DALGALI KANATÇIKLI ISI DEĞİŞTİRİCİNİN YANIT YÜZEY METODU İLE ÇOK AMAÇLI OPTİMİZASYONU

Milad BAZARBASHİ

Yüksek Lisans Tezi
Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı
Doç. Dr. Bayram ŞAHİN
2013
Her Hakkı Saklıdır

ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

DALGALI KANATÇIKLI ISI DEĞİŞTİRİCİNİN YANIT YÜZEY METODU İLE ÇOK AMAÇLI OPTİMİZASYONU

Milad BAZARBASHİ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

ERZURUM
2013

Her hakkı saklıdır

T.C.
ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TEZ ONAY FORMU

DALGALI KANATÇIKLI ISI DEĞİŞTİRİCİNİN YANIT YÜZEY METODU İLE ÇOK AMAÇLI OPTİMİZASYONU

Doç. Dr. Bayram ŞAHİN danışmanlığında, Milad BAZARBASHİ tarafından hazırlanan bu çalışma 14/08/2013 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı'nda Yüksek Lisans tezi olarak **oybirliği/~~oy çokluğu~~ (3/3)** ile kabul edilmiştir.

Başkan	: Doç. Dr. Bayram ŞAHİN	*İmza*	:
Üye	: Doç. Dr. Süleyman KARSLI	*İmza*	:
Üye	: Doç. Dr. Kemal ÇOMAKLI	*İmza*	:

Yukarıdaki sonucu onaylıyorum

Prof. Dr. İhsan EFEOĞLU
Enstitü Müdürü

Not: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaklardan yapılan bildirişlerin, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak olarak kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

DALGALI KANATÇIKLI ISI DEĞİŞTİRİCİNİN YANIT YÜZEY METODU İLE ÇOK AMAÇLI OPTİMİZASYONU

Milad BAZARBASHİ

Atatürk Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Bayram ŞAHİN

Bu çalışmada, yatay dikdörtgen bir kanal içerisine düz ve şaşırtmalı düzende yerleştirilen S tipi kanatların taşınımla ısı transferi ve basınç düşümü karakteristikleri Yanıt Yüzey Metoduyla (YYM) tahmin edilmiştir. Yaynıt Yüzey Metoduyla Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için matematiksel modeller kurulmuştur. Modellerin kurulmasında Merkezi Kompozit Tasarım (MKT) kullanılmıştır. Tasarım parametreleri ve değerleri, kanat yüksekliği (H) için 20mm, 35mm ve 50mm, akışa paralel yönde kanatlar arası mesafe (S_y) için 5mm, 12.5mm ve 20mm, kanat eğrilik yarıçapı (R) için 17mm, 29.5mm ve 42mm ve Reynolds sayısı (Re) için 10.000, 20.000 ve 30.000 olarak alınmıştır. Analizler sonucunda düz ve şaşırtmalı yerleşim düzenleri için ayrı ayrı elde edilen modellerin Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü tahminlerinin literatür ile uyumlu sonuçlar verdiği görülmüştür. Sonuçlar göstermiştir ki, Yanıt Yüzey Metodu Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün tahmininde kullanılabilecek alternatif bir istatistiksel yöntemdir. Isı transferi ve basınç düşümü karakteristiklerinin tahmininden sonra Nusselt sayısı (Nu) ve sürtünme faktörü (f) amaç fonksiyonları olarak seçilerek Nusselt sayısını maksimum ve sürtünme faktörünü minimum yapacak tasarım değişkenlerinin (H, S_y, R ve Re) optimum değerlerinin belirlenmesi hedeflenmiştir. Çok amaçlı optimizasyon problemlerinden elde edilen sonuçlarla çözüm alanı oluşturulmuştur.

2013, 76 sayfa

Anahtar Kelimeler: Isı transferi iyileştirmesi, S tipi kanat, Yanıt Yüzey Metodu, optimizasyon, matematiksel model.

ABSTRACT

MS Thesis

MULTI-PURPOSE OPTIMIZATION OF HEAT EXCHANGER WITH WAVY FIN BY SURFACE RESPONSE METHOD

Milad BAZARBASHİ

Atatürk University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Bayram ŞAHİN

In this study, convection heat transfer and pressure drop characteristics of S type fins inserted as plain and staggered arrangement in a horizontal rectangular channel have been predicted by Surface Response Method (SRM). Mathematical models have been obtained for Nusselt number and the friction factor with the help of Surface Response Method. For mathematical models, the Central Composite Design (CCD) are used. The design parameters and the values are 20mm, 35mm and 50mm for fin height (H), 17mm 29.5mm and 42mm for curvature radius (R) 5mm, 12.5mm and 20mm for the distance between the fins in spanwise direction (S_y) and 10.000, 20.000 and 30.000 for Reynolds number. At the end of the anlyses, it is seen that the results for Nusselt number and the friction factor are in good agreement with literature. The results show that the Surface Response Method is an alternative statistical way that could be used for estimating Nusselt number and the friction factor. After estimating the heat transfer and pressure drop characteristics, determining the optimum values of the design variables that make Nusselt number maximum and friction factor minimum by chosing the Nusselt number and friction factor as objective functions is aimed. The solution field has been created by the results obtained from multi-purposed optimization problems.

2013, 76 pages

Keywords: Heat transfer enhancement, S type fins, Surface Response Method, optimization, mathematical model.

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tezimin belirlenmesi ve tamamlanması aşamalarında öncelikle ilgi ve desteklerini esirgemeyen ve tezimi büyük bir titizlikle değerlendirerek üstün bilgilerinden istifade ettiğim tez danışmanım Sayın Doç. Dr. Bayram ŞAHİN'e teşekkür etmeyi bir borç bilirim.

Yine çalışmalarım boyunca her zaman yanımda olan değerli hocam Sayın Arş. Gör. Eyüphan MANAY, Sayın hocam Arş. Gör. Abdussamet SUBAŞI ve Sayın hocam Yrd. Doç. Dr. Şendoğan KARAGÖZ ve emeği geçen herkese çok teşekkür ederim.

Ayrıca hayatımın her döneminde, her konuda sınırsız manevi destekleri ile yanımda olduklarını hissettiren ve bu destekle başarılarımı temellendiren sevgili aileme şükranlarımı sunarım.

MİLAD BAZARBASHİ
Ağustos 2013

İÇİNDEKİLER

ÖZET i
ABSTRACT ii
TEŞEKKÜR iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ vi
ŞEKİLLER DİZİNİ viii
ÇİZELGELER DİZİNİ x
1. GİRİŞ 1
2. KURAMSAL TEMELLER 11
2.1. İletim İle Isı Transferi 11
2.2. Taşınımla Isı Transferi 12
2.2.1. Isıl sınır tabaka 13
2.2.2. Hidrodinamik (Hız) sınır tabaka 14
2.2.3. Sınır tabakanın önemi 15
2.2.4. Işınımla ısı transferi 15
2.2.5. Isı Transferinin İyileştirilmesi 16
3. MATERYAL ve YÖNTEM 19
3.1. Deney Düzeneği 19
3.2. Test Bölgesi 20
3.3. Test Elemanları 23
3.4. Deneylerinin Yapılışı 35
3.5. Yanıt Yüzey Yöntemi (YYY) ve Optimizasyon 36
3.5.1. Optimizasyon 39
3.6. Deneysel Verilerin Karakteristik Hesaplamalarda Kullanılması 40
3.7. Deneysel Belirsizlikler 44
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA 46
4.1. Yanıt Yüzey Metodu ile Matematiksel Modelleme 46
4.2. Isı Geçişi ve Sürtünme Karakteristikleri 61
4.3. Optimizasyon 67
5. SONUÇLAR 71

KAYNAKLAR 71
ÖZGEÇMİŞ 77

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

A	Alan (m^2)
Cp	Havanın Sabit basınçtaki Özgül Isısı (J/kgoC)
Dh	Kanal Hidroilk Çapı (m)
f	Toplam Sürtünme Katsayısı
F	Şekil Faktörü
h	Isı Taşınım Katsayısı ($W/m^2\ ^oC$)
H	Kanat Yüksekliği (mm)
I	Sisteme Verilen Akım (A)
k	Isı İletim Katsayısı (W/m^oC)
L	Levhanın uzunluğu (m)
Lt	Test Bölgesinin Uzunluğu (m)
m	Kütlesel Debi (kg/s)
Nu	Nusselt Sayısı
Pr	Prandtl Sayısı
ΔP	Basınç Düşümü (Pa)
q	Birim Uzunluk Başına Isı Transferi Miktarı (W/m)
Q	Isı Miktarı (W)
R	Direnç (Ω)
Rth	Termal Direnç (oC/W)
Re	Reynolds Sayısı
Sy	Kanatlar Arası Mesafe (mm)
Tg	Giriş Sıcaklığı (^oC)
Tç	Çıkış Sıcaklığı (^oC)
Tm	Ortalama Akışkan Sıcaklığı (^oC)
Ty	Test Elemanı Yüzey Sıcaklığı (^oC)
V	Sisteme Verilen Gerilim (Volt)
W	Levhanın Genişliği (m)
U	Kanal İçindeki Kesit Ortalama Hızı (m/s)
μ	Akışkanın Dinamik Viskozitesi (kg/ms)

ρ	Akışkanın Yoğunluğu (kg/m^3)
ν	Akışkanın Kinematik Viskozitesi (m^2/s)

Alt İndisler:

çık	çıkış
gir	giriş
h	hidrodinamik
kay	kayıp
konv	konveksiyon
opt	optimum
ort	ortalama
p	projeksiyon alanı
rad	radyasyon
s	yüzey
t	toplam alan
top	toplam
y	yüzey

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Sabit sıcaklıkta bir düz levha üzerinde akış için hız sınır tabaka kalınlığı ve yerel ısı transfer katsayısının değişimi. 13
Şekil 2.2. Dairesel borular için hidrodinamik sınır tabaka gelişimi. 14
Şekil 3.1. Deney sisteminin şematik görünümü 19
Şekil 3.2. Deney sisteminin görünüşü. 21
Şekil 3.3. Isıtma ünitesinin şematik gösterimi. 21
Şekil 3.4. Wattmetre (Güç Analizörü). 23
Şekil 3.5. Varyak. 23
Şekil 3.6. Tahtadan yapılan 3 çeşitli kalıplar 25
Şekil 3.7. Düz diziliş 26
Şekil 3.8. Şaşırtmalı diziliş 26
Şekil 3.9. Test elemanlarının eğrilik yarıçapına ait ölçüler 27
Şekil 3.10. Termoelemanların ve basınç tapalarının yerleşimi 28
Şekil 3.11. Termoelemanların kalibrasyon eğrileri ve denklemleri 29
Şekil 3.12. Advantec PCLD-HG 818 DAQ kartı. 32
Şekil 3.13. Birbirine temas eden yüzeyler arasında ısı akışı 34
Şekil 3.14. Testo 400 Anemometre 34
Şekil 3.15. KIMO CP 100 diferansiyel basınç transduseri. 35
Şekil 3.16. Merkezi kompozit tasarımın (MKT) kısımları 37
Şekil 4.1. Boş kanala ait Nusselt sayısının literatürle karşılaştırılması. 46
Şekil 4.2. Parametrelerin Nusselt sayısı üzerine katkı yüzdeleri (düz diziliş) 58
Şekil 4.3. Parametrelerin sürtünme katsayısı üzerine katkı yüzdeleri (düz diziliş) 58
Şekil 4.4. Parametrelerin Nusselt sayısı üzerine katkı yüzdeleri (şaşırtmalı diziliş) 59
Şekil 4.5. Parametrelerin sürtünme katsayısı üzerine katkı yüzdeleri (şaşırtmalı diziliş) 59
Şekil 4.6. H=20 m ve R=29.5mm durumları için farklı kanat yüksekliklerinde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi (düz diziliş) 62
Şekil 4.7. Sy=5m ve R=29.5mm durumları için farklı kanat yüksekliklerinde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi (şaşırtmalı diziliş) 62

Şekil 4.8. H=20m ve R=29.5mm durumları için farklı kanatlar arası mesafelerde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi (düz diziliş) 63
Şekil 4.9. H=20m ve R=29.5mm durumları için farklı kanatlar arası mesafelerde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi (şaşırtmalı diziliş)..... 63
Şekil 4.10. H=20m ve Sy=5mm durumları için farklı kanat eğrilik yarıçaplarında Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi (şaşırtmalı diziliş)..... 64
Şekil 4.11. Sy=5mm durumu için farklı kanat yüksekliklerinde sürtünme katsayısının Reynolds sayısıyla değişimi (düz diziliş)..... 65
Şekil 4.12. Sy=5mm durumu için farklı kanat yüksekliklerinde sürtünme katsayısının Reynolds sayısıyla değişimi (şaşırtmalı diziliş)..... 65
Şekil 4.13. H=50mm durumu için farklı kanatlar arsı mesafelerde sürtünme katsayısının Reynolds sayısıyla değişimi (düz diziliş)..... 66
Şekil 4.14. H=50mm durumu için farklı kanatlar arsı mesafelerde sürtünme katsayısının Reynolds sayısıyla değişimi (şaşırtmalı diziliş)..... 66
Şekil 4.15. Düz diziliş için pareto front 68
Şekil 4.16. Şaşırtmacalı diziliş için pareto front 69

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1. Isı transferi iyileştirme tekniklerinin sınıflandırılması. 16
Çizelge 2.2. Isı transferi iyileştirme tekniklerinin diğer bir tür sınıflandırılması. 17
Çizelge 3.1. Çalışmada incelenen parametreler ve değerleri. 26
Çizelge 3.2. Ölçülen büyüklüklerdeki belirsizlikler 45
Çizelge 3.3. Hesaplanan belirsizlik değerleri 45
Çizelge 4.1. Çalışmada incelenen parametreler ve değerleri 47
Çizelge 4.2. Düz dizliş için deney tasarımı
Çizelge 4.3. Düz dizliş için deney tasarımı 49
Çizelge 4.4. Şaşırtmacalı dizliş için deney tasarımı. 50
Çizelge 4.5. Düz diziliş Nusselt sayısı (Nut) için ANOVA Çizelgesi 52
Çizelge 4.6. Düz diziliş Sürtünme faktörü (f) için ANOVA Çizelgesi 53
Çizelge 4.7. Şaşırtmacalı diziliş Nusselt sayısı (Nut) için ANOVA çizelgesi 54
Çizelge 4.8. Şaşırtmacalı diziliş Sürtünme faktörü (f) için ANOVA çizelgesi 55
Çizelge 4.9. Düz diziliş için Nusselt sayısına ait doğrulama deneyi sonuçları 56
Çizelge 4.10. Düz diziliş için sürtünme katsayısına ait doğrulama deneyi sonuçları 56
Çizelge 4.11. Şaşırtmalı diziliş için Nusselt sayısına ait doğrulama deneyi sonuçları ... 56
Çizelge 4.12. Şaşırtmalı diziliş için sürtünme katsayısına ait doğrulama deneyi sonuçları 57
Çizelge 4.13. Düz diziliş için çözüm kümesi ve amaç fonksiyonlarının aldığı değerler 68
Çizelge 4. 14. Şaşırtmacalı diziliş için çözüm kümesi ve amaç fonksiyonlarının aldığı değerler 69

1. GİRİŞ

Teknolojinin gelişmesi, hızlı nüfus artışı dünya da ve ülkemizde enerji tüketimini artırmaktadır. Enerji tüketiminin artması, doğal kaynakların bilinçsizce tüketilmesine yol açmaktadır. Buda enerji kaynaklarının verimli kullanılmasını önlemekte ve bilinçsiz kullanım sonucu çevreye zarar vermektedir (Anonim 2013a).

Türkiye 2009 yılı verilerine göre, enerjisinin %75'ini ithalatla karşılamaktadır. Ayrıca Petrol ve Kömür gibi, en önemli enerji kaynakları olan fosil yakıtlar hızla tükenmektedir (Anonim 2013b). Tüm bunlar göz önüne alındığında ülkemiz için enerji tasarrufu sağlayacak projeler yapılmalı, özellikle yenilenebilir enerji kaynaklarına daha çok önem verilmelidir.

Enerji verimliliği tüketilen enerji miktarının, üretimdeki miktar ve kaliteyi düşürmeden, ekonomik kalkınmayı ve sosyal refahı engellemeden en aza indirilmesidir. Enerji verimliliği için en önemli faktör enerji tasarrufudur. Çoğu kişi tarafından, enerjinin az kullanılması, iki ampulden birinin yakılması gibi algılanan enerji tasarrufu, mühendislik yaklaşımıyla enerji atıklarının değerlendirilmesi ve mevcut enerji kayıplarının önlenmesi ile tüketilen enerji miktarının en aza indirilmesidir (Anonim 2013c).

Enerji tasarrufu, enerji arzının kısıtlanması olarak düşünülmemelidir. Enerji tasarrufu ile birlikte, üreticiler için enerji maliyeti düşecektir ve aynı miktardaki mal veya hizmetler daha az enerji harcanarak üretilecek veya aynı miktar enerji ile daha çok mal ve hizmet üretilecektir. Buda hem ulusal hem de uluslararası alanda rekabet gücünü artıracaktır (Anonim 2013a).

Son yıllarda, enerji geri kazanımlı sistemlere önem verilmeye başlanmış ve işletmelerde bu tür sistemlere olan ilgi ve talep artmıştır. Enerji geri kazanımında kullanılan en önemli cihazlardan biriside ısı değiştiricileridir. Isı değiştiricileri, farklı sıcaklıkta ve birbirinden katı bir cidar ile ayrılan iki akışkan arasında ki ısı değişimini sağlayan

cihazlardır. Isı değiştiricileri, hacim ısıtılmasında, termik santrallerde, iklimlendirme tesislerinde, atık ısının geri kazanımı gibi alanlarda kullanılmaktadır (Anonim 2013d).

Enerji tasarrufu ve enerjinin verimli kullanılabilmesi için, ısı değiştiricilerinde ısı transferi miktarının artırılması gerekmektedir. Enerji ihtiyacının artması, buna karşılık olarak ta enerji kaynaklarının tükeneceği göz önüne alındığında, ısı değiştiricilerinde enerji tasarrufu yaparak ısı transferi miktarını artırmak gelecek yıllar adına önemli bir çalışma olacaktır. Isı değiştiricilerinde bunu yapabilmek için, ortalama sıcaklık farkının düşürülmesi gerekir ki buda termodinamik verimi artırıp maliyeti azaltacaktır (Anonim 2013d).

Isı transfer miktarı, ısı transfer miktarı katsayısı ile ilgilidir. Isı değiştiricileri tasarlanırken, ısı transferi artırıldığında sürtünme ve basınç kaybı da artacaktır. Bundan dolayı, net ısı transfer artışını belirleyebilmek için sabit pompalama gücünde karşılaştırmalar yapılarak, kullanılan yöntemin ısı transfer iyileştirmesi bulunmalıdır. Isı transferini artırma tekniklerini, aktif ve pasif metotlar olarak sınıflandırmak mümkündür. Isı transfer edilen akışkana veya ortama ilave enerji verilerek ısı transferinde iyileşme sağlayan yöntem aktif, ilave enerji vermeden ısı transferindeki iyileşmeyi sağlayan yönteme ise pasif yöntem denir (Anonim 2013e).

Bilimsel ve endüstriyel uygulamalarda ısı transferinin artırılması sıkca karşılaşılan ve sürekli geliştirilme ihtiyacı duyulan bir mühendislik problemidir. Gaz soğutmalı nükleer reaktörler, gaz türbini kanatlarının soğutulması, uzay ve otomotiv araçları, kompakt ısı değiştiriciler ve elbette hayatımızın vazgeçilmez bir parçası haline gelen elektronik cihazların soğutulması bilimsel ve endüstriyel uygulamalara verilecek örneklerden sadece bir kaçıdır. Değişik geometri ve dizilişe sahip kanatlarla ısının sisteme/sistemden transferi iyileştirilir. Elemanların geometrileri ve boyutları transfer işleminin performansını ile lineer bağlantılıdır (Subaşı 2010). Termodinamiğin önemli uygulama alanlarından biri de soğutmadır. Soğutma düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısının aktarılmasıdır. Soğutma işlemini gerçekleştiren cihazlara Soğutma makineleri, çalıştıkları çevirmlere de soğutma çevrmler adı verilir.

Gaz türbinlerinde ısı ve termal verimi çoğaltmak için girişteki gaz sıcaklığının mümkün olduğunca yüksek olması istenir. Aşırı ısınmalar kanatların ömrünü ve sağlığı azaltacağından dolayı sıcak gazdan gelen yüksek ısı akışı ve termal gerilimler kanatlardan ısının etkili bir şekilde uzaklaştırılması gerekir. Kanat malzemesinin geliştirilmesi ve çok çeşitli olması ve kanatlarda değişik malzemelerden üretilmiş parçaların kompozisyonunun denenmesi uzun süre alan maliyeti yüksek bir yoldur. Kanat malzemesi üzerinde pahalı araştırmalar ve üretim yöntemleri yerine kanadın bir akışkan yardımıyla soğutulması kolay ve ucuz bir yöntemdir. Bu yüzden gaz türbini kanatlarında hem malzeme teknolojisindeki gelişmeler hem de sıcak gazların oluşturduğu yüksek ısı akısından ve termal gerilmelerde zarar görmemeleri için ısının etkili bir şekilde kanatlardan uzaklaştırılması için soğutma yöntemlerinin birlikte kullanılması tercih edilmelidir. Bu sebepten türbin kanatlarının soğutulması oldukça önemlidir (Subaşı 2010).

Endüstrisinin diğer problemi sistemde üretilen ısının efektif olarak atılmasının zorunlu olduğu elektronik endüstrisidir. Elektronik alanındaki gelişmeler, en önemlisi bilgisayarlar hayatımızın tamamını kuşatmış ve neredeyse tamamen bağımlı hale getirmiştir. Elektronik sistemlerin gelişimi, sağlık, haberleşme, savunma, bankacılık, idari işlemler reklam çalışmaları ve birçok mühendislik sistemlerinin gelişmesini de ömrumuzun sonuna kadar etkilemektedir. Bunun için elektronik sistemlerin performanslarının ve iyi ve rahat kullanması ve güvenilirliklerinin arttırılması çözülmesi gereken önemli bir problem haline gelmektedir. Elektronik cihazların akımı bir yarı iletkenden veya kuulanmayan bir cihaz üzerinden geçtiğinde meydana gelen gücün birçok kısmı ısı olarak ortama yayılır. Yayılan bu ısı, elektronik cihazın zarar görmesine neden olur. Cihazın müsaade edilen maksimum sıcaklığı aşması durumunda, yarı iletkenin sağlam çalışması, ömrü ve güvenirliği büyük ölçüde düşecektir (Demir 2006).

Literatürde kanal içerisine yerleştirilen elemanların neden olduğu ısı transferi artışına yönelik deneysel ve sayısal birçok çalışma mevcuttur. Bu çalışmalarda ısı transferi ve basınç düşümü karakteristikleri üzerinde etkilir olabileceği düşünülen kanat geometrisi, kanatlar arası akışa dik yönde ve akış yönünde mesafe, serbest akış hızı, kanat

yüksekliği vb. birçok parametre incelenmiştir. Ancak bu çalışmalarda genellikle tam faktöriyel yaklaşımlar kullanılmış ve sonuçların ya da işletme koşullarının optimizasyonuna yönelik çalışmaların sayısı sınırlı kalmıştır. Aşağıda konu ile ilgili literatür listesi sunulmuştur.

Tanda (2004) yüzeyden değişik geometrilerle ısı transferinin artırılmasına ilişkin, kaburga tipli türbülatörlerin bulunduğu kanallarda ısı transferi katsayısının dağılımı ile ilgili detaylı deneysel verilerin bulunmadığını ifade etmiştir. Yapmış olduğu çalışmada, V tipi vortex üreticilerin yerleştirildiği kanalda sıvı kristal termografi yöntemiyle ısıtılmış bir yüzeydeki kararlı halde video kameraya sıcaklık dağılımını kaydetmiştir. Türbülanslı akış rejiminde değişik Reynolds sayılarında lokal ısı transferi katsayısını tespit etmiştir. Araştırma, ısı transferi katsayısı ile rib tipi ve geometrisinin ilişkili olduğunu ifade etmiştir.

