1200.
- Aung, W., Fletcher, L. S., & Sernas, V.** (1972). Developing laminar free convection between vertical flat plates with asymmetric heating. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 15(11), 2293-2308.
- Bar-Cohen, A.** (1979). Fin thickness for an optimized natural convection array of rectangular fins. *Journal of Heat Transfer*, 101(3), 564-566.
- Churchill, S. W.** (1983). Free convection around immersed bodies. *Heat Exchanger Design Handbook*, 2(7).
- Churchill, S. W., & Usagi, R.** (1972). A general expression for the correlation of rates of transfer and other phenomena. *AIChE Journal*, 18(6), 1121-1128.
- Elenbaas, W.** (1942). Heat dissipation of parallel plates by free convection. *Physica*, 9(1), 2-28.
- Elenbaas, W.** (1942). The dissipation of heat by free convection the inner surface of vertical tubes of different shapes of cross-section. *Physica*, 9(8), 865-874.
- Leung, C. W., & Probert, S. D.** (1997). Heat-exchanger performance: Influence of gap width between consecutive vertical rectangular fin-arrays. *Applied energy*, 56(1), 1-8.
- Martynenko, O. G., & Khramtsov, P. P.** (2005). *Free-Convective Heat Transfer*. Berlin: Springer.
- Rohsenow, W. M., Hartnett, J. P., & Cho, Y. I.** (1998). *Handbook of Heat Transfer*. New York: McGraw-Hill.
- Starner, K. E., & McManus, H. N.** (1963). An experimental investigation of free-convection heat transfer from rectangular-fin arrays. *Journal of Heat Transfer*, 85(3), 273-277.
- Van De Pol, D. W., & Tierney, J. K.** (1973). Free convection Nusselt number for vertical U-shaped channels. *Journal of Heat Transfer*, 95(4), 542-543.
- Welling, J. R., & Wooldridge, C. B.** (1965). Free convection heat transfer coefficients from rectangular vertical fins. *Journal of heat transfer*, 87(4), 439-444.
- Yazicioğlu, B., & Yüncü, H.** (2007). Optimum fin spacing of rectangular fins on a vertical base in free convection heat transfer. *Heat and Mass Transfer*, 44(1), 11-21.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Şefik Can TOKGÖZ

Doğum Yeri ve Tarihi: 19.06.1988/ İZMİR

Adres: İdealtepe mah. Alanlı sokak No:1 D:5 Maltepe-İSTANBUL

E-Posta: tokgozc@gmail.com

Lisans: İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü

Mesleki Deneyim: 1 yıl İTÜ Makina Fakültesi, Isı Kütle Laboratuvarında Panel Radyatör Projesinde Mühendisi, 1 yıl Ford Otasan'da Ar-Ge Mühendisi

Yayın ve Patentler

- Isıtma-Havalandırma Sisteminde Kullanılacak Su/Glikollü Isı Geri Kazanım Bataryalarının Tasarlanması, *TIBTD 18. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 2011*