Arslantürk (2005) termal iletkenliğe bağlı sıcaklıkla kanat verimini hesaplamış ve kanat içerisinde sıcaklık dağılımını belirleyerek ve termal iletkenliğin kanat verimi üzerinde etkili bir parametre olduğunu gözlemlemiştir. Yakut *et al.* (2005) çift taraflı dizilmiş delta kanatların hücum açısı, akış yönünde kanat adımı, kanat yüksekliği, akışa dik yönde kanatlar arası mesafe ve akış hızı parametrelerinin ısı transferi ve akış karakteristikleri düşünülerek optimizasyonu yapılmıştır.

Napson and Khonseur (2009) mikro kanal içerisine yerleştirilen ısı alıcıların sabit ısı akısı sınır şartında ısı transferi ve basınç düşümü karakteristiklerini incelemişler. Farklı mikro kanal geometrilerine sahip ısı alıcı konfigürasyonlarının ısı transferi ve basınç düşümü karakteristiklerini incelemişlerdir. Mikro kanal ısı alıcı geometrilerinin ısı transferi ve basınç düşümünü iyileştirmede kayda değer bir etkisi olduğu belirtilmiştir.

Shyy and Arthur (2010) yeni bir ısı değiştirici tasarlamışlardır. Isı transferı ve basınç düşümünü belirlemek için farklı pürüzlülüre sahip kanatlar için akışın önünde ve arkasında 1.000-30.000 Reynolds aralığında kıyaslama yapmışlardır. Isı transferi verileri, basınç düşümünün ölçülmesi ve ısı transferini etkileyen karakterleri çeşitli HTE

cihazlarının çıktılarıyla karşılaştırıldığında ısı transferı ve basınç düşüm katsayılarının arttığı görülmüştür.

Liu *et al.* (2013) buhar soğutmalı türbin kanatlarının içerisine dikdörtgen kesitli oyuklar açarak bu oyukların karşılıklı iki yüzeyini farklı açılarda, boşluk oranlarında ve yüksekliklerde pürüzlendirerek ısı transferi karakteristiklerini deneysel olarak araştırmışlardır. Ortalama Nusselt sayısının sol taraftan sağ tarafa doğru hareket eden kiriş kaynaklı ikincil akıştan dolayı kiriş ekseni boyunca azaldığı görülmüştür. Ayrıca yeni nesil buhar soğutmalı türbin kanatlarının iç soğutma geçişlerinin tasarımında kullanılabilecek yarı ampirik korelasyonlar geliştirmişlerdir. Kirişlerle pürüzlendirilmiş dairesel borularda Prandtl sayısının ısı transferi iyileştirme etkilerini türbülanslı akış koşullarında inceleyen çalışmalar da vardır (Webb *et al.* 1971, Ravigururrajan and Bergles, 1995). Kirişle pürüzlendirilmiş ve oyuklu yüzeyler özellikle radyatör uygulamalarında sıvı taraftaki ısı transferi performansını artırmak için yaygın bir biçimde araştımacılar tarafında kullanılmaktadır (Farrel *et al.* 1991; Olsson and Sunden 1998).

Dogruoz *et al.* (2002) dikdörtgen kanal içerisine yerleştirilmiş kare geometrili ısı alıcının ısı transferi karakteristiklerinin belirlenmesi üzerine deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Isı transferi üzerinde etkili olabileceği düşünülen kanat yüksekliği (açıklık oranı) ve akış hızının farklı değerleri için yürütülen çalışmada, kanat yüksekliği azaldıkça termal direncin arttığı görülmüştür.

Salam *et al.* (2013) tüp tarafındaki ısı transferi katsayısını, sürtünme katsayısını ve ısı transferi iyileştirme etkinliğini belirlemek için su akışına bırakılan dikdörtgen kesikli bükülmüş şerit elemanları kullanmışlardır. Boş kanala göre sürtünme katsayısındaki 1.4 ile 1.8 katlık artışa karşı ısı transferinde 2.3 ile 2.9 kata kadar iyileştirme sağlanmıştır. Isı transferi iyileştirme etkinlikleri 1.9 ile 2.3 arasında olduğu görülmüştür ve artan Reynolds sayısı ile arttığı görülmüştür.

Türbülans üreteci olarak iğne kanatlar genellikle yüksek ısı transferi iyileştirmesinin sağlandığı türbin kanatlarının soğutmasında kullanılmaktadır (Van- Fossen (1982), Brigham and Van Fossen (1984), Metzger *et al.* (1984), Chyu (1990), Minakami *et al.* (1994) and Babas'haq *et al.* (1995)). Bilen *et al.* (2001). Diktörtgen bir kanalda şaşırtmalı ve düz yerleştirilen dairesel kanatların ısı transferine ve sürtünme karakteristiklerine etkilerini deneysel olarak incelemiştir. 3700<Re<30000 aralığında gerçekleştirilen deneyler sonunda düz ve şaşırtmalı diziliş durumlarında termal performanslar tespit edilmiş kanatsız kanal durumundaki ısı transferi ile karşılaştırılmıştır. Bu araştırmacılar şaşırtmalı diziliş halinde sabit pompalama gücünde %25'lere varan ısı transferi artışı gözlemlemişlerdir. Bilen *et al.* (2001), akışkan olarak havanın kullanıldığı 45C° sıcaklıkta tutulan dairesel kanatların yerleştirildiği dikdörtgen kanalda ısı transferi ve sürtünme kayıplarını deneysel olarak incelemiştir. Kanalın içerisine düz ve şaşırtmalı olarak dairesel kanatlar yerleştirilmiştir. Deneyler hidrolik çapa bağlı olarak, 3700<Re<30000 aralığında gerçekleştirilmiş, kanatlar arasındaki mesafe ise 1,96<Sy/D<4,41olarak seçilmiştir. Her iki yerleştirme durumunda da Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısı da artmış, maksimum ısı transferi Sy/D=2,94 dizilişinde gerçekleştirilmiştir. Sabit pompalama gücünde şaşırtmalı diziliş için %33 civarında ısı transferinde bir artış elde edilmiştir.

Bir dizi iğne kanadın düz ve şaşırtmalı dizilişte üstten açıklığın etkisini inceleyen çalışmaların sayısı öncelerde oldukça azdı. Açıklığın etkisini ilk inceleyen çalışmalar Sparrow *et al.* (1978, 1980, 1981) tarafından gerçekleştirilmiştir. Üstten açıklığın ısı transferi ve basınç düşümü üzerinde çok etkili bir parametre olduğu görülmüştür. İğne kanatların ısı transferi ve basınç düşümü karakteristiklerinin araştırıldığı çalışmalarda önemli bir parametrede kanatçık geometrisi olarak görülmüştür. Kübik geometrili (Chyu and Natarajan 1996; Chyu *et al.* 1998), elmas geometrili (Grannis and Sparrow 1991; Hwang and Lu 2000), dairesel geometrili (Chyu 1990) ve eliptik geometrili (Uzol and Camci 2001a, 2001b) iğne kanatlara ait ısı transferi karakteristikleri de araştırlmıştır.

Kanatlar ve kanat eklenen yüzeydeki sıcaklık dağılımının ısı transferi üzerinde etkili olduğu yukarıda vurgulanmıştı. Deneysel çalışmalarda yerleştirilen her bir kanat üzerindeki sıcaklık dağılımını belirlemek bir hayli zaman alıcı ve aynı zamanda büyük bir hassasiyet gerektirmektedir. Bunun yanı sıra, kanatlar üzerindeki deliklerin hassa bir biçimde delinmesi ve çok küçük tolerans ile farklı üretilmeleri de ilave bir maliyet getirmektedir. Bu güçlükler kanal içerisinde akış ortamına bırakılan elemanlar etrafındaki akış ısı transferi olaylarının daha detaylı incelenmesini ve sayısal çözümleri kaçınılmaz kılmaktadır.

Peng and Ling (2011) kanal içerisine farklı eksenel sırada yerleştirdikleri kanatçıklara ait ısı transferi ve akış karakteristiklerini üç boyutlu sayısal çalışma ile belirlemişlerdir. Deneysel veriler ile iyi bir uyum yakalayarak kanal girişine yakın bölgelerde ısı transferinin önemli miktarda arttığını ve kanal sonuna doğru azaldığını gözlemlemişlerdir. Şahin vd (2007) düz kanat- boru tip ısı değiştiricisini dış yüzeyindeki levhaların akışa paralel ve farkı açılarla yerleştirilmeleri durumunu üç boyutlu sayısal olarak araştırmışlardır. Levha kanatların akış yönünde 30° açıyla yerleştirildiği durumda ısı transferinin maksimum olduğunu, benzer şekilde basınç kaybının da bu kanat açısı için en fazla olduğunu belirlemişlerdir.

Kanat iç yüzeyindeki duvarlarda oluşturulan yarı küresel çukurlar etrafındaki ısı transferi üç boyutlu sayısal olarak Xien and Sunden (2010) tarafından incelenmiştir. Isı akısı dağılımını, akış alanını, sıcaklık dağılımı ve diğer ısı transferi karakteristiklerini belirledikleri çalışmada kanatlar için küresel çukurların ısı transferini artırmada (kanat yüzeylerinin soğutulmasında) çok etkili bir yöntem olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca, boş kanala göre daha yüksek ısı transferi sağlayan küresel çukurların toplam termal performanslarının da yüksek olduğu ifade edilmiştir.

Kanat ya da kanatçık kullanımıyla genişletilmiş yüzeylerden ısı transferi çalışmaları yüzey üzerine eklenen kanatların delinmesi ile bu alandaki araştırmalara yeni bir boyut kazandırmıştır. Kanatçıklar üzerinde açılan delikler ısı transferini artırmakta ve deliklerin artışıyla (delik çapı ve sayısı) ısı transferi daha da artmaktadır (Sara *et al.*

2001; Sahin and Demir 2008a; Sahin and Demir 2008b). Aynı sayıdaki kanat üzerinden transfer edilen ısı açısından delik çapı artırılması delik sayısının artırılmasından daha etkilidir. Benzer şekilde açılı olarak açılan delikler düz açılan deliklerden daha yüksek ısı transferi sağlamaktadır (Sara *et al.* 2001). Isı transferi delinmiş kanat yüksekliğinin ve kanatçıklar arası mesafenin azalmasıyla artmaktadır. Bu iki parametrenin artması ısı transferindeki davranışa paralel olarak sürtünme katsayısının da artmasına neden olmaktadır. Kanal içerisinde akışkan akışına maruz kalan kanatların performans analizlerinde en etkili parametrelerin düşey boşluk oranı (C/H) ve akış yönünde kanatlar arası boşluk oranının (S/D) olduğu görülmüştür (Sara 2003).

Kanatların ısı transferi karakteristikleri ve termal performanslarının incelenmesinin yanı sıra ısı transferine etki eden bu ve diğer parametrelerin limitlerinin bilinmesi ve öncelik ve hedefler dahilinde hangi durumda en yüksek ısı transferinin sağlanacağının bilinmesi gerekir. Bu gereksinim ısı transferini etkileyen parametrelerin optimize edilmesi ihtiyacını ortaya çıkarmaktadır. Birçok araştırma ve endüstri alanında, Taguchi metodu sistem performansı üzerinde etkili bütün parametreleri göz önünde bulundurduğundan ve gerekenden daha az sayıda deney kullanarak harcanan zamanı azalttığından sıklıkla kullanılmaktadır (Ross 1987; Taguchi 1987).

Taguchi metodu termal sistemlerin optimizasyonunda ve sistemin optimum çalışma koşullarının belirlenmesinde yaygın olarak kullanılan yöntemlerden biridir (Bilen *et al.* 2001; Yakut *et al.* 2005). Şahin ve Demir (2008) içerisinde delinmiş kare kesitli bir dizi iğne kanat bulunan ısı değiştiricisinin performans analizini ve optimum çalışma koşullarını Taguchi yöntemini kullanarak belirlemişler ve ısı transferi üzerindeki en etkili parametrelerin Reynolds sayısı, kanatçık boşluk oranı ve yüksekliği olduğunu belirtmişlerdir. Optimizasyon için kullanılacak hedef fonksiyonları sürtünme katsayısının minimum ve Nusselt sayısının maksimum olma durumları için belirlenmiştir.

Şahin ve Demir (2008) dikdörtgen kanal içerisine yerleştirilen ve tabandan 17 mm yükseklikte dairesel olarak delinmiş kare kesitli kanatçıkların taşınımla ısı transferi ve basınç düşümü karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneyler $L_9(3^3)$ ortogonal dizisi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Açıklık oranı, akış yönünde kanatlar arası mesafe ve Reynolds sayısının üç farklı seviyesinde yürütlen çalışmada ısı transferi ve basınç düşümü karakteristiklerinin yanı sıra tam faktöriyel durumunda optimum parametre seviyeleri de belirlenmiştir. Optimizasyon için Taguchi metodu seçilmiştir. Parametrelerin önem seviyeleri, katkı oranları Nusselt sayısının maksimum ve sürtünme katsayısının minimum olma durumları için belirlenmiştir. Önce her iki amaç fonksiyonu ayrı ayrı değerlendirilmiş ve daha sonra iki amaç fonksiyonu birlikte değerlendirilmiştir. Optimizasyon sonucunda Reynolds sayısının 42.000, açıklık oranının 1, akış yönünde kanatlar arası mesafenin 51 mm olduğu durum optimum şart olarak belirlenmiştir. Ayrıca, iğne kanatlar üzerine deliklerin açılmasının sürtünme katsayısında bir miktar azalmaya ve ısı transferinde bir miktar artışa neden olduğu görülmüştür.

Şahin ve Kaymaz (2007) dizi halinde dikdörtgen kanal içerisine yerleştirilmiş delikli ve deliksiz kanatlara ait optimum tasarım parametrelerini belirlemeye yönelik deneysel bir çalışma yürütmüşlerdir. Çalışmada amaç fonksiyon olarak sürtünme katsayısı ve termal direnç seçilmiştir. Sürtünme katsayının ve termal direncin minimum olduğu durumlar için gerçekleştirilen optimizasyonda matematiksel modeller yanıt yüzey metoduyla elde edilmiştir. Isı transferi ve basınç düşümü karakteristikleri açısından delikli kanatların deliksiz kanatlardan daha avantajlı olduğu belirtilmiştir.

Satapathy (2009) içerisine yay yerleştirilmiş bir boruda hem laminor akış hem de türbülanslı akış için entropi üretimi minimizasyonunu kullanarak termodinamik optimizasyon gerçekleştirmiştir. Yay çapının boru çapına oranının optimum değerini bütün durumlar için belirlemiştir. Sunulan bu çalışmada içerisine delinmiş kare kesitli iğne kanatçıklar yerleştirilmiş dikdörtgen bir boruda sistem performansını (ısı transferi ve sürtünme katsayısı) etkileyen parametrelerin optimum değerleri hem Taguchi metodu kullanılarak hem de termodinamik optimizasyon (entropi üretimi minimizasyonu) kullanarak belirlenmiştir. Her iki optimizasyon yöntemi ile elde edilen veriler

birbirleriyle karşılaştırılarak parametrelerin daha sağlıklı ve etkin bir biçimde optimize edilmeleri sağlanmıştır.

Literatürde ısı transferinin iyileştirilmesi ile ilgili birçok çalışma vardır. Isı transferi iyileştirme çalışmaları kendi başına bir literatür oluşturmuştur. Bu çalışmada S tipi kanatların zorlanmış taşınım ısı transferi ve basınç düşüm karakteristikleri belirlenmiştir. Kanat yüksekliği (H), kanatlar arasında açıklık (Sy), kanat eğrilik yarıçapı (R) ve Reynolds sayısı (Re) tasarım değişkenleri olarak seçilmiştir ve her bir tasarım parametresi 3 farklı seviyede incelenmiştir. Performans istatistiği olarak Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü dikkate alınmıştır. Tasarım parametrelerinin Performans istatistiği üzerine olan etkilerini belirleyebilmek ve tasarım parametreleri ile performans istatistiği (sistemin cevabı) arasındaki modelleri kurabilmek için Yanıt Yüzey Metodu (YYM) kullanılmıştır. Yanıt modellerini oluşturmak için gerekli veriler ise Yüzey Merkezli Kompozit Tasarım (MKT) kullanılarak elde edilmiştir. Kurulan matematiksel modellerin doğruluğu deneysel ve istatistiksel olarak belirlenmiştir. Varyans analizi sonucunda her bir tasarım parametresinin ve birleşik etkilerin sistemin cevabına olan katkıları belirlenmiştir. Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü amaç fonksiyonu olarak seçilerek Nusselt sayısını maksimum, sürtünme faktörünü minimum yapacak tasarım değişkenlerini belirlemek amacıyla normal sınır kesişimi (Normal Boundary Intersection) ile Pareto optimali elde edilerek çok amaçlı optimizasyon yapılmıştır.

2. KURAMSAL TEMELLER

Günümüzde endüstrinin hızla gelişmesinden dolayı yüksek performansa sahip termal sistemlere olan ihtiyaçta artmaktadır. Bu talep araştırmacıların ısı geçişinin artırılması için yapılan çalışmaları hızlandırmıştır. Sıcaklık farkından dolayı oluşan enerji geçişine ısı transferi denir. Bir ortam içinde veya ortamlar arasında, bir sıcaklık farkının olduğu her durum ve ortamda ısı transferi mutlaka gerçekleşir. Durgun halde bulunan akışkan veya katı ortam içinde, sıcaklık farkı var ise, burada gerçekleşen ısı transferine, iletim ile ısı transferi denir. Eğer, bir yüzey ile hareket halindeki bir akışkanın sıcaklıkları farkından dolayı, ısı transferi gerçekleşiyorsa buna taşınım ile ısı transferi denir. Farklı sıcaklıklara sahip iki yüzey arasında, birbirlerini görmeye engel bir ortam yoksa belli sıcaklığa sahip tüm yüzeyler elektromanyetik dalgalar şeklinde enerji yaydıklarından dolayı ısı transferi meydana gelir. Buna ise ışınım ile ısı transferi denir. Kanatlar kullanılarak hava ısı değiştiricisi yapımı ve analizi yapılırken bu üç ısı transferi mekanizması göz önünde bulundurulur. Isı transferi üç farklı mekanizma şeklinde gerçekleşir;

1. İletim (kondüksiyon) ile ısı transferi
2. Taşınım (konveksiyon) ile ısı transferi
3. Işınım (radyasyon) ile ısı transferi

2.1. İletim İle Isı Transferi

Ortamdaki sıcaklık farkı nedeniyle enerji transferi meydana gelir. Fiziksel mekanizması rasgele atomik veya moleküler hareketliliktir. Termodinamiğin 2. Kanununa göre ısı yüksek sıcaklıkta bulunan bir bölgeden düşük sıcaklıktaki bir bölgeye doğru akar. Isı iletimi sabit kesit alanına sahip bir cisimden bir boyutlu, kararlı ısı iletimi aşağıdaki denklemle ifade edilir ve Fourier Yasası olarak adlandırılır.

$$q = -kA[\frac{dT}{dx}] \tag{2.1}$$

Buna göre iletimle ısı transferi;

1. Malzeme kalınlığı
2. Kesit alanı
3. Malzemenin ısı iletkenliği
4. Malzemenin iki tarafındaki sıcaklık farkı
5. Isı akışının süresi vb. faktörlere bağlıdır.

2.2. Taşınımla Isı Transferi

Taşınım, sıcak ve soğuk akışkan elamanların makroskopik parçalarının karışması, kitle hareketi, soğutucu ortam içindeki ısı iletimi ve enerji depolamadan oluşan bir bileşimdir. Taşınım ısı transferi; doğal ve zorlanmış taşınım olarak iki kısma ayrılır. Doğal taşınım; akışkan içindeki sıcaklık değişimlerinin meydana getirdiği yoğunluk farklarından kaynaklanan kaldırma kuvvetleri sonucu oluşan ısı transferidir. Zorlanmış taşınım ise akışın bir dış etki ile oluştuğu (pompa, fan, atmosferik rüzgar) ısı transfer şeklidir.

Taşınımla ısı transferinde ısı bir yüzeyden hareket halindeki akışkana transfer edildiğinden, ısı transferi işlemi akışkan içerisindeki ısı iletimi mekanizmasına ek olarak enerjinin hareket halindeki akışkan tarafından taşınmasını da içerir. Akışkan hareket etmiyorsa taşınımla ısı transferi, iletimle ısı transferi ile aynıdır. Taşınımla ısı transferinde amaç, yüzeyden hareket halindeki akışkana olan ısı transferi miktarını hesaplamaktır. Newton'un Soğutma Yasası olarak bilinen, sıcak bir nesneden soğuk akışkana olan ısı transferi şu şekilde ifade edilmektedir:

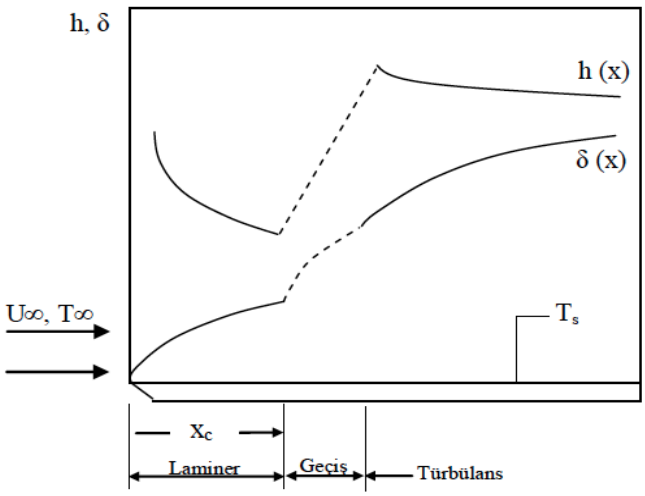
$$q = hA(T_y - T_m) \tag{2.2}$$

Zorlanmış taşınımla ısı transferi mekanizmasını kavrayabilmek için öncelikle akışkanlar

mekaniği ve sınır tabakası teorisindeki bazı kavramların anlaşılması gerekir.

2.2.1. Isıl sınır tabaka

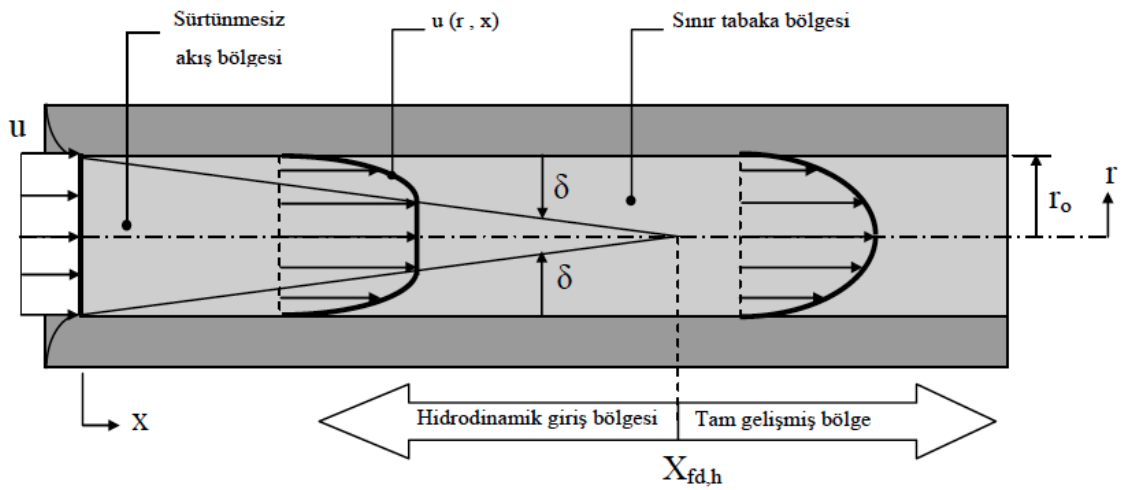
Endüstriyel uygulamaların birçoğunda ısı transferinin bu üç şeklide mevcuttur. Bununla birlikte uygulamadaki çalışma şartlarına ve etkir ısı transferi türüne göre biri veya bir kaçı ihmal edilebilir. Isı transferi hızını artırma normal olarak ısı transfer katsayısını artırma ile ilgilidir. Örneğin yüzey alanı artırılmış veya işlem görmüş bir yüzey, düz ve pürüzsüz bir yüzeye göre daha yüksek ısı transferi katsayısı verir (Reay 1991). Isı taşınım katsayısını arttırmak için genellikle boru veya kanal içinde türbülans artırıcı elemanlar yerleştirilir. Zira akışkan ile kanal duvarı arasındaki ısı transferinde ısıl sınır tabaka önem taşımaktadır. Sınır tabaka akış türü ile ilgili olup laminor akışta daha kalın, türbülanslı akışta daha incedir. Bu nedenle türbülanslı akışta ısı transferi laminor akışa göre daha iyidir. Sınır tabaka kalınlığı inceldikçe akışkan ile kanal/boru arasındaki ısı transferi daha iyi olmaktadır (Incropera 1996). Sınır tabaka kalınlığı δ ile konvektif ısı transfer katsayısı arasındaki ilişki Şekil 2.1'de görülmektedir.



Şekil 2.1. Sabit sıcaklıkta bir düz levha üzerinde akış için hız sınır tabaka kalınlığı ve yerel ısı transfer katsayısının değişimi.

2.2.2. Hidrodinamik (Hız) sınır tabaka

Şekil 2.2'deki gibi r_0 yarı çaplı bir dairesel borudaki akışkan boruya sabit hızla girdiği laminer akışı göz .nüne alalım. Akışkan boru yüzeyine temas ettiğinde, sürtünme etkileri başlamakta ve boru içinde ilerledikçe sınır tabaka gelişmektedir. Bu gelişme akış bölgesinin giderek küçülmesi ve boru ekseninde sınır tabakaların birleşmesiyle sona erer. Bu birleşme noktasından sonra, sürtünme tüm kesit boyunca etkili olur ve hız profili artık x ile değişmez. Bu noktadan sonra akış hidrodinamik olarak tam gelişmiştir. Girişten bu koşulun gerçekleştiği noktaya kadar olan uzaklık hidrodinamik giriş uzunluğu denir ve $X_{fd,h}$ olarak tanımlanır. Tam gelişmiş hız profili şekilden de görüldüğü gibi laminer akış için paraboliktir. Türbülanslı akış durumunda radiyal doğrultudaki türbülanslı karışımdan dolayı profil daha düzdür (Incropera 1996).



Şekil 2.2. Dairesel borular için hidrodinamik sınır tabaka gelişimi.

Laminar akış (Re ≤ 2300) durumunda hidrodinamik giriş uzunluğu Eşitlik 2.3 ile ifade edilirken, türbülanslı akış durumunda ise Eşitlik 2.4 ile ifade edilir.

$$L_{h,laminar} \approx 0{,}05\,Re \tag{2.3}$$

$$L_{h,türbülans} \approx 1{,}395\,Re^{1/4} \tag{2.4}$$

2.2.3. Sınır tabakanın önemi

Bir yüzey üzerinde akış olduğu zaman hidrodinamik sınır tabaka gelişir ve bununla beraber taşınımla ilgili problemlerde önem taşır. Hız sınır tabaka içinde hız gradyantları ve kayma gerilmeleri vardır. Akışkan sıcaklığı yüzey sıcaklığından farklı olduğunda da ısıl sınır tabaka gelişir. Isıl sınır tabaka içinde sıcaklık gradyantı ve ısı aktarımı vardır. Herhangi bir yüzey üzerinde akışın olduğu durumda, bir hız sınır tabakası ve yüzey sürtünmesi her zaman olacaktır. Ancak ısıl sınır tabaka dolayısıyla taşınımla ısı transferi yalnızca yüzey ve serbest akışın sıcaklıkları farklı olduğunda söz konusudur.

2.2.4. Işınımla ısı transferi

Sonlu sıcaklıktaki malzemeler tarafından elektromanyetik dalgalarla iletilen enerjidir. İletim ve taşınımla ısı transfer edilirken bir madde ortamına gerek duyulurken ışınımla ısı transferinin meydana gelmesi için ise bir madde ortamına gerek yoktur. Sonlu sıcaklıktaki her bir cisim ya da nesne radyasyon yaydığı gibi aynı zamanda bu cisim ya da nesneler çevrelerindeki radyasyon yayan cisimlerin yaydığı bu radyasyonlar için alıcı konumundadır. Bu olay radyasyonun soğurulması olarak bilinir. Bu nedenle radyasyonun etkisinden bahsedilirken aşağıdaki eşitlikle verilen bir yüzey ve çevresi arasındaki net radyasyon ısı değişim miktarını dikkate almak gerekmektedir;

$$Q = As\left(T_y^4 - T_ç^4\right) \tag{2.5}$$

Endüstriyel uygulamaların birçoğunda ısı transferinin bu üç şekli de mevcuttur bununla birlikte uygulamadaki çalışma şartlarına ve etkir ısı transferi türüne göre biri veya birkaçı ihmal edilebilir.

2.2.5. Isı Transferinin İyileştirilmesi

Isı transferini iyileştirmeye yönelik çalışmalar genel olarak "pasif", "aktif" ve "karma" yöntemler olarak sınıflandırılmaktadır. Pasif yöntemler, dış güç kullanılmasını gerektirmeyen yöntemler olarak tanımlanırken aktif yöntemler ise bir dış güç kaynağının kullanılmasını gerektiren yöntemler olarak tanımlanır. Karma yöntemlerde ise aktif veya pasif yöntemlerden iki veya daha fazlası birlikte kullanılmaktadır. Isı transferi iyileştirme tekniklerinin bu şekilde sınıflandırılması Çizelge 2.1'de özetlenmiştir.

Isı transferi iyileştirme teknikleri diğer bir sınıflandırmaya göre üç kategoriye ayrılmaktadır. Bunlardan birincisinde, ısı transferi iyileştirmesine ısı değiştiricisinin yüzeyi sebep olur ve bu teknik yüzey teknikleri olarak adlandırılır. İkincisinde iyileştirmeye çalışılan akışkan yol açar ve akışkan tekniği olarak adlandırılır. Üçüncü türde ise, birinci ve ikinci etki birlikte iyileştirme için kullanılır ve bu tekniğe bileşik metot denir. Isı transferi iyileştirme tekniklerinin bu şekilde sınıflandırılması Çizelge 2.2'de özetlenmiştir.

Çizelge 2.1. Isı transferi iyileştirme tekniklerinin sınıflandırılması (Subaşı 2010).

YÖNTEM	**KULLANILAN TEKNİKLER**
PASİF YÖNTEMLER	İşlem Görmüş Yüzeyler
	Pürüzlü Yüzeyler
	Genişletilmiş Yüzeyler
	Yerleşik İyileştirme Cihazları
	Dönmeli Akış Cihazları
	Yüzey Gerilim Cihazları
	İlave Katkı Maddeleri

Çizelge 2.1 (devam)

AKTİF YÖNTEMLER	Kıvrılmış Tüpler
	Oyuklar ve Kanallar
	Mekanik Yardımcılar
	Yüzey Titreşimi ve Akışkan Titreşimi
	Elektrostatik Alanlar
	Enjeksiyon ve Emme
	Jet çarpması
	Döndürme
KARMA YÖNTEMLER	Kıvrılmış şeritler içeren pürüzlü kanallar
	Pürüzlü yüzeye çarpmalı jetler
	Akustik titreşimli pürüzlü yüzeyler

Çizelge 2.2. Isı transferi iyileştirme tekniklerinin diğer bir tür sınıflandırılması.

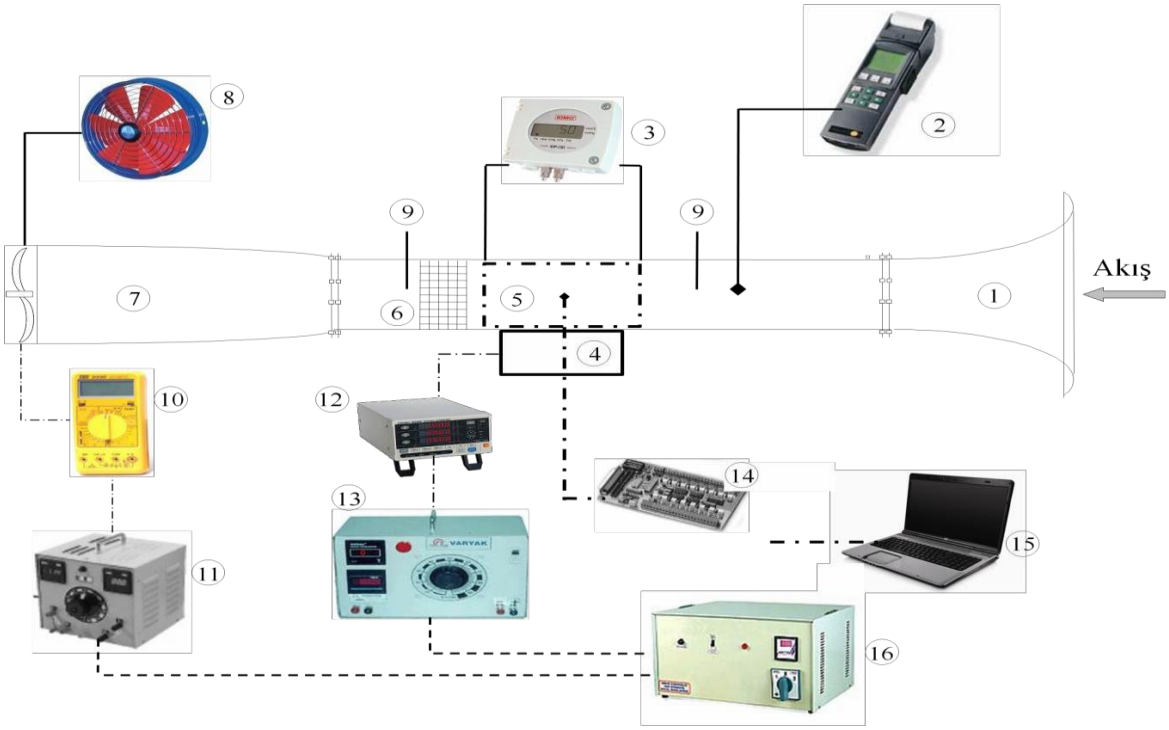
METOT	**KULLANILAN TEKNİKLER**
YÜZEY METOTLARI	Genişletilmiş yüzeyler
	Pürüzlü Yüzeyler
	Dalgalı Yüzeyler
	Delikli Yüzeyler
	Dönmeli Akış Oluşturucular
	Yüzey titreşimi
	Yüzey Döndürülmesi
AKIŞKAN METOTLARI	Akışkan Titreşimi
	Akışkan ilavesi
	Elektrostatik Alanlar
BİLEŞİK METOTLAR	Enjeksiyon
	Emdirme

Yüzey metotları direkt olarak ısı transfer yüzeyini ilgilendiren bazı teknikleri içermekte ve düşük ısı transfer katsayılı bir akışkan ile temas eden yüzey tarafında, sınır tabaka kalınlığını azaltmak ve iyi bir akışkan karışımı sağlamak amacıyla kullanılmaktadırlar.

Akışkan metotları ise ısı değiştirici içindeki akışkan ile ilgili tekniklerdir. Amaç akışkanın ısı transferi özelliklerini artırmaktır. Bileşik metotlar hem ısı değiştirici yüzeyi hem de akışkan ile ilgili teknikleri içermektedir. Örneğin gözenekli bir yüzeye akışkan enjeksiyonu veya emdirilmesi, akışkan-akış kontrolü ve sınır tabakası kontrolü için kullanılan tekniklerdir.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

Bu bölümde, öncelikle deney düzeneği tanıtılacak ardından deneysel yöntem ve verilerin değerlendirilmesi hakkında bilgi verilecektir. Deneyler Design Expert paket programı ile oluşturulan deney planına göre yapılarak Merkezi Kompozit Tasarım yardımıyla modeller elde edilmiştir. Yanıt Yüzey Yöntemi Kullanılarak optimizasyon yapılmıştır. Deneyler Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Enerji Laboratuarında bulunan hava kanalında gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmada kullanılan materyal ve veri elde etme yöntemi aşağıda sunulmuştur.



Şekil 3.1. Deney sisteminin şematik görünümü

3.1. Deney Düzeneği

Deney düzeneği giriş bölgesi, gelişme bölgesi, test bölümü ve çıkış kısmından oluşmaktadır. Deney düzeneğinin şematik resmi Şekil 3.1'de fotoğrafı ise Şekil 3.2'de görülmektedir. Kanal 20 mm kalınlığında MDF lam mobilyadan yapılmış olup 110 mm

genişliğinde ve 60 mm yüksekliğindedir. Bu durumda kanal en-boy oranı 1.83:1 olup hidrolik yarıçapı Dh=77.62 mm dir . Kanalın toplam boyu 2200 mm olup yatay olarak yerleştirilmiş ve emme modunda çalışmaktadır.

(1) Giriş
(2) Anemometre
(3) Diferansiyel Basınç Transduseri
(4) Isıtma Ünitesi
(5) Test Bölgesi
(6) Karıştırıcı
(7) Difüzör
(8) Fan
(9) Giriş ve Çıkış Termoelemanları
(10) Multimetre
(11) Varyak
(12) Wattmetre
(13) Varyak
(14) DAQ (Data Acquisition) Kartı
(15) Bilgisayar
(16) Gerilim Regülatörü

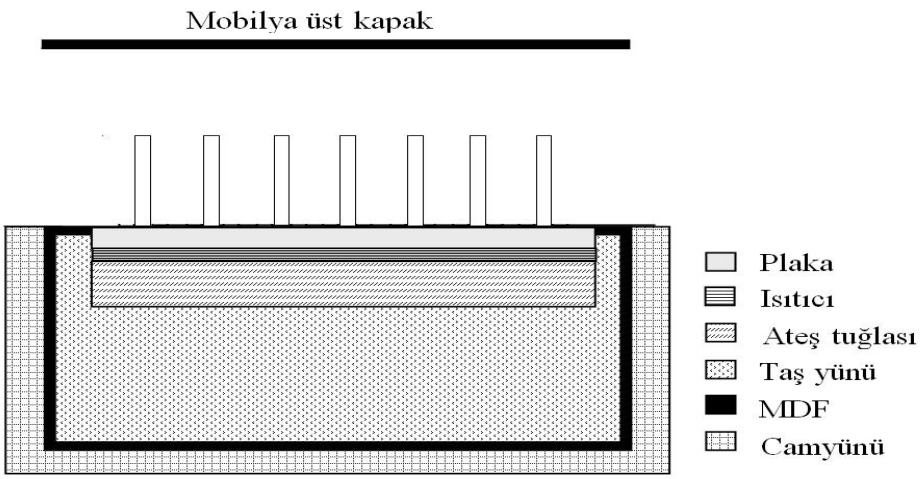
Hava hızı, fanın güç girişine bağlanan bir varyak ile verilen gerilimi değiştirerek control edilmektedir.

3.2. Test Bölgesi

Test bölgesi 60x110mm ebatlarında olup 240 mm uzunluğundadır. Test bölgesinden önce 1500 mm boşluk bırakılarak akışın hidrodinamik olarak tam gelişmesi sağlanmıştır. Test bölgesinin altına MDF mobilya malzemesinden yapılan kutunun içerisine taban plakanın tam ortasına gelecek şekilde 30mm kalınlığında ateş tuğlası yerleştirilmiş üniform bir ısı kaynağı oluşturabilmek için ateş tuğlasının üzerinde açılan uygun kanala 1000W gücünde 220V şehir şebekesi ile beslenen 85x210mm ebatlarında

ısıtıcı yerleştirilmiştir.

Şekil 3.2. Deney sisteminin görünüşü.



Şekil 3.3. Isıtma ünitesinin şematik gösterimi.

Giriş Gerilimi **:** 0-250V AC 50 Hz
Çıkış Gerilimi **:** 0-220V
Gücü **:** 11250VA (250V 45A)

Wattmetrenin teknik özellikleri :

• True rms ölçüm sistemi
• AC akım, gerilim ölçümleri
• Aktif güç, görünür güç power faktör ölçümleri
• Frekans ölçümleri (5kHz)
• D/A çıkışı
• Kademe dışına çıkınca uyarı verebilme
• Ortalama ölçüm değerinin ölçülmesi
• RS-232 bilgisayara bağlantı arabirimi
• Akım, gerilim ve gücün aynı anda ekranda gösterilmesi
• Dış etkenlerle cihaz kapanmaması için tuş kilidi
• Yüksek hassasiyetli ölçüm (±0.1% rdg +0.1%)
• Opsiyonel printer ile ölçülen değerlerin yazdırılması
• 300V rms yada 425V peak gerilimine kadar gerilim ölçümü
• 30A'e kadar akım ölçümü
• Akım trafosu eki ile yüksek akımlarda ölçebilme
• Gerilim trafosu ile yüksek gerilimlerde ölçebilme

Ateş tuğlasının altı ve yan kenarları ile kutu kenarları arasındaki boşluk önce 750°C sıcaklığa dayanabilen taş yünü ile diğer boşluklar ise seramik yünü **(**izolasyon malzemesi**)** ile doldurulmuştur. Isıtma ünitesinin şematik gösterimi Şekil 3.3'de görülmektedir. Ayrıca, kanalın tamamı dışarıdan levha tipi cam yünü yalıtım malzemesi ile yalıtılmıştır. Isıtıcıyı besleyen güç girişi Hioki 3333 marka Wattmetre **(**Şekil 3.4**)** ile kontrol edilebilir bir varyak **(**Şekil 3.5) aracılığıyla sağlanmıştır. Sabit ısı akısı termal sınır şartını sağlamak için sisteme sabit güç verilmiştir. Deneylerde kullanılan Wattmeter ve varyağın teknik özellikleri aşağıdaki gibidir: Varyağın teknik özellikleri :

Şekil 3.4. Wattmetre (Güç Analizörü).

Şekil 3.5. Varyak.

Ayrıca, şehir şebekesindeki dalgalanmaların etkisini azaltmak için sisteme voltaj düzenleyici bağlanmıştır.Test bölgesinin sonuna akışı karıştırıcı engeller konmuş ve çıkış sıcaklıkları bu karıştırıcıdan sonra kanal kesiti ile aynı yükseklikte içlerine yağ doldurulmuş 6mm çaplı iki adet bakır boru içerisine yerleştirilen 2 termoeleman ile okunmuştur.

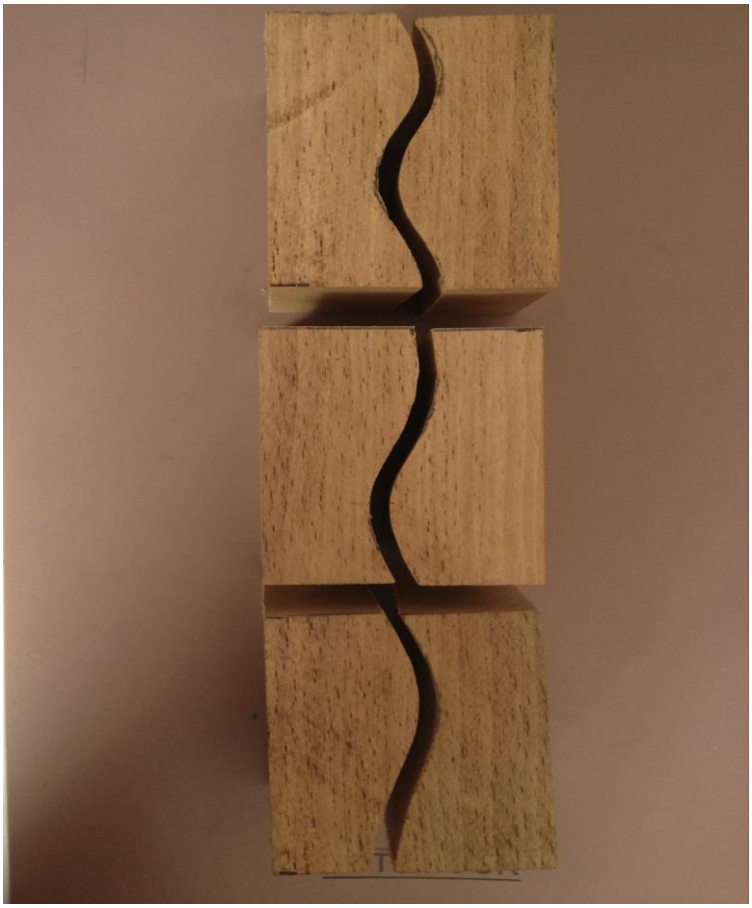
3.3. Test Elemanları

Elektronik endüstrisinde ısı değiştirici olarak kullanılacak malzemenin özelliklerini doğru seçmek, ısı alıcının üretilebilirliğini ve performansını etkileyen önemli bir parametredir. Özellikle bakır ve alüminyum en çok tercih edilen malzemelerdir. Bakırın

ısı alıcı içerisindeki iletim direncini düşüren termal iletkenliği alüminyumun yaklaşık olarak iki katı değerlerindedir (Incropera 1996).

Yinede bu durum toplam termal direncin yarıya inmesi anlamına gelmez. Alüminyum ile karşılaştırıldığında bakır toplam termal direnci yaklaşık olarak %30 değerinde düşürür. Hava hızının çok yüksek olduğu ve ısı kaynağı ebatının küçük olduğu uygulamalarda bakır en avantajlı malzeme olarak gözükmektedir. Bununla birlikte alüminyum ile karşılaştırıldığında oldukça pahalı olması ve fiyatının sürekli değişmesi, alüminyumdan yaklaşık olarak 3 kat daha ağır olması homojen olmayan bir malzeme olması ve işlenebilirliğinin daha zor olması bakırın ilk anda sayılabilecek dezavantajlarıdır (Subaşı 2010).

Birçok durumda, yukarıda sayılan termal avantajlarından dezavantajlarına ağır basmaması nedeniyle elektronik cihazlar için soğutucu üreten firmalar için alüminyum en yaygın ve uygun malzemedir (R-Theta 1998). Bu nedenle 2 mm kalınlığında alüminyum levhayla, tahtadan yapılan 3 farklı kalıptan (Şekil 3.6), 3 farklı (H=20 mm, 35 mm ve 50 mm) yükseklikte ve 3 farklı eğrilik yarıçapında (R=17 mm, 29.5 mm ve 42 mm) kanatlar üretilmiştir.



Şekil 3.6. Tahtadan yapılan 3 çeşitli kalıplar

Pasif tekniklerle ısı geçişini iyileştirme işlemlerinde özellikle ısı geçiş elemanı olarak kullanılan yüzeyin geometrik özellikleri ve akış şartları işlemin performansını etkileyen parametrelerdir.

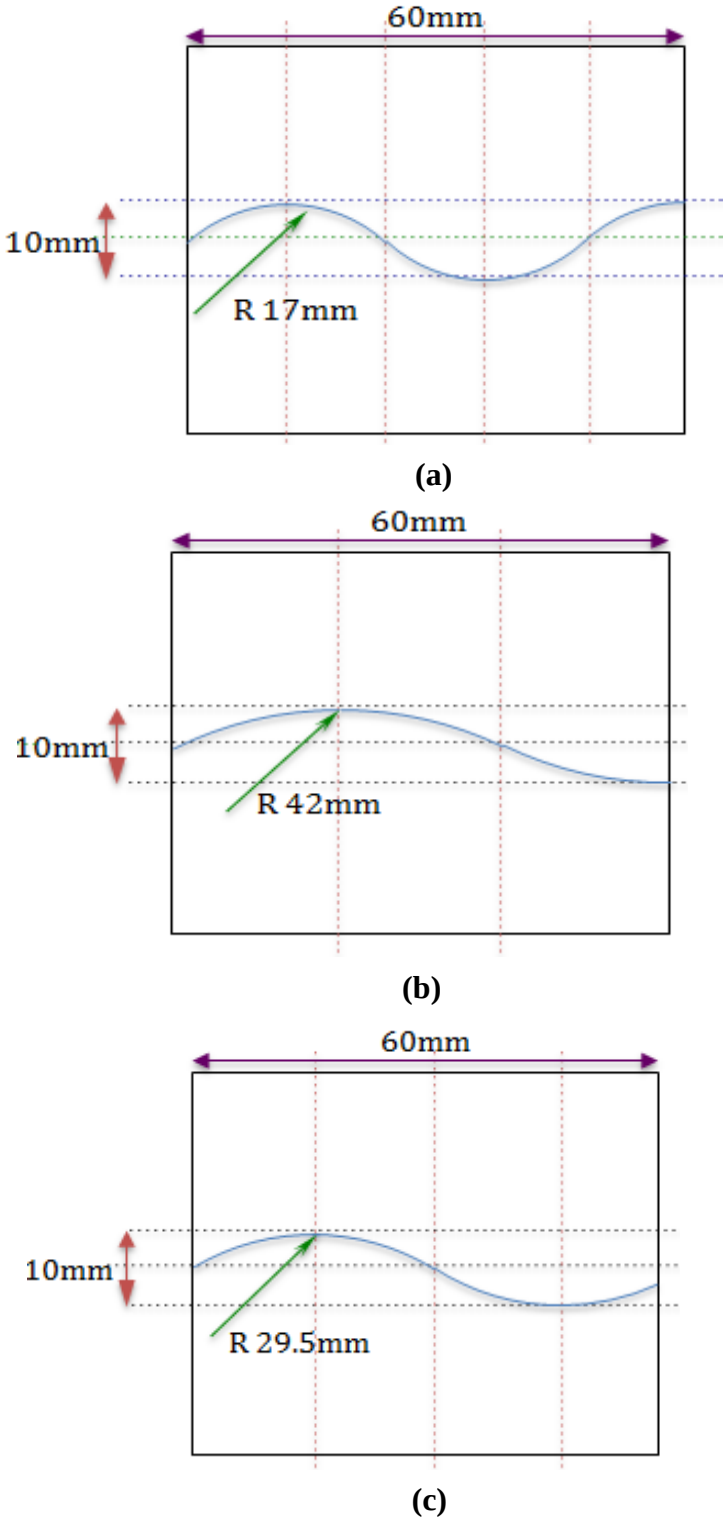
Yapılan literatür araştırmasında özellikle kanatlı yüzeylerde kanat yüksekliğinin, kanat kalınlığının, kanadın akışkanı karşılama açısının ve kanatların birbirlerine göre diziliş şeklinin akışı ile akışın yapısal özelliklerini etkileyen temel parametreler olduğu görülmüştür. Bu çalışmada; ısı geçişi ve sürtünme karakteristiklerini etkileyebilecek olduğu düşünülerek seçilen kontrol edilebilir parametreler ve bu parametrelerin deneylerde incelenen değerleri Çizelge 3.1, Şekil 3.7 ve Şekil 3.8'de verilmiştir.

Şekil 3.7. Düz diziliş

Şekil 3.8. Şaşırtmalı diziliş

Çizelge 3.1. Çalışmada incelenen parametreler ve değerleri.

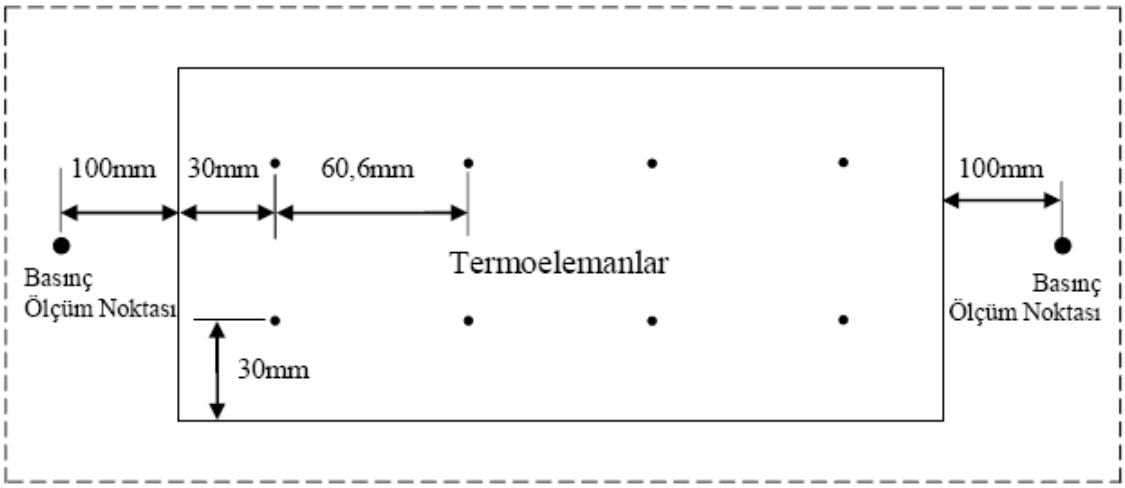
Tasarım değişkenleri				**Değerler ve seviyeler**		
				–1	0	+1
X_1	Yüksekliği	H	[mm]	20	35	50
X_2	Kanat eğrilik yarı çapı	R	[mm]	17	29.5	42
X_2	Açıklık	S_y	[mm]	5	12.5	20
X_4	Reynolds S.	Re	[Birimsiz]	10,000	20,000	30,000



Şekil 3.9. Test elemanlarının eğrilik yarıçapına ait ölçüler

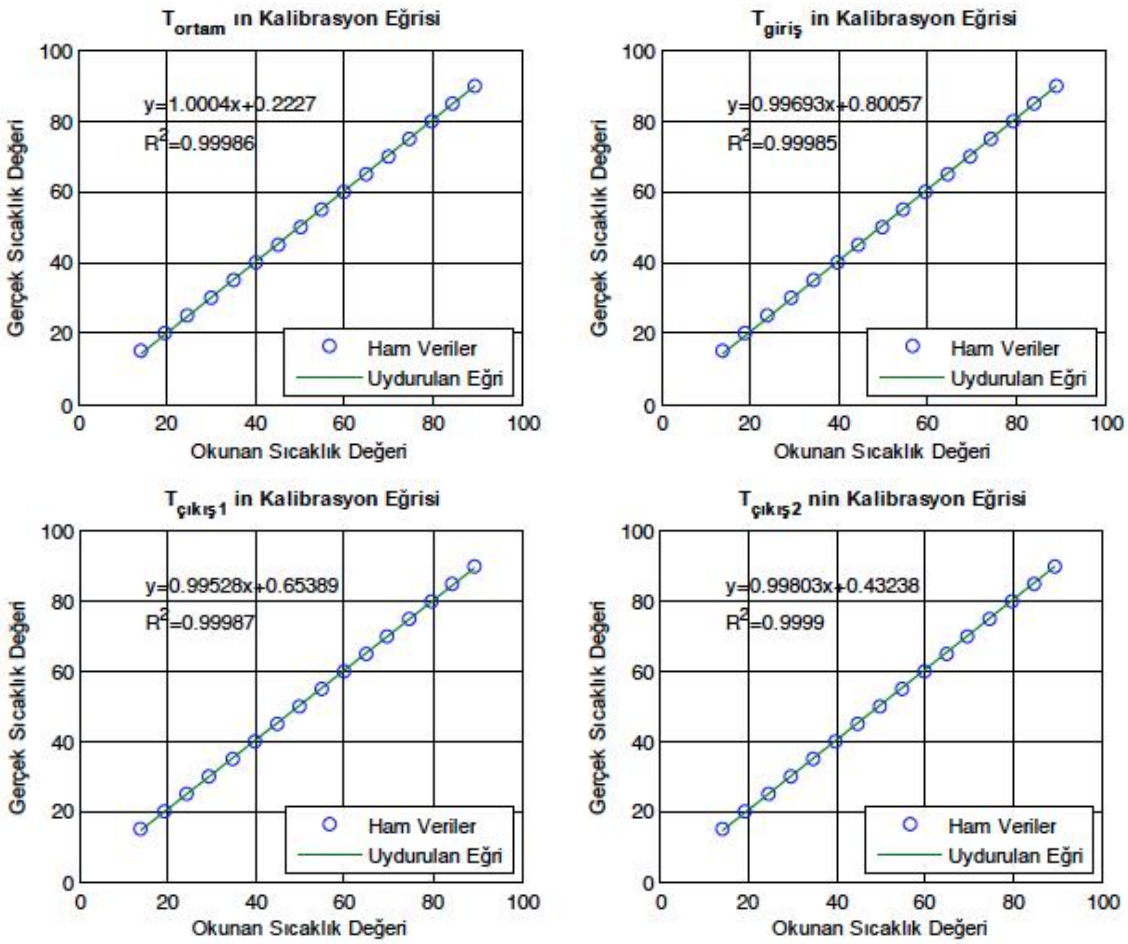
Kullanılan sistemin fiziksel sınırları dikkate alınarak ve uygulamada kullanılabilecek ölçüler dikkate alınarak Çizelge 3.1'de sunulan değerler seçilmiştir. Benzer çalışmalar incelendiğinde yüzey sıcaklılarının belirlenmesinde; termoeleman kullanımı, sıvı kristal tekniği, kütle transferi analojisi ile naftalin süblimasyon teknikleri literatürde en fazla tercih edilen tekniklerdir (Şahin 2004). Bu çalışmada da teorisi Seeback'in 1821'deki keşfine dayanan, proses sanayinde sıcaklıkların ölçülmesi ve kontrol edilmesinde sıklıkla kullanılan ve çalışma şartlarımıza en uygun olan termoelemanlar tercih edilmiştir.

Çalışma şartlarımız ve sıcaklık ölçme aralığımız dikkate alınarak 0,25mm iç çapında, 0,75mm dış çapında yanmaya, kimyasallara ve aşınmaya karşı dirençli, fiberglas örgülü T tipi (Bakır - Constantan) termoelemanların (Cole-Parmer) kullanımına karar verilmiştir. Levhanın yüzey sıcaklığını belirlemek için yüzeye yayılmış 8 adet, havanın test bölgesine giriş sıcaklığını belirlemek için test bölgesinin hemen girişine yerleştirilmiş ve içlerine yağ doldurulmuş olan bakır boruların içerisine sabitlenen 1 adet, havanın test bölgesinden çıkış sıcaklığını belirlemek için test bölgesinin hemen çıkışına yerleştirilmiş ve içlerine yağ doldurulmuş olan bakır boruların içerisine sabitlenen 2 adet ve ortam sıcaklığını belirlemek için 1 adet olmak üzere toplam 12 adet termoeleman kullanılmıştır. Termoelemanların yerleşimleri Şekil 3.10'da görülmektedir.

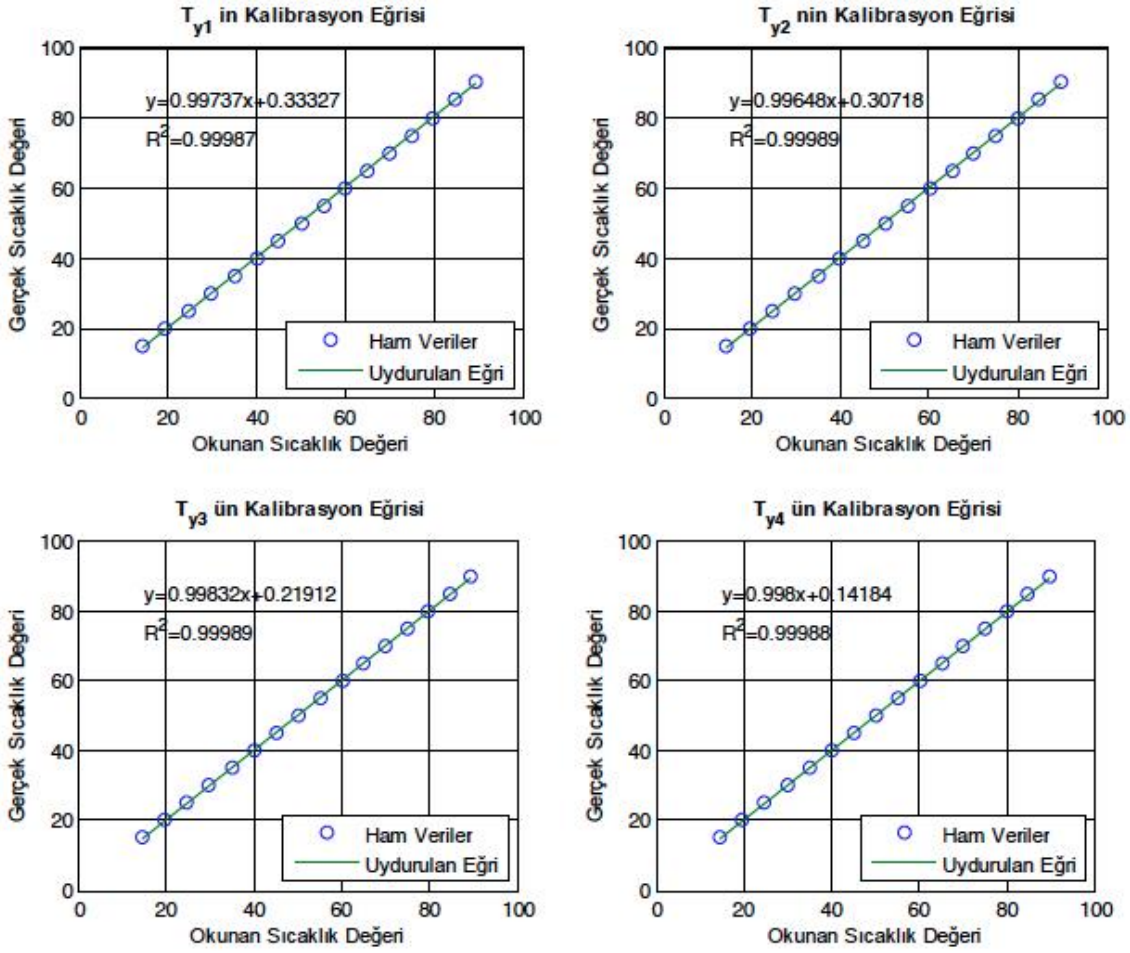


Şekil 3.10. Termoelemanların ve basınç tapalarının yerleşimi

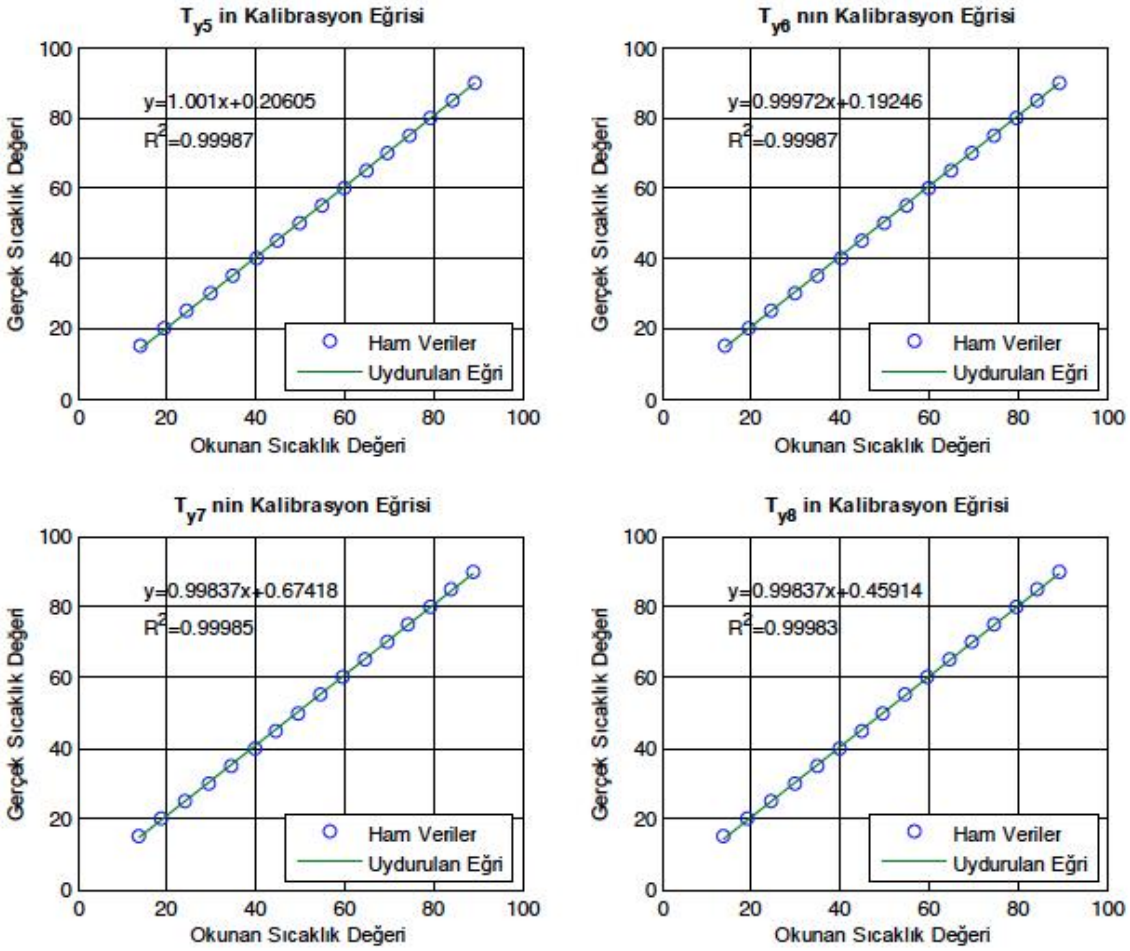
Eğri uydurma işlemi bu çalışma için MATLAB programında yazılan kodlar kullanılarak yapılmıştır. Daha önceden hazırlanan sistemde Subaşı (2010) tarafıdan her bir termoeleman için kalibrasyon eğrileri, kalibrasyon denklemleri ve korelasyon katsayıları elde edilmiş ve Şekil 3.11'de sunulmuştur.



Şekil 3.11. Termoelemanların kalibrasyon eğrileri ve denklemleri (Subaşı 2010).

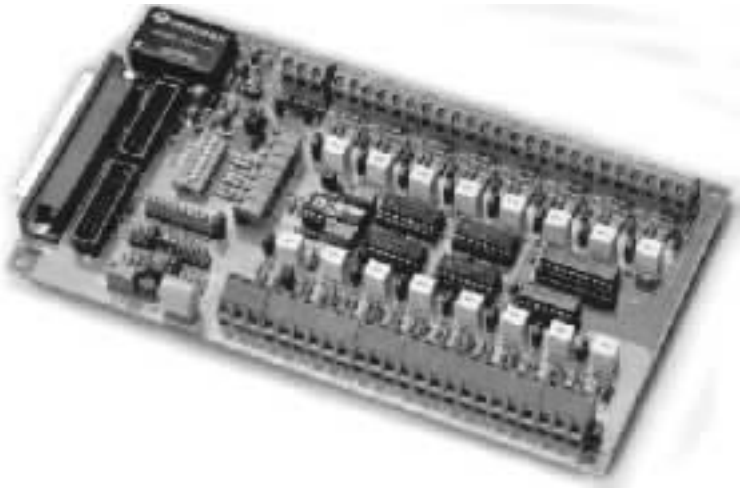


Şekil 3.11. (devam)



Şekil 3.11. (devam) (Subaşı 2010).

Termoelemanlardan alınan veriler Advantec PCLD-HG 818 (Şekil 3.12) marka veri okuma kartı (Data Acquisition - DAQ) ile bilgisayar ortamına alınmıştır. DAQ kartın teknik özellikleri aşağıda verilmiştir (Advantech 1995).



Şekil 3.12. Advantec PCLD-HG 818 DAQ kartı.

PCL-818HG data ölçüm kartının teknik özellikleri

Analog Giriş

- Dönüştürme Zamanı :8µsn
- Giriş Aralığı (V):
  Diferansiyel Giriş : ±10, ±5, ±1, ±0.5, ±0.1, ±0.05, ±0.01, ±0.005
  Tek Ortak Noktalı Giriş : 0 ~ 10, 0 ~ 1, 0 ~ 0.1, 0 ~ 0.01

Maksimum Data Çıkış Frekansı (Kuvvetlendirici sükunet zamanına bağlı olarak)

Kazanç	Hız	Kanallar
0,5, 1	100kHz	Tekli (giriş sinyali ≤ 3V)
0,5, 1, 5, 10	35kHz	Çoklu
50,100	7kHz	Çoklu
500,1000	1kHz	Çoklu

- Hassasiyet:

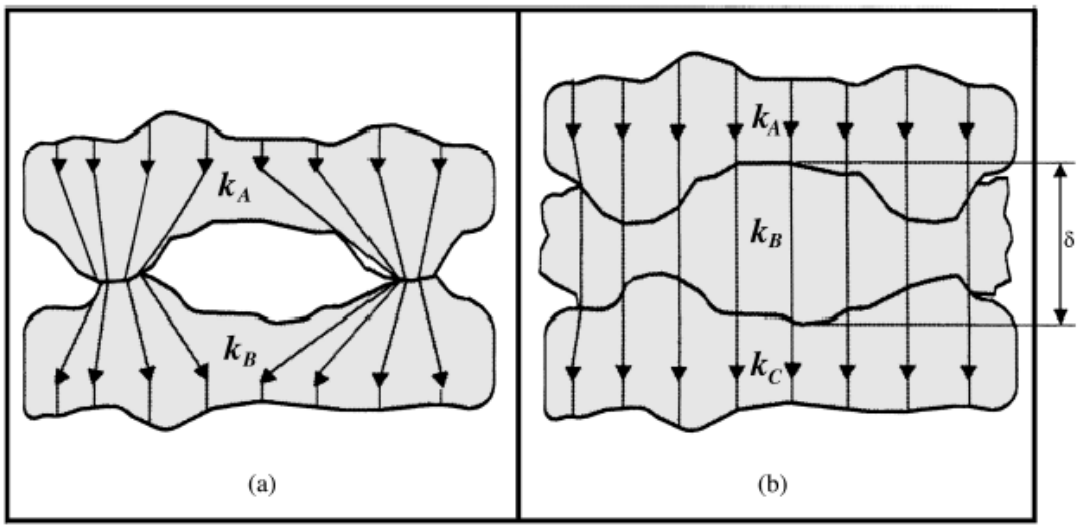
Kazanç = 0,5, 1	0,01% of FSR ± 1 LSB
Kazanç = 5, 10	0,02% of FSR ± 1 LSB
Kazanç = 50, 100	0,04% of FSR ± 1 LSB
Kazanç = 500, 1000	0,08% of FSR ± 1 LSB

Genel

Kart Üzerindeki Hafıza : A/D için 1K örnekleme FIFO
Güç Tüketimi : +5 V- 500 mA, +12V-200 mA, -12V-14mA
Giriş/Çıkış (I/O) Port Sayısı : Aktif FIFO durumunda 32 byte,
Pasif FIFO durumunda 16 byte
A/D, D/A Konnektor Tipi : DB-37
Boyutlar : 185x100mm

Termoelemanlardan alınan sıcaklık verileri VisiDAQ yazılımı kullanılarak kalibrasyon denklemlerinden geçirilmiştir. Aynı zamanda, sistemde herhangi bir nedenle oluşabilecek gürültünün etkisinin en aza indirilmesi için kalibre edilmiş olarak alınan verilerin 10 tanesinin ortalaması alınarak bir değer olarak kaydedilmiştir ve her bir ölçüm için 30 adet veri **(**aslında her bir ölçüm için 30x10=300 adet veri**)** alınmıştır. Nihai sıcaklık değeri bu 30 verinin ortalaması alınarak heaplanmıştır.

Taban plaka yüzeyleri hassas işlenmiş ve parlatılmış olsa da tamamen pürüzsüz değildir. Ayrıca kanatlar kanallara yerleştirilirken kanat ucu ile kanal tabanı arasında boşluk kalma ihtimali vardır. Bu nedenle ısı atan ve alan yüzeyler arasında temas direnci meydana gelecektir. Özellikle elektronik endüstrisinde dizayn aşamasında ihmal edilmesi mümkün olmayan bu direnç, aşırı bileşen sıcaklılarının oluşmasına neden olacaktır. Temas direncini engellemek için iki yüzey arasına termal iletken macun kullanımı iyi bir önlemdir. Şekil 3.13'de termal iletken macun kullanıldığı ve kullanılmadığı durumlarda, iki yüzey arasındaki ısı akışı şematik olarak görülmektedir (Remsburg 2001). Bu çalışmada da alüminyum taban malzeme ve ısıtıcı levha arasında termal iletken macun kullanılmıştır.



Şekil 3.13. Birbirine temas eden yüzeyler arasında ısı akışı
*(a) Ara yüzey malzemesi kullanılmadan (b) Ara yüzey malzemesi kullanılarak

Kanal kesitindeki hız dağılımı TESTO 400 marka cihaz ile 1cm aralıklarla, çok fonksiyonlu ölçüm cihazının ortalama alma fonksiyonundan yararlanılarak okunmuştur. Hız ölçümleri Testo 400 çok fonksiyonlu ölçüm cihazına hot bulb adı verilen, hız değerini probun ucunda bulunan bir küreciğin soğuma miktarına göre veren bir prob takılarak gerçekleştirilmiştir (Şekil 3.14). Ölçüm probu, -20 ila +70^{0}C sıcaklıkta ve 0-20m/sn aralığında hava hızı ölçümü yapmaktadır. 0-2m/sn arasında 0,03m/sn; 2-20m/sn arasında ise 0,2m/sn hassasiyete sahiptir.

Şekil 3.14. Testo 400 Anemometre

Test bölgesi boyunca test elemanlarından meydana gelen basınç farkları, rüzgar tüneli çerçevesine monte edilen 0/+100Pa aralığında çalışan KIMO CP100 marka diferansiyel basınç transduseri ile uygun doğrulukta doğrudan Pa biriminde okunmaktadır (Şekil 3.15).

Şekil 3.15. KIMO CP 100 diferansiyel basınç transduseri

3.4. Deneylerinin Yapılışı

Deneyin yapılışında aşağıdaki prosede takip edilmiştir.

1. Taban plakası temizlenerek, uçlarına ısı iletim bileşiği sürülmüş olan kanatların yerleştirilmesi,
2. Sabit ısı akısı sınır şartını sağlamak için varyağın istenen güç değerine ayarlanarak ısıtıcının çalıştırılması,
3. Deney planında, ilgili deneye karşı gelen hava akış hızın ayarlanması,
4. Yüzeyden okunan sıcaklık değerlerinde $\pm 0.1^{o}C$ den fazla değişim gözlenmeyecek kadar beklenmesi ki bu süre geometriye ve hıza göre 45-90 dakika civarındadır.
5. Sistem termal olarak kararlı hale geldikten sonra sıcaklık ve basınç ölçümlerinin alınması.

3.5. Yanıt Yüzey Yöntemi (YYY) ve Optimizasyon

Yanıt Yüzey Yöntemi (YYY), "Denemelerin Optimum Koşullara Ulaşması" ismi ile 1951 yılında Box ve Wilson tarafından geliştirilmiş ve tanımlanmıştır. İlk olarak kimya endüstrisine uygulanmıştır. Myers ve Montgomery yanıt yüzey yöntemini, proseslerin geliştirilmesi ve optimizasyonu için gerekli istatistiksel ve matematiksel tekniklerin birlikte kullanıldığı bir yöntem olarak tanımlamıştır. Yanıt yüzey yöntemi, proses değişkenlerinin deneysel uzayını araştırmak için deneysel stratejileri, sistemin yanıtı ve üzerinde etkili olan bağımsız değişkenler arasındaki ilişkiyi belirlemek için kullanılan ampirik modelleme tekniklerini içermektedir (Subaşı 2010).

Genel olarak Yanıt Yüzey Yöntemi 3 aşamadan oluşmaktadır. Bunlar;

1. Deney Tasarımı
2. Matematiksel Modelleme
3. Model Doğrulama

1. Deney Tasarımı

Yanıt Yüzey Yöntemi uygulamalarında çalışmalarında veri toplama aşamasının planlanması oldukça önemlidir. Geleneksel deney tasarım yöntemleri yüksek malzeme maliyeti, uzun zaman ve kaynak gerektiren yöntemlerdir. Her bir parametrenin deney üzerindeki etkisini araştırmak için diğer bütün parametreler sabit tutularak her seferinde bir parametre denenir. Bu durumda parametrelerin aynı anda 4 ya da 5'ten fazla seviyelerinin incelenmesine olanak sağlamaz. Dolayısıyla; deney sayısının azaltılması, zamandan ve maliyetten tasarruf, kaynakların verimli kullanılması ve araştırma-geliştirme faaliyetlerinin hızlandırılması için sistemin incelenen cevabının ölçülmesini sağlayacak deneylerin tasarlanması gerekmektedir (Subaşı 2010).

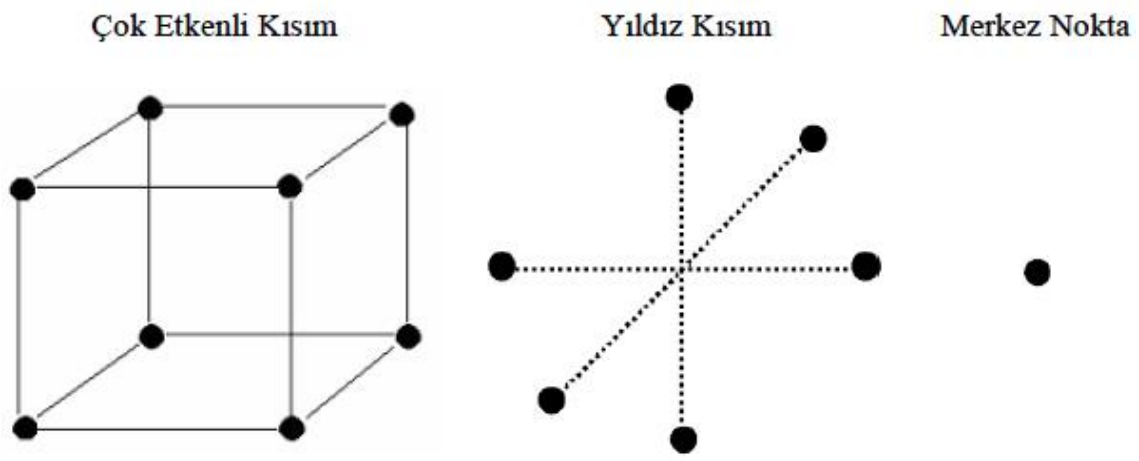
Yanıt modellerini oluşturmak için gerekli veriler genellikle tam faktöriyel, kesirli faktöriyel veya merkezi kompozit tasarım gibi bir istatistiksel deney tasarımı yöntemi

vasıtasıyla elde edilir. Bu çalışmada deney planı olarak ikinci dereceden model oluşturmada en iyi sonucu veren yüzey merkezli kompozit tasarımı (MKT) seçilmiştir (Montgomery 2005).

Merkezi Kompozit Tasarım (MKT) **:** Box ve Wilson (1951), 3^k faktöriyel tasarımlara alternatif olarak merkezi kompozit tasarımı (MKT) önermiştir. Önemli istatistiksel özelliklere (rotatibility ve orthogonality) sahip merkezi kompozit deneme düzeni ikinci dereceden bir cevap yüzeyi modelinin oluşturulması için en popüler yöntemlerden biridir.

Bir MKT aşağıdakilerden oluşmaktadır **(**Şekil 3.16**) :**

1. k faktör sayısı olmak üzere 2^k faktöriyel veya 2^{k-m} kesirli faktöriyel tasarım. Burada faktör seviyeleri -1, +1 değerleri ile kodlanır. Buna tasarımın faktöriyel parçası denir.
2. n_0 adet merkez noktası ($n_0 \geq 1$).
3. Her bir tasarım değişkeninin ekseni üzerinde, tasarım merkezine uzaklığı α olan iki yıldız (veya eksen) noktası. Bu kısım ise eksen parçası veya yıldız parçası olarak adlandırılır.



Şekil 3.16. Merkezi kompozit tasarımın (MKT) kısımları (Subaşı 2010)

Burada toplam tasarım noktası sayısı $N=2k+2k+n_0$ olur. Oluşturulacak olan ikinci

dereceden modelin ana etkileri ve birinci dereceden interaksiyon etkileri 2K denemesinden elde edilirken, merkezi noktalar yardımıyla sistemin eğriselliği test edilir.

2. Matematiksel Modelleme

Bir süreçteki girdi değişkenleri ile yanıt değişkenleri arasındaki ilişkinin yapısı bilindiğinde, girdi değişkenleri seviyeleri, optimum cevap değerini elde edecek şekilde seçilebilir. Ancak, yanıt ile girdi değişkenleri arasındaki ilişkinin gerçek yapısı bilinmediğinde, girdi değişkenlerinin yanıt üzerindeki etkilerinin ampirik olarak bulunması söz konusudur. Birçok yanıt yüzey yöntemi probleminde, yanıt ve bağımsız değişkenler arasındaki fonksiyonun matematiksel formu genellikle bilinmediğinden tahmin edilmesi gerekmektedir. Diğer bir deyişle, yanıt ile girdi değişkenleri arasındaki ilişkiyi temsil eden ampirik bir modelin bulunması söz konusudur. Dolayısıyla; birinci aşamada toplanan verilere en iyi uyumu sağlayacak matematiksel modelin bulunması önemlidir. Sistemin yanıtı, bağımsız değişkenin bir lineer fonksiyonu olarak iyi bir uyum veriyorsa, birinci dereceden lineer denklem, model olarak kullanılabilir (Subaşı 2010).

Bazı durumlarda birinci dereceden polinom modelleri gerçek yanıt yüzeyindeki eğriliği tahminletmede yetersiz kalmaktadır. Bu durumlarda ikinci dereceden polinom denklemler (Eşitlik 3.1) gibi daha yüksek dereceli polinom denklemler kullanılmalıdır.

$$Y = b_0 + \sum_{i=1}^{N} b_i X_i + \sum_{i=1}^{N} b_{ii} X^2{}_i + \sum_{i<j}^{N} b_{ij} X_i X_j \tag{3.1}$$

İkinci dereceden polinom modellerinin yanıt yüzey yönteminde yaygın olarak kullanılmasının pek çok nedeni vardır Esnekliği nedeni ile çok çeşitli fonksiyonel formlar alabildiğinden gerçek yanıt fonksiyonun tahmin edilmesinde kolaylık sağlamakta, katsayı değerleri karmaşık hesaplamalar olmadan en küçük kareler yöntemi kullanılarak belirlenebilmektedir. Bunların yanı sıra; yanıtların temsilinde kübik, daha yüksek dereceli polinom modelleri, ve exponansiyel modeller de kullanılabilir.

3. Model Doğrulama

Matematiksel model tahmin edildikten sonra bu denklemin ilişkiyi ne derece açıkladığının ve bu denklemi kullanarak yapılacak tahminlerin ne derece hassas olduğunun araştırılması gerekmektedir. Yapılan varsayımlardan biri olan, seçilen modelin matematiksel formunun uygun olduğu, dolayısıyla gerçek ortalama yanıtı temsil edebildiği de test edilmelidir. Bu amaçla, varyasyon katsayısının (C.V) hesaplanması, regresyon analizine hipotez testlerinin uygulanması, hipotez testlerinin regresyon katsayılarına bireysel olarak uygulanması, regresyon katsayısının (R^2) ve düzeltilmiş regresyon katsayısının hesaplanması (Radj 2), tahminlenmiş kalıntı hata kareler toplamının (PRESS) hesaplanması, yeterli tahminleme (adequite precision) değerinin hesaplanması, model uygunsuzluğunun test edilmesi (lack of fit testi) ve kalıntı analizi gibi farklı test yöntemleri uygulanmaktadır (Subaşı 2010).

Ayrıca oluşturulan matematiksel modelin prosesi tam olarak temsil edip etmediğini belirleyebilmek için yukarıda belirtilen istatistiksel analizlerin yanı sıra birinci aşamada matematiksel modeli elde etmek için yapılan deneylerde incelenen parametrelerden birinin ve/veya bir kaçının seviyesini değiştirmek suretiyle doğrulama deneyleri yapılarak modelden elde edilen sonuçlar karşılaştırılabilir. Doğrulama deneylerinden elde edilen sonuçlarla matematiksel modelden elde edilen sonuçlar arasındaki hatanın kabul edilebilir sınırlar arasında olması durumunda modelin prosesi temsil ettiği söylenebilir.

3.5.1. Optimizasyon

Taguchi metodunun dışında yine termal sistemlerin optimizasyonunda kullanılan ve temeli entropi üretiminin minimizasyonu ile ilgili olan termodinamik optimizasyon vardır. Termal bir sistemdeki ekserji kaybı başlıca sistem içerisinde entropi üretimine neden olan tersinmezliklerle ilişkilidir. Termal sistemlerde tersinmezliklere ve dolayısıyla ekserji kaybına neden olan iki ana unsurdan birincisi sürtünme diğeri de ısı transferidir. Ekserji kaybı ve entropi üretim miktarı arasında direkt bir ilişki vardır ve

sistem içerisindeki entropi üretimi minimize edilirse sistemin ekserji kaybı azalacak, dolayısıyla verimliliği artacaktır.

Optimizasyon, prosesin belirlenen hedefler (yanıtlar) doğrultusunda, bağımsız değişkenlerin birbirleriyle olan etkileşimleri ve bu bağımsız değişkenlerin hedefe (yanıta) olan etkileri de göz önünde bulundurularak bir araya getirilip uygulanması işlemidir. Herhangi bir optimizasyon prosedürü, genellikle hedef fonksiyonu adı verilen önceden tanımlanmış kriterleri maksimize veya minimize etmek için (örneğin; ürün kalitesi veya kâr) karar (bağımsız) değişkenleri adı verilen belirlenen koşulların değiştirilmesini içerir. Bugün, rekabete dayalı piyasada optimizasyon teorisinin ve tekniklerinin uygulanması gereklidir. Optimizasyon proses tasarımlarını verimli hale getirmek (üretimi ve kaliteyi iyileştirmek ve maliyeti minimize etmek) için kullanılmaktadır. YYY yardımıyla elde edilen prosesi temsil eden matematiksel model kullanılarak optimizasyon yapılabilir. Ayrıca, YYY'nin bir optimizasyon tekniği olmadığı da vurgulanmalıdır (Subaşı 2010).

3.6. Deneysel Verilerin Karakteristik Hesaplamalarda Kullanılması

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

$$Q_{top} = Q_{konv} + Q_{rad} + Q_{kay} \tag{3.2}$$

burada;

$$Q_{konv} = \dot{m} C_p (T_{çıı} - T_{gir}) = V^2 / R = VI \tag{3.3}$$

Ayrıca sistemde karalı halde taşınım miktarı;

$$Q_{konv} = h_{ort} A_s \left[T_{yort} - \left(\frac{T_ç + T_g}{2} \right) \right] \tag{3.4}$$

şeklinde ifade edilebilir.

Toplam karalı halde toplam ışınımla ısı transferi;

$$Q_{rad} = F A_s s \left(T_y^4 - T_h^4 \right) \tag{3.5}$$

şeklinde ifade edilir. Burada F şekil faktörü, σ Stefan-Boltzman sabiti, A_s yüzey alanı, T_y ve T_h sırasıyla yüzey ve havanın sıcaklıklarıdır. Ancak, bu çalışmada gerek taban plakalar gerekse kanatlar tamamen temizlenmiş ve pürüzsüz yüzeyler olduğundan, ayrıca çalışılan sıcaklıklar çok yüksek sıcaklıklar olmadığı için ışınımla meydana gelecek kayıplar sisteme verilen enerjinin ancak %3-5'i civarında olacaktır. Benzer çalışmalarda dikkate alınarak ışınımla ısı kayıpları ihmal edilmiştir (Tahat *et al.* 1994; Jubran *et al.* 1996; Tahat *et al.* 2000; El-Sayed *et al.* 2002). Ayrıca test yüzey ve test bölgesi yalıtım malzemeleriyle iyice yalıtıldığı ve ısıtıcı elemanın bulunduğu kutunun dış yüzeyinde okunan sıcaklığın çevre sıcaklığına yaklaşık eşit olduğu dikkate alınırsa iletim kayıpları da sisteme verilen enerji yanında ihmal edilebilir seviyelerdedir.

Bu kabullerle Eşitlik 3.2

$$Q_{top} = Q_{konv} \tag{3.6}$$

şekline dönüşür. Sistemde Varyakla kontrol edilerek systeme verilen ısı, akım ve gerilimin çarpımından Watt olarak hesap edilir. Bu değer kanal içerisinden geçen havanın aldığı ısıya eşittir. Bu durumda;

$$Q_{top} = Q_{konv} = V^2 / R = VI \tag{3.7}$$

Eşitlik 3.4 ve 3.6'dan ortalama ısı transfer katsayısı aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$h_{ort} = \frac{Q_{konv}}{A_s \left[T_{yort} - \left(\frac{T_ç - T_g}{2} \right) \right]} \tag{3.8}$$

Burada Tyort ortalama yüzey sıcaklığını, T_g ve $T_ç$ sırasıyla akışkanın test yüzeye giriş ve çıkış sıcaklıklarını ve A_s de toplam ısı transferi yüzey alanını göstermektedir. Toplam alan ise kanatların ve taban plakanın oluşturduğu toplam ısı transfer yüzey alanını ifade etmektedir. Bu çalışmada kanat olarak kullanılan S tipi kanatların yüzey alanları deney planında verilen her bir eleman ayrı ayrı Solid Works programında çizilmiş ve "Kütle Özellikleri" sekmesinden toplam yüzey alanı belirlenmiştir.

Performans istatistiği olarak Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü dikkate alınmıştır. Boyutsuz büyüklüklerden Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü aşağıdaki eşitliklerden hesaplanmıştır:

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \tag{3.9}$$

$$f = \frac{\Delta P}{\left[\left(\frac{L_t}{D_h} \right) \rho \frac{U_{ort}^2}{2} \right]} \tag{3.10}$$

Burada U_{ort} kanal kesitindeki ortalama akışkan hızı, ΔP ise test bölgesinin girişi ile çıkışı arasındaki basınç kaybıdır.

$$C_p = \left[9.82 + 8 \times 10^{-4} \frac{(T_g + T_ç)}{2} \right] \times 10^2 \qquad [J/kgK] \tag{3.11}$$

$$\mu = \left[5 + 4.5 \times 10^{-2} \frac{(T_g + T_ç)}{2}\right] \times 10^{-6} \qquad [N_s / m^2] \tag{3.12}$$

$$k = \left[3.7 + 7.5 \times 10^{-2} \frac{(T_g + T_ç)}{2}\right] \times 10^{-3} \qquad [\mathrm{W/mK}] \tag{3.13}$$

$$r = \left[-0.004666 \times \left(\frac{(T_g + T_ç)}{2} - 250\right) + 1.3947\right] \qquad [kg / m^3] \tag{3.14}$$

Termal direncin belirlenmesinde değişik yaklaşımlar vardır. Bu çalışmada termal performansın ölçüsü Nusselt sayısı dikkate alınmıştır. Hesaplanan Nusselt sayıları literatürde Dittus-Bolter tarafından önerilen;

$$Nu_D = \mathbf{0.023}\, Re_D^{4/5} pr^{0.4} \tag{3.15}$$

ve Sieder-Tate tarafından önerilen;

$$Nu_D = \mathbf{0.027}\, Re_D^{4/5} pr^{1/3} \left(\frac{m}{m_S}\right) \tag{3.16}$$

boyutsuz sayılardan Reynolds sayısı aşağıdaki eşitlikten hesaplanmıştır. Eşitlikte akışkanın hızı V ve termofiziksel özellikleri test elemanlarından önce akışkanın test bölgesine girişinde belirlenmiştir.

$$Re = \frac{r D_h V}{\mu} \tag{3.17}$$

3.7. Deneysel Belirsizlikler

Deneysel çalışmalarda kontrol edilebilen ve kontrol edilemeyen parametrelerin etkisinden dolayı hatalar meydana gelmektedir. Her ne kadar dikkat edilirse edilsin her deney sonucu bir miktar hata içerir ve deney yapan kişi her zaman elde ettiği verilerin geçerliliğini bilmelidir. Bu yüzden deneysel çalışmaların hata güvenirlik sınırlarını belirleyen hata analizlerinin literatürdeki önemi büyüktür. Bu çalışmada, hem ölçülen ve hem de hesaplanan parametrelere ait belirsizlik değerlerini elde etmek için Kline ve Mclinctock (1953) tarafından önerilen hesaplama yöntemi kullanılmıştır. Bu yönteme göre, elde edilen ve R olarak tanımlanan herhangi bir sonuç değeri, kendisinin belirlenebilmesi için gerekli her bir değişkenin fonksiyonu cinsinden,

$$R = R(X_1, X_2, X_3, \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots X_n)$$

olarak ifade edilmekte ve bu sonuç değerine ait toplam belirsizlik,

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2\right)^2 + \ldots\ldots\ldots\ldots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n\right)^2 \right]^{1/2} \tag{3.18}$$

şeklinde belirlenmektedir. Bu bağıntıda yer alan w_i'ler her bir bağımsız değişkene ait belirsizliği ifade etmektedir. Ölçülen ve boyutsuz parametrelerin belirsizliklerine etki eden fiziksel parametrelerin her birisine ait hata olanları Çizelge 3.2'de verilmiştir.

Çizelge 3.2. Ölçülen büyüklüklerdeki belirsizlikler (Subaşı 2010)

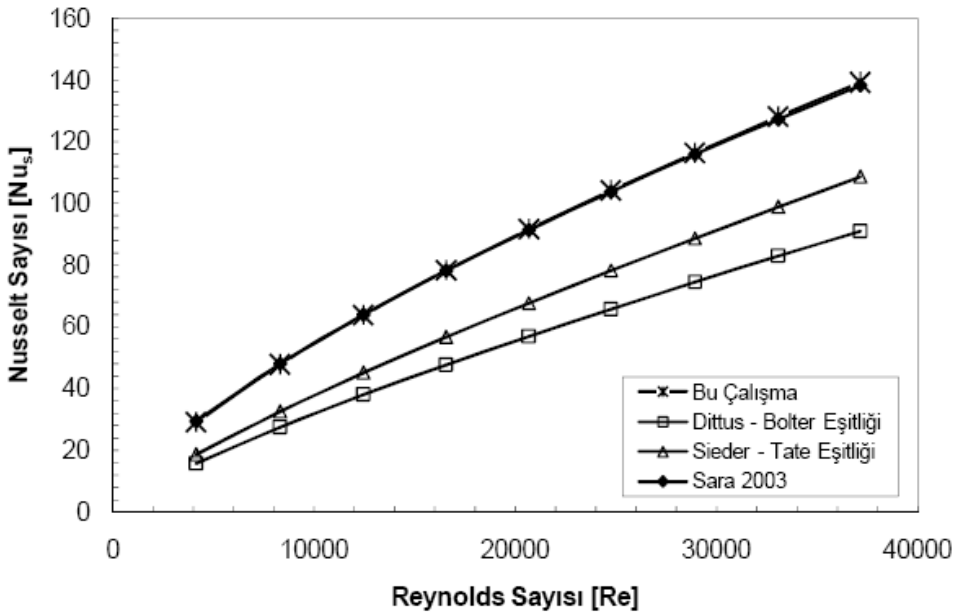
Değişkenler	**Belirsizlik (±%)**
Test bölgesine giren havanın hızı, U	2,5
Sıcaklık, T	0,25
Basınç, P	1,5
Boyut ölçümü	0,5
Voltaj, V	0,1
Akım, I	0,72
Havanın dinamik viskozitesi, μ, (Çizelgedan)	0,048
Havanın termal iletkenliği, k, (Çizelgedan)	0,34
Havanın yoğunluğu, ρ, (Çizelgedan)	0,008

Çizelge 3.3. Hesaplanan belirsizlik değerleri (Subaşı 2010)

Parametreler	**Birimi**	**Belirsizlik (±%)**
Isıtıcıya verilen güç, Q	[W]	0,73
Levhanın Alanı, A	[m^2]	0,71
Kanalın hidrolik çapı, Dh	[m]	0,37
Reynolds sayısı, Re	[Birimsiz]	2,53
Termal direnç, Rth	[$^oC/W$]	0,96
Isı taşınım katsayısı, h	[$W/m^{2o}C$]	1,19
Nusselt sayısı, Nu	[Birimsiz]	1,23
Sürtünme faktörü, f	[Birimsiz]	5,25

4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

Şekil 4.1 incelendiğinde boş kanal için elde edilen korelasyonlardan en iyi uyumu Sieder-Tate (Eş 3.15 ve Dittus-Boelter (Eş. 3.16.) tarafından önerilen eşitlik sağlamaktadır. Sieder-Tate eşitliği için elde edilen maksimum sapma miktarı bu tür korelasyonlar için kabul edilebilir bir sapma aralığındadır. Literatürde verilen Dittus-Bolter, Sieder-Tate gibi korelasyonlar pürüzsüz boru akışında elde edilen verilerden elde edilmiştir. Ayrıca, Şara (2003) tarafından elde edilen sonuçlar ile çok yakın sonuçların elde edildiği görülmüştür.



Şekil 4.1. Boş kanala ait Nusselt sayısının literatürle karşılaştırılması.

4.1. Yanıt Yüzey Metodu ile Matematiksel Modelleme

Çizelge 4.1 S tipi kanatların zorlanmış taşınımla ısı transferi karakteristiklerini etkileyeceği düşünülen parametre değerleri ve seviyelerini göstermektedir. Çizelgeden görüleceği gibi dört farklı parametre üç farklı seviyede incelenmiştir.

Çizelge 4.1. Çalışmada incelenen parametreler ve değerleri

Tasarım değişkenleri				**Değerler ve seviyeler**		
				–1	0	+1
X_1	Yüksekliği	H	[mm]	20	35	50
X_2	Kanat eğrili yarıçapı	R	[mm]	17	29.5	42
X_2	Açıklık	S_y	[mm]	5	12.5	20
X_4	Reynolds S.	Re	[Birimsiz]	10,000	20,000	30,000

Çizelge 4.1'deki tasarım değişkenleri kullanılarak S tipi kanatların zorlanmış taşınım ısı transferi ve basınç düşümü karakteristiklerinin belirlenmesi için tam faktöriyel durumunda 3^4=81 adet deney gereklidir. 81 adet deneyin üçte biri sayıda deney yaparak hem malzemeden ve zamandan hem de enerjiden tasarruf ederek termal performansın incelenmesi istatistiksel yöntemlerle mümkün hale gelmiştir. Bu çalışmada Merkezi Kompozit Tasarım (MKT) kullanılarak hem dört adet asıl etkiyi hem de bileşik etkilerin dikkate alındığı 30 adet deney düz diziliş için 30 adet deney şaşırtmalı diziliş için yapılmıştır.

Çizelge 4.2 ve 4.3'de Merkezi Kompozit Tasarım kullanılarak elde edilen deney planı verilmiştir. Aynı deney planı hem düz diziliş için hem de şaşırtmalı diziliş için kullanılmıştır. Tasarım değişkenleri X_1, X_2, X_3 ve X_4'ün karşılıkları Çizelge 4.1'de verilmiştir.

Çizelge 4.2. Düz dizliş için deney tasarımı

Deney Planı			
H X1	Sy X2	R X3	Re X4
-1	-1	1	1
0	1	0	0
1	1	1	-1
0	0	-1	0
-1	1	1	-1
1	-1	1	-1
-1	-1	1	-1
0	0	0	0
-1	1	-1	1
1	1	1	1
-1	0	0	0
-1	-1	-1	-1
0	0	0	0
0	0	0	1
0	0	0	0
0	0	0	-1
1	1	-1	1
1	-1	-1	-1
1	0	0	0
-1	1	-1	-1
1	-1	-1	1
0	0	0	0
0	0	0	0
1	1	-1	-1
-1	1	1	1
0	0	0	0
1	-1	1	1
0	-1	0	0
0	0	1	0
-1	-1	-1	1

Çizelge 4.3. Düz dizliş için deney tasarımı

	H	Sy	R	Re	Nu	f
1	20	5	42	30358.68	280.35	0.172
2	35	20	29.5	20354.14	186.36	0.138
3	50	20	42	9529.18	150.39	0.315
4	35	12.5	17	21232.73	275.33	0.286
5	20	20	42	10106.92	100.67	0.070
6	50	5	42	9813.63	285.27	0.739
7	20	5	42	10418.34	162.54	0.264
8	35	12.5	29.5	20716.63	268.45	0.235
9	20	20	17	30352.02	179.52	0.171
10	50	20	42	29876.00	195.77	0.256
11	20	12.5	29.5	20503.25	185.42	0.238
12	20	5	17	9962.18	147.60	0.430
13	35	12.5	29.5	20325.04	245.56	0.243
14	35	12.5	29.5	30194.40	297.76	0.300
15	35	12.5	29.5	20772.39	246.63	0.266
16	35	12.5	29.5	9857.54	169.50	0.293
17	50	20	17	30862.53	297.56	0.301
18	50	5	17	9670.65	286.20	0.763
19	50	12.5	29.5	19958.95	329.85	0.323
20	20	20	17	9465.55	93.61	0.048
21	50	5	17	29899.86	483.05	0.560
22	35	12.5	29.5	20264.91	237.55	0.244
23	35	12.5	29.5	21481.17	265.62	0.217
24	50	20	17	9620.30	152.58	0.154
25	20	20	42	30161.51	202.44	0.111
26	35	12.5	29.5	20609.82	258.33	0.271
27	50	5	42	30305.79	524.61	0.642
28	35	5	29.5	20377.44	315.79	0.352
29	35	12.5	42	20989.86	271.38	0.299
30	20	5	17	30414.44	299.79	0.277

Çizelge 4.4. Şaşırtmacalı dizliş için deney tasarımı.

	H	Sy	R	Re	Nu	f
1	20	5	42	30618.25	302.48	0.213
2	35	20	29.5	20645.47	175.33	0.218
3	50	20	42	10105.72	167.22	0.280
4	35	12.5	17	21013.63	247.75	0.260
5	20	20	42	9573.64	94.75	0.062
6	50	5	42	9484.87	264.33	0.789
7	20	5	42	9660.23	147.99	0.916
8	35	12.5	29.5	19784.79	252.81	0.256
9	20	20	17	29977.99	183.76	0.175
10	50	20	42	29840.86	270.96	0.262
11	20	12.5	29.5	20277.50	173.56	0.208
12	20	5	17	10123.37	148.75	0.278
13	35	12.5	29.5	20236.95	264.00	0.314
14	35	12.5	29.5	29888.85	310.40	0.273
15	35	12.5	29.5	19959.20	249.37	0.215
16	35	12.5	29.5	9789.16	174.69	0.298
17	50	20	17	29668.09	240.84	0.260
18	50	5	17	9746.01	275.55	0.748
19	50	12.5	29.5	20414.07	275.88	0.445
20	20	20	17	9427.36	98.33	0.048
21	50	5	17	29878.43	461.12	0.559
22	35	12.5	29.5	20731.03	259.66	0.233
23	35	12.5	29.5	20667.90	252.34	0.234
24	50	20	17	9852.63	140.58	0.293
25	20	20	42	29794.12	171.82	0.153
26	35	12.5	29.5	20256.74	240.88	0.315
27	50	5	42	31156.00	487.87	0.608
28	35	5	29.5	19973.65	311.56	0.368
29	35	12.5	42	20426.77	267.85	0.353
30	20	5	17	30505.19	280.07	0.221

Çizelge 4.1'den de görüleceği gibi kanat yüksekliği (H), Kanat eğrilik yarıçapı (R), akışa paralel yönde kanatlar arası mesafe (S_y) ve Reynolds sayısı (Re) tasarım değişkenleri olarak seçilmiştir ve her bir tasarım parametresi 3 farklı seviyede incelenmiştir. Yanıt olarak da Nusselt sayısı (Nu) ve sürtünme faktörü (f) seçilmiştir. Merkezi Kompozit Tasarım (MKT) kullanılarak düz diziliş ve şaşırtmalı diziliş için ayrı ayrı 30 adet deney yapılmıştır (Çizelge 4.3 ve 4.4). Deneysel veriler Design Expert 8.0.3 paket programının deneme sürümü kullanılarak analiz edilmiştir.

Düz diziliş ve şaşırtmalı diziliş için; deneysel sonuçlar (Nu, f) ile tasarım değişkenleri arasındaki ilişki polinom modeli kullanılarak elde edilmiş, kurulan matematiksel modelde önem seviyesi düşük terimler elenmiş, istatistiksel ve deneysel (doğrulama deneyleri) analizler yardımıyla oluşturulan modellerin doğruluğu kanıtlanmıştır.

Düz diziliş için hesaplanan Nusselt sayısı (Nu) ve sürtünme faktörü (f) için kurulan polinom modelleri sırasıyla Eş. 4.1 ve Eş. 4.2'de şaşırtmalı diziliş için hesaplanan Nusselt sayısı (Nu) ve sürtünme faktörü (f) için ise kurulan polinom modelleri sırasıyla Eş. 4.3 ve Eş. 4.4'de, düz diziliş ve şaşırtmalı diziliş için varyans analizi sonuçları (ANOVA Çizelgesi) sırasıyla Çizelge 4.4, Çizelge 4.5, Çizelge 4.6 ve Çizelge 4.7'de sırasıyla verilmiştir.

$$Nu_{düz} = -124.78174 + 6.70841 \times H + 7.90040 \times Sy + 2.24888 \times R + 8.52707E-003 \times Re - 0.26949 \times H \times Sy - 0.027734 \times H \times R + 6.78969E-005 \times H \times Re - 0.064496 \times Sy \times R - 2.69110E-004 \times Sy \times Re - 3.37511E-005 \times R \times Re \quad (4.1)$$

Çizelge 4.5. Düz diziliş Nusselt sayısı (Nu) için ANOVA çizelgesi

Değişkenlik Kaynağı	Kareler Toplamı	Serbestlik Derecesi	Kareler Ortalaması	f - Değeri	Prob>F	
Model	2.524E+005	10	25243.25	50.85	<0.0001	önemli
A-H	60858.47	1	60858.47	122.59	<0.0001	
B-Sy	82151.29	1	82151.29	165.48	<0.0001	
C-R	115.70	1	115.70	0.23	0.6348	
D-Re	80648.09	1	80648.09	162.45	<0.0001	
AB	14879.77	1	14879.77	29.97	<0.0001	
AC	432.53	1	432.53	0.87	0.3623	
AD	1736.74	1	1736.74	3.50	0.0769	
BC	592.03	1	592.03	1.19	0.2885	
BD	6911.10	1	6911.10	13.92	0.014	
CD	298.10	1	298.10	0.60	0.4479	
Hata	9432.39	19	496.44			
Cor. Total	2.619E+005	29				
Standart Sapma	22.28			R^2	0.9640	
Ortalama	246.48			Adj-R^2	0.9450	
C.V. %	9.04			Pred R^2	0.8045	
PRESS	51198.87			Adequate precision	28.710	

$$f_{düz} = 0.20207 + 0.014206 \times H - 0.014078 \times Sy - 9.6676E-006 \times \mathrm{Re} - 4.76728E-004 \times H \times Sy + 6.4366E-007 \times Sy \times \mathrm{Re} \quad (4.2)$$

Çizelge 4.6. Düz diziliş Sürtünme faktörü (f) için ANOVA Çizelgesi

Değişkenlik Kaynağı	Kareler Toplamı	Serbestlik Derecesi	Kareler Ortalaması	f - Değeri	Prob>F
Model	0.71	5	0.14	21.83	<0.0001 önemli
A-H	0.27	1	0.27	41.97	<0.0001
B-Sy	0.34	1	0.34	51.65	<0.0001
D-Re	4.958E-003	1	4.958E-003	0.76	0.3930
AB	0.047	1	0.047	7.11	0.0135
BD	0.040	1	0.040	6.04	0.0216
Hata	0.16	24	6.552E-003		
Cor. Total	0.87	29			
Standart				R^2	0.9640
Sapma	0.081				
Ortalama	0.30			Adj-R^2	0.9450
C.V. %	27.05			Pred R^2	0.8045
PRESS	0.26			Adequate precision	28.710

$$Nu_{düz} = -18.20203 + 4.56194 \times H + 3.40005 \times Sy + 7.15379E-003 \times Re - 0.18726 \times H \times Sy + 6.85530E-005 \times H \times Re - 2.49880E-004 \times Sy \times Re \quad (4.3)$$

Çizelge 4.7. Şaşırtmacalı diziliş Nusselt sayısı (Nu) için ANOVA çizelgesi

Değişkenlik Kaynağı	Kareler Toplamı	Serbestlik Derecesi	Kareler Ortalaması	f - Değeri	Prob>F
Model	2.214E+005	6	36892.41	181.07	<0.0001 önemli
A-H	52180.08	1	52180.08	256.10	<0.0001
B-Sy	70248.54	1	70248.54	344.78	<0.0001
D-Re	77186.78	1	77186.78	378.84	<0.0001
AB	7185.50	1	7185.50	35.27	<0.0001
AD	1767.05	1	1767.05	8.67	0.0073
BD	5921.54	1	5921.54	29.06	<0.0001
Hata	4686.16	23	203.75		
Cor. Total	2.260E+005	29			
Standart Sapma	14.27			R^2	0.9793
Ortalama	239.75			Adj-R^2	0.9739
C.V. %	5.95			Pred R^2	0.9642
PRESS	8082.80			Adequate precision	53.871

$$f_{düz} = -0.14952 + 0.022147 \times H - 3.1257E-003 \times Sy + 1.13876E-006 \times Re - 6.12207E-004 \times H \times Sy + 4.63206 \times Sy \times Re - 2.38636E-007 \times H \times Re \quad (4.4)$$

Çizelge 4.8. Şaşırtmacalı diziliş Sürtünme faktörü (f) için ANOVA çizelgesi

Değişkenlik Kaynağı	Kareler Toplamı	Serbestlik Derecesi	Kareler Ortalaması	f - Değeri	Prob>F
Model	0.77	6	0.13	36.64	<0.0001 önemli
A-H	0.38	1	0.38	109.41	<0.0001
B-Sy	0.25	1	0.25	70.75	<0.0001
D-Re	3.783E-003	1	3.783E-003	1.08	0.3088
AB	0.077	1	0.077	21.99	0.0001
AD	0.021	1	0.021	6.13	0.0211
BD	0.020	1	0.020	5.83	0.0242
Hata	0.080	23	3.493E-003		
Cor. Total	0.85	29			
Standart Sapma	0.059			R^2	0.9053
Ortalama	0.30			Adj-R^2	0.8806
C.V. %	19.36			Pred R^2	0.8487
PRESS	0.13			Adequate precision	23.457

Kurulan matematiksel modellerdeki terimlerin istatistiksel önemi varyans analizi F-testi ile belirlenir. Seçilen %95 güvenirlik a=0.05'den daha düşük olduğundan kurulan modeller istatistiksel olarak önemlidir ve bu ise modeldeki terimlerin istenilen yanıtlar üzerinde önemli bir etkisi olduğunu belirtir. Diğer bir istatistiksel karşılaştırma metodu ise Adj-R^2 değeridir (Myers ve Montgomery, 1995) ve bu değerin 1'e yakın olması, kurulan matematiksel modellerin bağımsız girdi değişkenleri ile çıktı değişkenleri arasındaki ilişkiyi iyi temsil ettiğinin bir ölçüsü olarak dikkate alınır.

Kurulan matematiksel modelin, bağımsız girdi değişkenleri ile çıktı değişkenleri arasındaki ilişkiyi ne derecede temsil ettiğini tespit etmek için deney planında (Çizelge

4.2 ve 4.3) incelenen parametrelerden birinin veya bir kaçının seviyesini değiştirmek suretiyle doğrulama deneyleri yapılır. Doğrulama deneylerinden elde edilen sonuçlar ile kurulan matematiksel modeller aracılığıyla hesaplanan sonuçlar arasındaki farklar sırasıyla Çizelge 4.9, 4.10, 4.11 ve 4.12'de verilmiştir.

Çizelge 4.9. Düz diziliş için Nusselt sayısına ait doğrulama deneyi sonuçları

Deney	Tasarım Parametreleri				Nusselt Sayısı, Nu		
No	H	S_y	R	Re	Deneysel	Hesaplanan	Hata (%)
1	50	5	29.5	20000	405,644	390,21	1,9393
2	50	12.5	17	20000	309,107	331,7564	3,534201
3	35	5	42	30000	407,846	386,7249	2,658177
4	20	5	29.5	30000	258,859	288,7372	5,456247
5	35	5	42	20000	331,43	305,316	4,101164

Çizelge 4.10. Düz diziliş için sürtünme katsayısına ait doğrulama deneyi sonuçları

Deney	Tasarım Parametreleri				Sürtünme Katsayısı, f		
No	H	S_y	R	Re	Deneysel	Hesaplanan	Hata (%)
1	50	5	29.5	20000	0,58188	0,5938	1,013881
2	50	12.5	17	20000	0,41697	0,4686	5,830143
3	35	5	42	30000	0,34507	0,352	0,994161
4	20	5	29.5	30000	0,17362	0,1746	0,281431
5	35	5	42	20000	0,44754	0,4165	3,592426

Çizelge 4.11. Şaşırtmalı diziliş için Nusselt sayısına ait doğrulama deneyi sonuçları

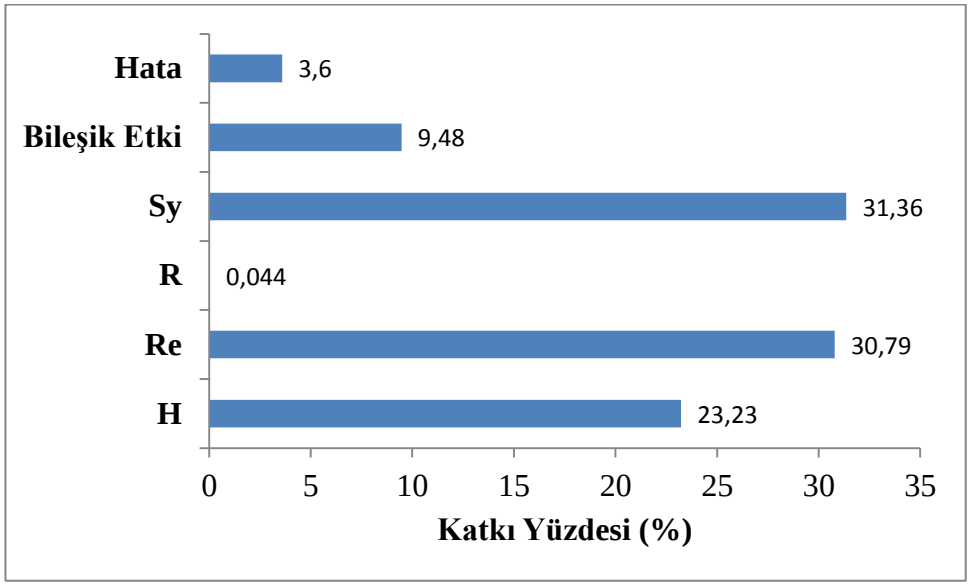
Deney	Tasarım Parametreleri				Nusselt Sayısı, Nu		
No	H	S_y	R	Re	Deneysel	Hesaplanan	Hata (%)
1	50	5	29.5	20000	382,367	366,721	2,088673
2	50	12.5	17	20000	283,704	311,9183	4,736945
3	35	5	42	30000	393,697	374,4529	2,505253
4	20	5	29.5	30000	256,536	289,5745	6,049783
5	35	5	42	20000	319,422	291,77	4,524274

Çizelge 4.12. Şaşırtmalı diziliş için sürtünme katsayısına ait doğrulama deneyi sonuçları

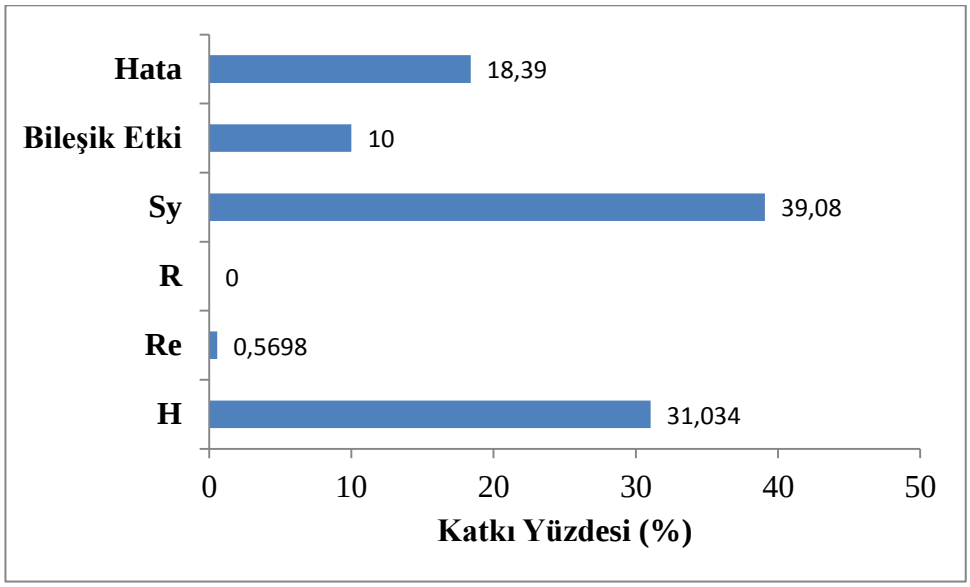
Deney	Tasarım Parametreleri				Sürtünme Katsayısı, f		
No	H	S_y	R	Re	Deneysel	Hesaplanan	Hata (%)
1	50	5	29.5	20000	0,53511	0,5826	4,248866
2	50	12.5	17	20000	0,4339	0,4139	2,359047
3	35	5	42	30000	0,3356	0,3004	5,534591
4	20	5	29.5	30000	0,13526	0,1214	5,40014
5	35	5	42	20000	0,40704	0,3679	5,050714

Çizelge 4.9-4.12 incelendiğinde seçilen doğrulama deneyleri standart deney planı içerisinde yer almamaktadır. Merkezi Kompozit Tasarım kullanılarak elde edilen polinom modelleri ile hem düz diziliş hem de şaşırtmalı diziliş için tahmin edilen değerler Çizelgelerde sunulmuştur. Modeller ile tahmin edilen değerlerle doğrulama deneyleri arasındaki en büyük hata %6.049783 ile şaşırtmalı diziliş durumunda Nusselt sayısında ortaya çıkmıştır. En küçük hata ise %0.281431 ile düz diziliş durumunda sürtünme katsayısında çıkmıştır.

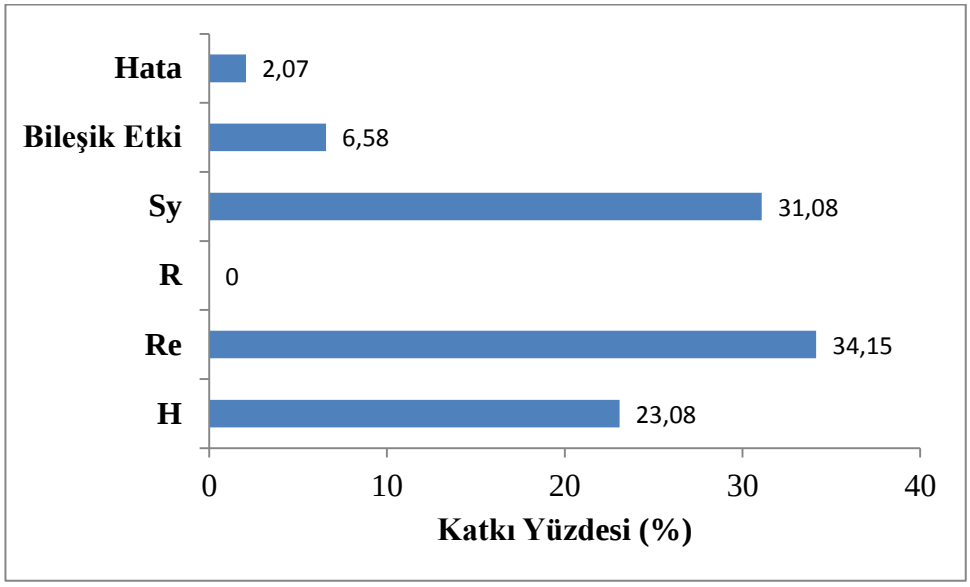
Nu ve f (düz ve şaşırtmalı diziliş için) için kurulan matematiksel modellerin her biri için F değerleri (Prob>F) (<0,0001) olduğundan modeldeki terimlerin istenilen yanıtlar üzerinde önemli bir etkisi olduğu söylenebilir. Ayrıca, Adj-R^2 değerleri 1'e yakın olduğundan ve doğrulama deneyleri ile matematiksel model yardımıyla hesaplanan sonuçlar arasındaki yüzde hatalar (Çizelge 4.9, 4.10, 4.11 ve 4.12) da kabul edilebilir sınırlar arasında olduğundan kurulan matematiksel modellerin bağımsız girdi değişkenleri ile çıktı değişkenleri arasındaki ilişkiyi iyi temsil ettiği sonucuna varılabilir.



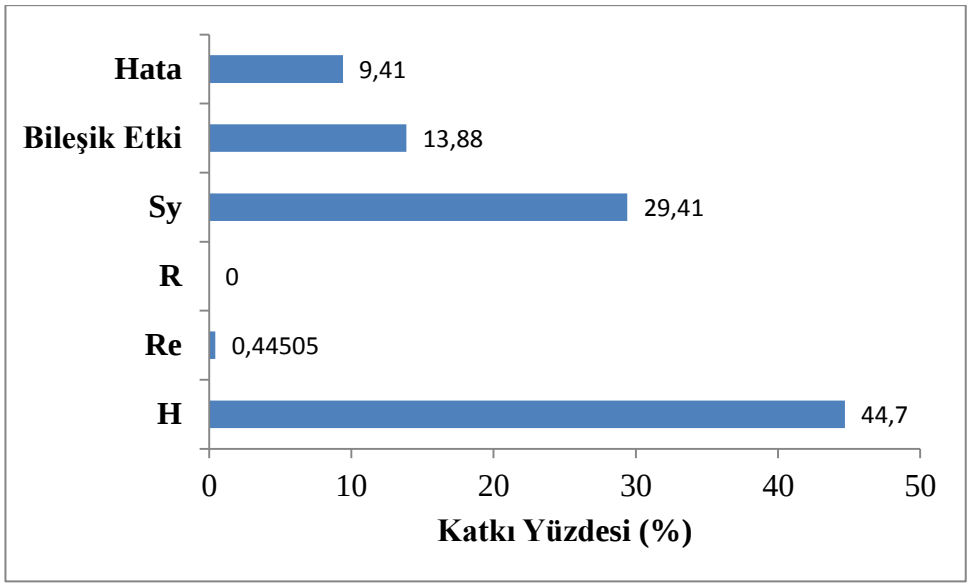
Şekil 4.2. Parametrelerin Nusselt sayısı üzerine katkı yüzdeleri (düz diziliş)



Şekil 4.3. Parametrelerin sürtünme katsayısı üzerine katkı yüzdeleri (düz diziliş)



Şekil 4.4. Parametrelerin Nusselt sayısı üzerine katkı yüzdeleri (şaşırtmalı diziliş)



Şekil 4.5. Parametrelerin sürtünme katsayısı üzerine katkı yüzdeleri (şaşırtmalı diziliş)

Varyans analiz tabloları kullanılarak tasarım parametrelerine ait yanıtların katkı yüzdelerinin bilinmesi istatistiksel çalışmalarda oldukça önemlidir. Katkı yüzdeleri yardımıyla amaç fonksiyonlar ya da sistem performansı üzerinde en etkili parametrelerin hangileri olduğuna karar verilebilir. Katkı yüzdeleri sunulurken

parametre karmaşasını ortadan kaldırmak ve değerlendiricilerin işini kolaylaştırmak için parametrelerin bileşik etkileri birleştirilerek hesaplanmıştır. Ayrıca, hatanın sistem cevabı üzerinde etkisini görebilmek için hata katkı yüzdesi de ayrıca sunulmuştur. Eşitlik (4.5) kullanılarak parametrelerin katkı yüzdeleri hesaplanmıştır. Tasarım parametresi olarak seçilen Reynolds sayısı, kanat yüksekliği, kanatlar arası mesafe, kanat eğrilik yarıçapı, bileşik etkiler ve hatanın hem düz dizilişte hem de şaşırtmalı dizilişte Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı üzerine etkileri Şekil 4.2-4.5'de sunulmuştur.

$$KY = \frac{KarelerToplamı_{parametre}}{KarelerToplamı_{toplam}} x100 \tag{4.5}$$

Düz dizilişte Nusselt sayısı üzerinde en etkili parametre kanatlar arası mesafe, ikinci olarak Reynolds sayısıdır. Bu sırayı, kanat yüksekliği, bileşik etki ve kanat eğrilik yarıçapı takip etmektedir. Kanat eğrilik yarıçapı sadece düz diziliş durumunda Nusselt sayısı için katkı yüzdesi sıfırın üstünde çıkmıştır. Diğer bütün durumlar için kanat eğrilik yarıçapının katkı yüzdesi sıfırdır. Şaşırtmalı diziliş durumunda Nusselt sayısı üzerine katkı yüzdelerinin sıralamasında sadece ilk iki sırada değişiklik olmaktadır. Yani en etkili parametre Reynolds sayısı, ikinci en etkili parametre kanatlar arası mesafedir. Her iki diziliş durumunda da en etkili üç tasarım parametresinin Reynolds sayısı, kanatlar arası mesafe ve kanat yüksekliği olduğu görülmüştür.

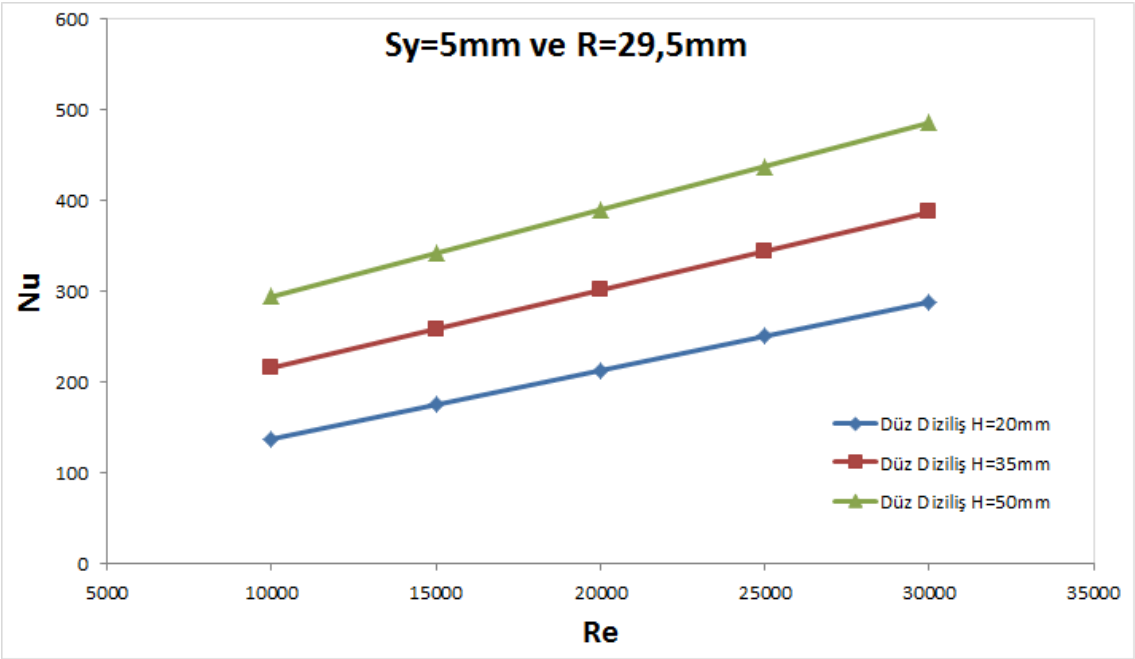
Sürtünme katsayısı üzerine tasarım parametrelerinin katkı yüzdeleri incelendiğinde; düz diziliş durumunda en etkili parametrenin kanatlar arası mesafe, ikinci en etkili parametrenin kanat yüksekliği olduğu görülmektedir. Şaşırtmalı diziliş durumunda ise en etkili parametrenin kanat yüksekliği, ikinci en etkili parametrenin kanatlar arası mesafe olduğu görülmektedir. Kanat eğrilik yarıçapının (R) katkı yüzdesinin sıfır olduğu görülmektedir. Her iki diziliş durumunda toplam bileşik etkinin %10'un üzerinde olduğu belirlenmiştir. Ayrıca, Reynolds sayısının her iki durumda da katkı yüzdesinin %0.5 civarında olduğu görülmektedir.

4.2. Isı Geçişi ve Sürtünme Karakteristikleri

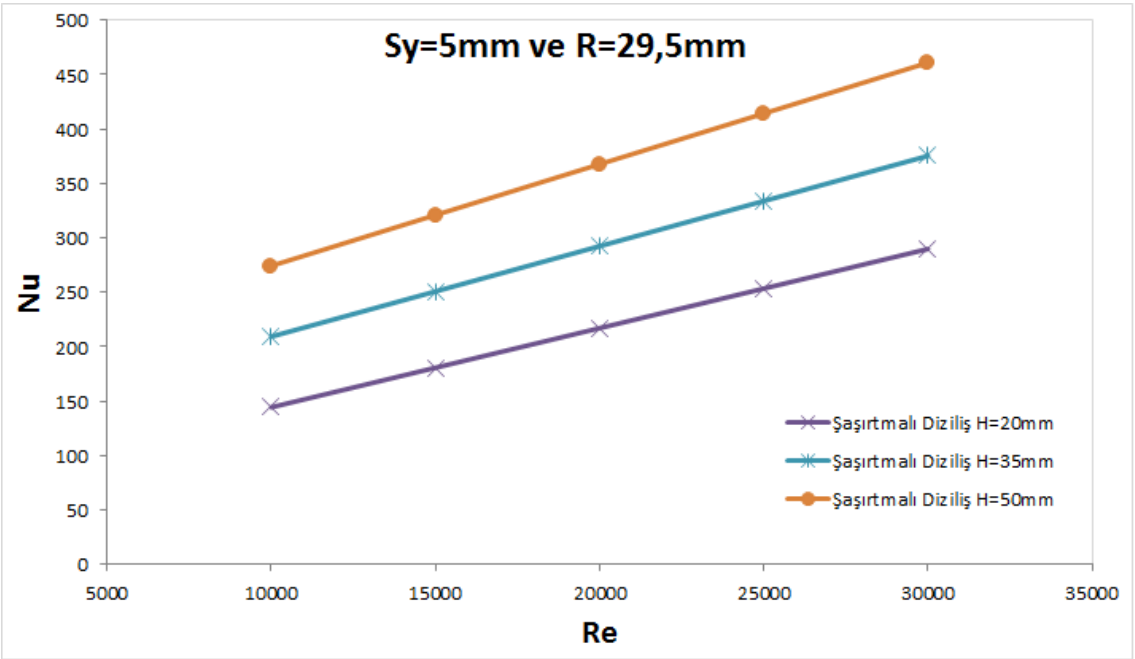
Düz diziliş ve şaşırtmalı diziliş durumlarında seçilen tasarım parametrelerinin S tipi kanatların zorlanmış taşınımda ısı transferi basınç düşümü karakteristikleri üzerine etkileri elde edilen matematiksel modeller kullanılarak Şekil 4.6-4.14'de sunulmuştur. Düz ve şaşırtmalı diziliş durumunda artan Reynolds sayısı ile Nusselt sayısı artmaktadır. Kanat yüksekliğinin artması ısı transferinin artmasına neden olmuştur. En yüksek Nusselt sayısı H=50 mm durumunda, en düşük ise H=20 mm durumunda elde edilmiştir (Şekil 4.6 ve 4.7).

Akış yönünde kanatlar arası mesafe (Sy) nin artması ısı transferinin azalmasına yol açmıştır. Azalan mesafe daha yüksek oranda blokaj anlamına gelmekte ve göreceli türbülansın artmasına dolayısıyla ısı transferinin artmasına neden olmaktadır (Şekil 4.8 ve 4.9). Düz diziliş durumunda kanat eğrilik yarıçapındaki (R) artış ısı transferine artırmıştır. Ancak, şaşırtmalı diziliş için elde edilen Nusselt sayısı matematiksel modeli incelendiğinde, R parametresinin yer almadığı görülmektedir.

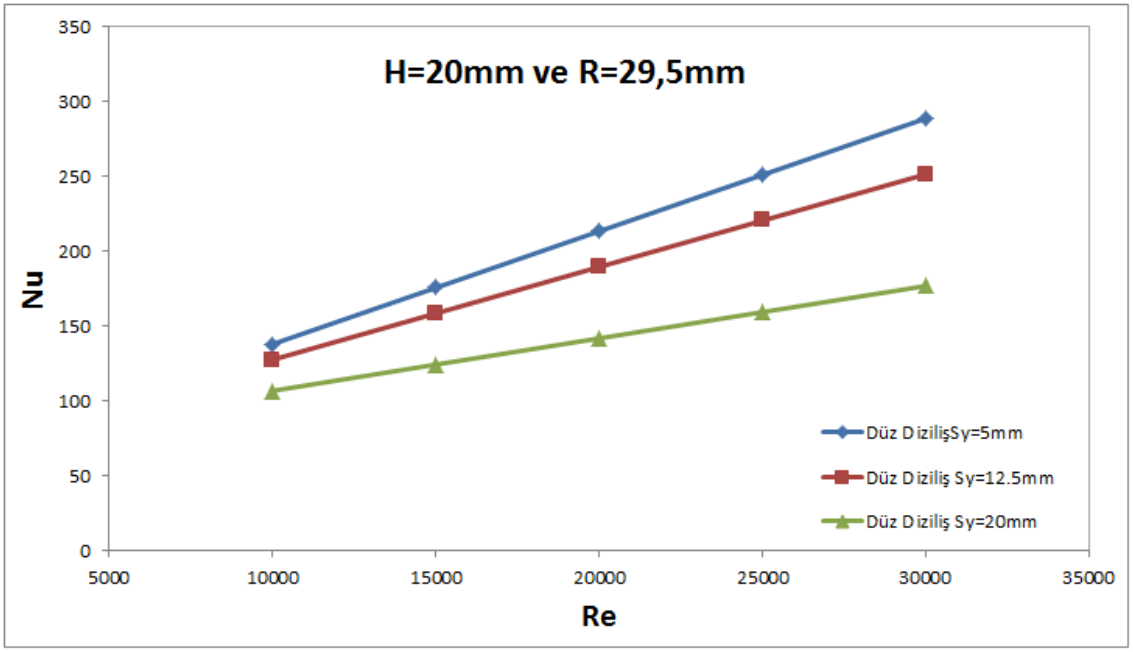
Şekil 4.11-4.14'de sürtünme katsayısının Reynolds sayısıyla değişimleri sunulmuştur. Sürtünme katsayısı için Merkezi Kompozit Tasarımından elde edilen modeller incelendiğinde, etkili parametrelerin Reynolds sayısı, akış yönünde kanatlar arası mesafe ve kanat yüksekliği olduğu görülmektedir. Hem düz diziliş durumunda hem de şaşırtmalı diziliş durumunda artan Reynolds sayısı sürtünme katsayısının azalmasına neden olmaktadır. Kanat yüksekliğinin azalması sürtünme katsayısının azalmasına sebep olmaktadır. Çünkü, akış yönündeki blokaj oranı azalmakta, bu durum basınç düşümünün azalmasına yol açmaktadır. Azalan basınç düşümü ile birlikte sürtünme katsayısı da azalmaktadır. Akış yönünde kanatlar arası mesafedeki azalma sürtünme katsayısının artmasına neden olmaktadır.



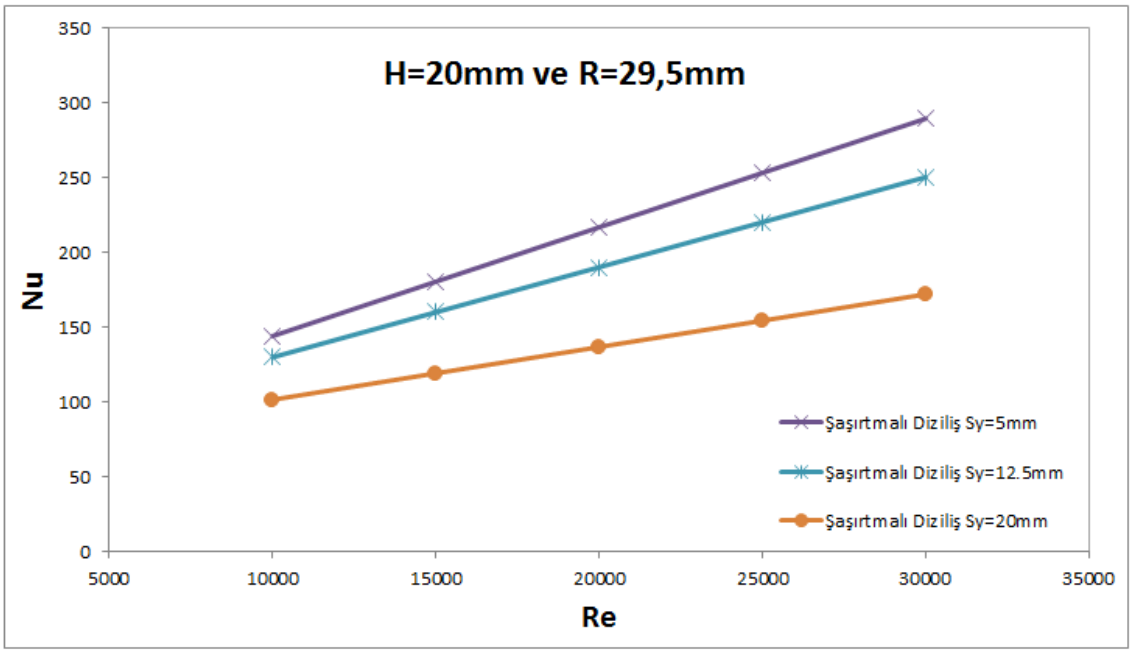
Şekil 4.6. H=20 m ve R=29.5mm durumları için farklı kanat yüksekliklerinde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi (düz diziliş)



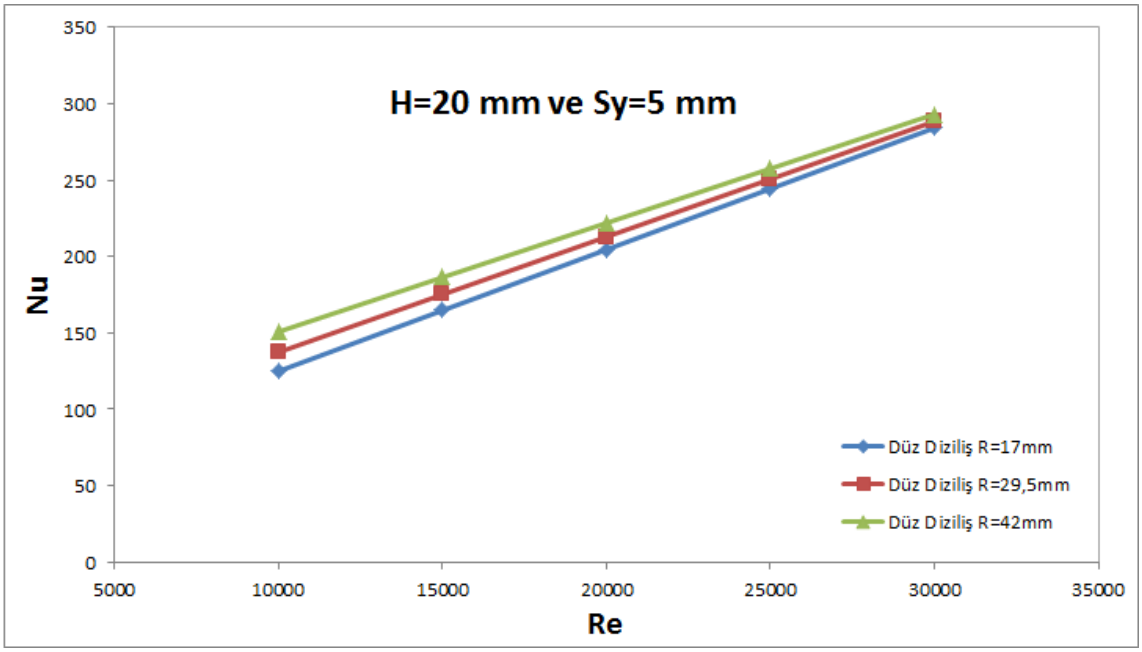
Şekil 4.7. Sy=5m ve R=29.5mm durumları için farklı kanat yüksekliklerinde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi (şaşırtmalı diziliş)



Şekil 4.8. H=20m ve R=29.5mm durumları için farklı kanatlar arası mesafelerde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi (düz diziliş)

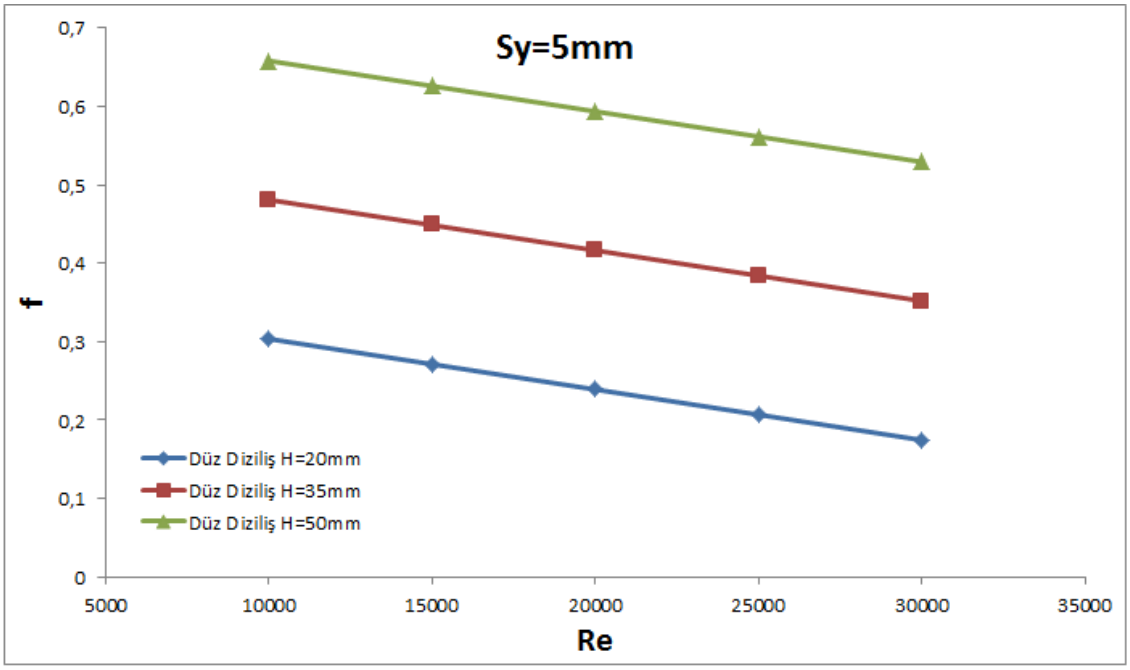


Şekil 4.9. H=20m ve R=29.5mm durumları için farklı kanatlar arası mesafelerde Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi (şaşırtmalı diziliş)

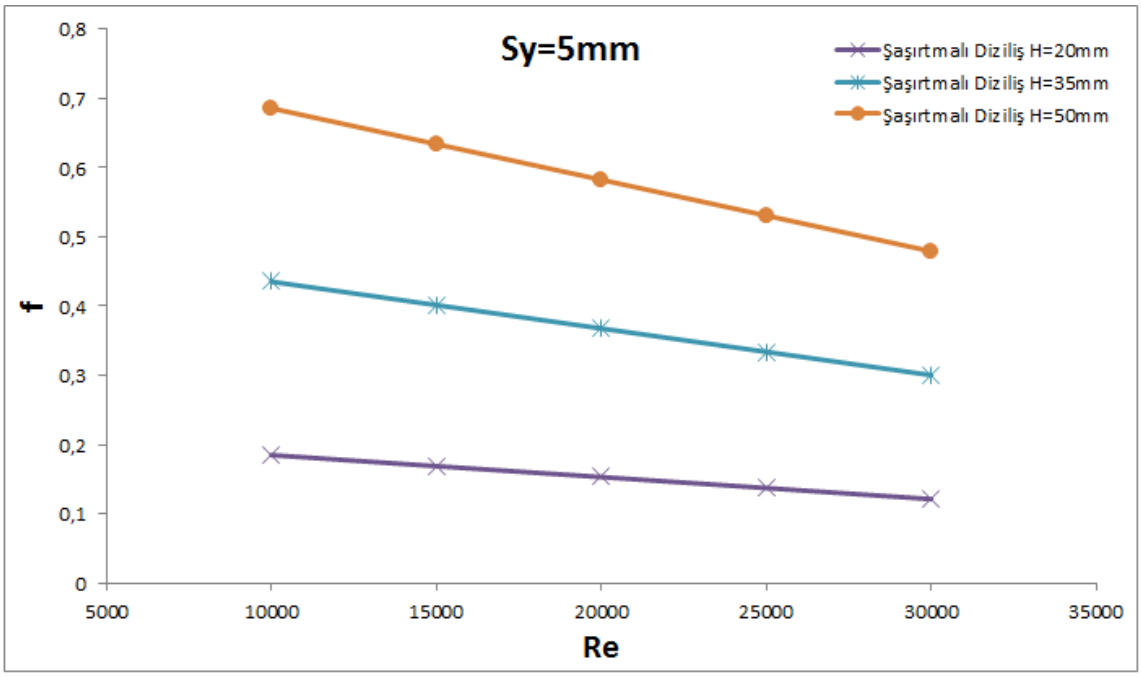


Şekil 4.10. H=20m ve Sy=5mm durumları için farklı kanat eğrilik yarıçaplarında Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişimi (şaşırtmalı diziliş)

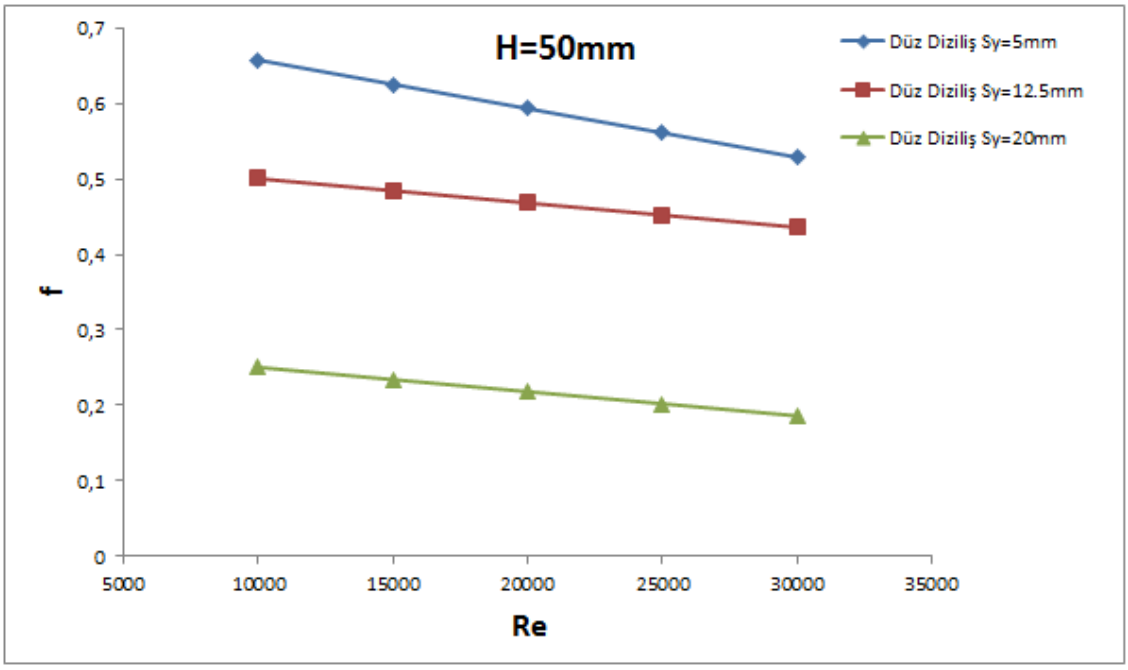
Katkı yüzde grafikleri ve Nusselt sayısı için önerilen matematiksel modeller incelendiğinde Reynolds sayısının etkisi daha açık bir şekilde görülmektedir. Reynolds sayısı sadece şaşırtmalı diziliş durumunda sürtünme katsayısı üzerinde çok az etkili bir parametre olarak bulunmuştur. Kanat yüksekliği hava akışının blokaj oranını doğrudan etkilediği için ısı transferi ve basınç düşümü açısından en etkili parametrelerden birdir. Kanat yüksekliğindeki artış ısı transferin, sürtünme katsayısında artışa neden olmaktadır. Akış yönünde kanatlar arası mesafe değişimleri gerek ısı transferi gerekse sürtünme katsayısı açısından önemli değişmelere sebep olmaktadır. Kanatlar arası mesafenin artışı ısı transferinin ve sürtünme katsayısının da azalmasına yol açmaktadır. Kanat eğrilik yarıçapının artışı düz diziliş durumunda ısı transferinin artmasına neden olmaktadır. Kanat eğrilik yarıçapının artışı ısı transferinde çok az bir artış sağlamıştır. Ancak, diğer bütün durumlarda ısı transferi ve basınç düşümü üzerine etkisi sıfırdır. Bunun nedeni ise kanat eğrilik yarıçapı değerlerinin dramatik şekilde artmamsından kaynaklanmaktadır. Ancak, R değerleri daha büyük seçilseydi diğer durumlar için de önemli oranda etkiye sahip olacaktı. Bu nedenle kanat eğrilik yarıçapı ısı transferi ve sürtünme katsayısı açısından etkisiz bir parametre olarak görülmektedir.



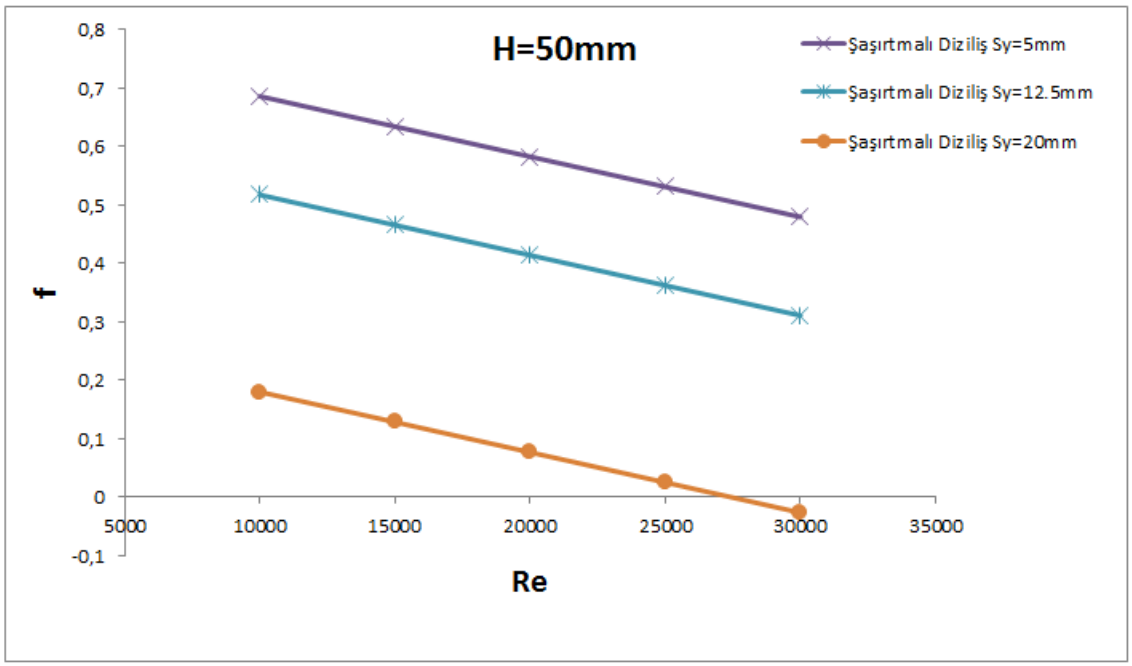
Şekil 4.11. Sy=5mm durumu için farklı kanat yüksekliklerinde sürtünme katsayısının Reynolds sayısıyla değişimi (düz diziliş)



Şekil 4.12. Sy=5mm durumu için farklı kanat yüksekliklerinde sürtünme katsayısının Reynolds sayısıyla değişimi (şaşırtmalı diziliş)



Şekil 4.13. H=50mm durumu için farklı kanatlar arsı mesafelerde sürtünme katsayısının Reynolds sayısıyla değişimi (düz diziliş)



Şekil 4.14. H=50mm durumu için farklı kanatlar arsı mesafelerde sürtünme katsayısının Reynolds sayısıyla değişimi (şaşırtmalı diziliş)

4.3. Optimizasyon

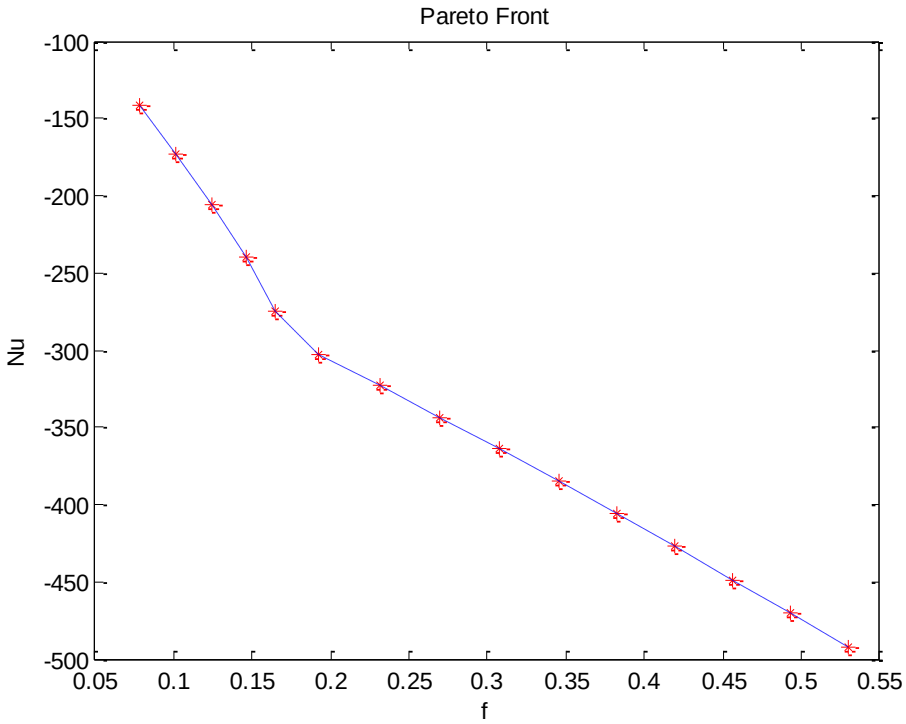
Optimizasyonun farklı tanımları olmasıyla beraber en yaygın tanımı "öncelikler dahilinde en iyi şartın belirlenmesi" dir. Isı transferi iyileştirme çalışmalarında amaç bir takım modifikasyonlarla bir önceki durumdan daha yüksek ısı transfer edilmesini sağlamaktır. Bu modifikasyonların önemli amaçlarından bazıları, yüzey alanının artırılması, türbülansın artırılması, sınır tabakanın parçalanması vb.dir. Bu amaçlara ulaşırken en önemli kısıtlayıcı sarf edilen enerji miktarının artmasıdır. Optimizasyon burada devreye girerek yapılan işin bütün amaç fonksiyonları ve kısıtlayıcılar dikkate alındığında hangi şart ya da şartlarda en iyi durumun elde edildiğini gösterir.

Bu çalışmada, Nusselt sayısı (Nu) ve sürtünme faktörü (f) amaç fonksiyonları olarak seçilerek Nusselt sayısını maksimum ve sürtünme faktörünü minimum yapacak tasarım değişkenlerinin (H, Sy, R ve Re) optimum değerlerini belirlenmesi hedeflenmiştir. Ancak optimizasyon probleminin tanımlanmasında Nu ve f açık fonksiyonlar olmadığından, yani tasarım değişkenlerine bağlı matematiksel formülasyon şeklinde ifade edilemediğinden, öncelikli olarak matematiksel modeller YYM vasıtasıyla kurulup optimizasyon tanımlamasında amaç fonksiyon olarak kullanıldı. Bu çalışmada hedeflenen tasarım optimizasyonu aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$X = [H, Sy, R, Re]$$
$$\min Y1 = f \text{ ve } \min Y2 = -Nu \tag{4.6}$$
$$20 \leq H \leq 50$$
$$5 \leq Sy \leq 20$$
$$17 \leq R \leq 42$$
$$10000 \leq Re \leq 30000$$

Tek amaç fonksiyona sahip optimizasyon problemlerinde tasarım değişkenleri tek bir optimum değer alabilmelerine rağmen Eş. 4.6'da tanımlanan çok amaçlı optimizasyon problemlerinde, birden fazla amaç fonksiyonu minimum yapacak tasarım değişkenlerine ait bir çözüm seti elde edilmeye çalışılır ve bu Pareto optimal olarak adlandırılır (Miettinen 1999).

Düz Diziliş

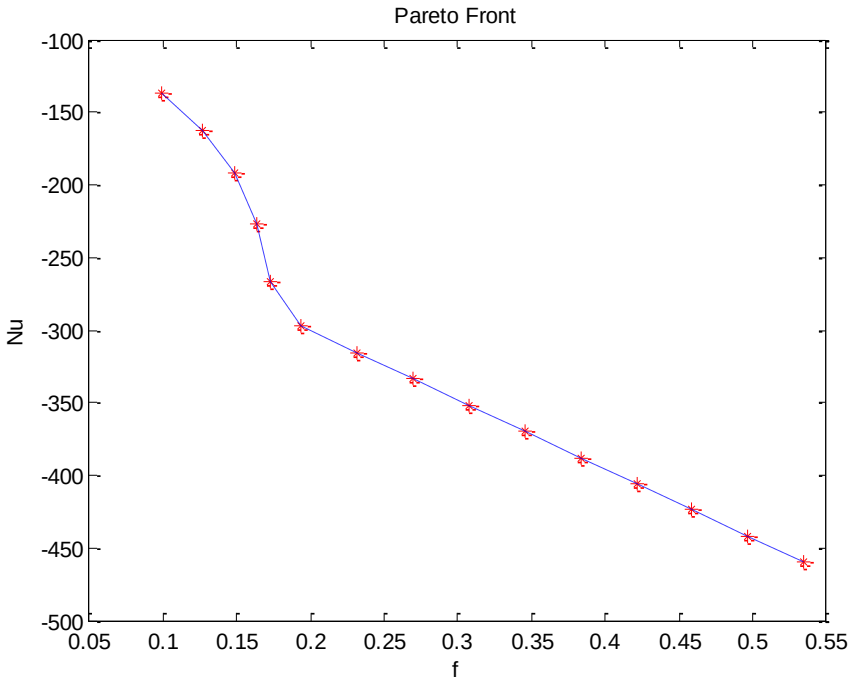


Şekil 4.15. Düz diziliş için pareto front değişmeler

Çizelge 4.13. Düz diziliş için çözüm kümesi ve amaç fonksiyonlarının aldığı değerler

H	Sy	R	Re	Nu	f
20	20	29.5	20000	141.68	0.07805
20	20	17	27271	173.63	0.10136
20	16.75	17	30000	206.02	0.12411
20	11.74	17	30000	239.35	0.14565
20	7.27	42	30000	274.46	0.16489
21.54	5	42	30000	302.81	0.19285
24.79	5	42	30000	323.05	0.23124
28.03	5	42	30000	343.29	0.26963
31.28	5	42	30000	363.53	0.30803
34.46	5	17	30000	384.40	0.34562
37.57	5	17	30000	405.93	0.38236
40.68	5	17	30000	427.45	0.41910
43.78	5	17	30000	448.98	0.45584
46.89	5	17	30000	470.50	0.49258
50	5	17	30000	492.03	0.52932

Şaşırtmacalı Diziliş



Şekil 4.16. Şaşırtmalı diziliş için pareto front değişmeler

Çizelge 4.14. Şaşırtmalı diziliş için çözüm kümesi ve amaç fonksiyonlarının aldığı değerler

H	Sy	R	Re	Nu	f
20	20	29.5	20000	136.68	0.09863
20	16.58	29.5	21687.7	162.34	0.12633
20	14.17	29.5	24865.5	192.10	0.14849
20	11.67	29.5	28146.9	226.86	0.16392
20	7.94	29.5	30000	266.54	0.17270
21.37	5	29.5	30000	297.38	0.19342
24.55	5	29.5	30000	315.46	0.23136
27.74	5	29.5	30000	333.53	0.26929
30.92	5	29.5	30000	351.60	0.30723
34.1	5	29.5	30000	369.68	0.34516
37.28	5	29.5	30000	387.75	0.38310
40.46	5	29.5	30000	405.82	0.42103
43.64	5	29.5	30000	423.90	0.45897
46.82	5	29.5	30000	441.97	0.49690
50	5	29.5	30000	460.04	0.53484

Düz ve şaşırtmacalı diziliş için optimum tasarım değişkenlerin değerleri, çoklu amaç optimizasyonu olduğundan tek bir çözüm yerine bir set olarak elde edilir. Çoklu amaç optimizasyonu sonucunda, tasarım değişkenlerinin optimum değerleri için çözüm setleri Çizelge 4.13 ve Çizelge 4.14'de verilmiştir. Tanımlanan optimizasyon problemi için çizilen Pareto yüzeyleri ise Şekil 4.15 ve Şekil 4.16'da gösterilmiştir.

Pareto optimalite felsefesinde, bir amacı iyileştirme ancak ve ancak diğer amaçlardan fedakârlık etme yoluyla sağlanmaktadır. Matematiksel olarak her Pareto optimal çözüm, çok amaçlı optimizasyon probleminin aynı derecede kabul edilebilir bir çözümdür. Çok amaçlı optimizasyon problemlerinden elde edilen çözüm setlerinden hangisinin tercih edileceği bir karar verme sürecidir ve tasarım değişkenlerinin optimum değerleri karar verici tarafından çözüm setlerinden seçilerek belirlenir (Köksoy 2005).

5. SONUÇLAR

Sunulan yüksek lisans tez çalışmasında S tipi kanatların yatay bir dikdörtgen kanalda sabit ısı akısı sınır şartında ısı transferi ve akış karakteristikleri Yanıt Yüzey Metodu kullanılarak tahmin edilmiştir. Isı transferi ve basınç düşümü karakteristiklerine etki edebileceği düşünülen tasarım parametreleri Reynolds sayısı (Re=10.000, 20.000 ve 30.000), akış yönünde kanatlar arası mesafe (Sy=5mm, 12.5mm ve 20mm), kanat yüksekliği (H=20mm, 35mm ve 50mm) ve kanat eğrilik yarıçapı (R=17mm, 29.5mm ve 42 mm) olarak seçilmiştir. Matematiksel modeller Merkezi Kompozit Tasarım kullanılarak elde edilmiştir. Elde edilen matematiksel modeller amaç fonksiyonu olarak kullanılarak optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Optimizasyonda amaç fonksiyonlardan Nusselt sayısının maksimum, sürtünme katsayısının minimum yapılması hedeflenmiş ve çok amaçlı optimizasyon kullanılmıştır. Çalışmadan elde edilen önemli çıkarımlar aşağıda sıralanmıştır.

- Tam faktöriyel durumunda 81+81=162 durumda yapılabilecek analizlerin 30+30=60 adet deney ile yapılabilmesi Yanıt Yüzey Metodunun sistemlerin termal performasının analizinde, tasarım parametrelerinin optimizasyonunda kullanılabilecek önemli bir alternatif olduğunu göstermiştir.
- Düz diziliş ve şaşırtmacalı diziliş için; deneysel sonuçlar (Nu, f) ile tasarım değişkenleri arasındaki ilişki matematiksel model kullanılarak elde edilmiş, kurulan matematiksel modelde önem seviyesi düşük terimler elenmiş, istatistiksel ve deneysel (doğrulama deneyleri) analizler yardımıyla oluşturulan modellerin doğruluğu kanıtlanmıştır.
- Sonuçların %6 civarında maksimum hata oluşturması açısından kullanılan istatistiksel yöntemin zaman, malzeme ve enerjiden tasarruf sağlaması en önemli çıkarımlardan biri olarak görülmüştür.
- Modeller ile tahmin edilen değerlerle doğrulama deneyleri arasındaki en büyük hata %6.049783 ile şaşırtmalı diziliş durumunda Nusselt sayısında ortaya çıkmıştır. En küçük hata ise %0.281431 ile düz diziliş durumunda sürtünme katsayısında çıkmıştır.

- Düz dizilişte Nusselt sayısı üzerinde en etkili parametre kanatlar arsı mesafe, ikinci olarak Reynolds sayısı olmuştur. Bu sırayı, kanat yüksekliği, bileşik etki ve kanat eğrilik yarıçapı takip etmiştir.
- Şaşırtmalı diziliş durumunda Nusselt sayısı üzerine katkı yüzdelerinin sıralamasında sadece ilk iki sırada değişiklik olmuştur. En etkili parametre Reynolds sayısı, ikinci en etkili parametre kanatlar arası mesafe olarak bulunmuştur. Her iki diziliş durumunda da en etkili üç tasarım parametresinin Reynolds sayısı, kanatlar arası mesafe ve kanat yüksekliği olduğu görülmüştür.
- Sürtünme katsayısı üzerine tasarım parametrelerinin katkı yüzdeleri incelendiğinde; düz diziliş durumunda en etkili parametrenin kanatlar arsı mesafe, ikinci en etkili parametrenin kanat yüksekliği olduğu görülmüştür. Şaşırtmalı diziliş durumunda ise en etkili parametrenin kanat yüksekliği, ikinci en etkili parametrenin kanatlar arası mesafe olduğu görülmüştür.
- Reynolds sayısı hem düz dizliş hem de şaşırtmalı diziliş durumlarında en etkili parametrelerden biri olmuştur. Reynolds sayısındaki artış ısı transferinin artmasına neden olmuştur Reynolds sayısı sadece şaşırtmalı diziliş durumunda sürtünme katsayısı üzerinde çok az etkili bir parametre olarak bulunmuştur.
- Kanat yüksekliği hava akışının blokaj oranını doğrudan etkilediği için ısı transferi ve basınç düşümü açısından en etkili parametrelerden biri olmuştur. Kanat yüksekliğindeki artış ısı transferinde artışa, sürtünme katsayısında da artışa neden olmuştur.
- Akış yönünde kanatlar arası mesafe değişimleri gerek ısı transferi gerekse sürtünme katsayısı açısından önemli değişmelere sebep olmuştur. Kanatlar arası mesafenin artışı ısı transferinin azalmasına, sürtünme katsayısının da azalmasına yol açmıştır.
- Kanat eğrilik yarıçapının artışı düz dizliş durumunda ısı transferinin artmasına neden olmuştur. Kanat eğrilik yarıçapının artışı ısı transferinde çok az bir artış sağlamıştır. Ancak, diğer bütün durumlarda ısı transferi ve basınç düşümü üzerine etkisi sıfırdır. Bu nedenle kanat eğrilik yarıçapı ısı transferi ve sürtünme katsayısı açısından etkisiz bir parametre olarak görülmüştür.

KAYNAKLAR

Anonim 2013a. http://www.enerjitasarrufu.com.
Anonim 2013b. http://www.cbs.com.tr.
Anonim 2013c. http://www.ibb.gov.tr.
Anonim 2013d. http://www.belgeler.com/blg/2er5/isi-deitiricileri.
Anonim 2013e. http://web.deu.edu.tr/fmd/s12/12-14.pdf.
Arslanturk, C., 2005. A decomposition method for fin efficiency of convective straight fins with temperature-dependent thermal conductivity. Int. Commun. Heat Mass Transfer, 32, 831-841.
Babus'haq, R.K. and Akintunde, K. and Probert, S.D., 1995. Thermal performance of a pin-fin assembly. Int. J. Heat and Fluid Flow, 16 (1), 50±56.
Bilen K. and Yapici S. and Celik C., 2001. A Taguchi approach for investigation of heat transfer from a surface equipped with rectangular blocks, En. Conv. and Man, 42, 951-961.
Bilen K. and Yapici S. and Celik C., 2001. A Taguchi approach for investigation of heat transfer from a surface equipped with rectangular blocks, En. Conv. and Man, 42, 951-961.
Bilen, K. and Akyol U. and Yapıcı, S., 2001, Heat Transfer and Friction Correlations and Thermal Performance Analysis For a Finned Surface. Energy Conversion-Management, 42, 1071-1083.
Bilen, K. and Akyol, U. and Yapici, S., 2001, Thermal Performance Analysis of a Tube Finned Surface. International Journal of Energy Research. 42 (9), 1071-1083.
Brigham, B.A. and VanFossen, G.J., 1984. Length to diameter ratio and row e€ects number in short pin ®n heat transfer. J. Eng. Gas Turbines and Power, 106, 241-245.
Chyu, M.K. and Hsing, Y.C. and Natarajan, V., 1996. Convective Heat Transfer of cubic ®n arrays in a narrow channel. 41st Int Gas Turbine and Aeroengine Congress, Birmingham, UK, 3±5 June, Paper No. 96-GT-201.
Chyu, M.K. and Hsing, Y.C. and Natarajan, V., 1998. Convective heat transfer of cubic fin arrays in a narrow channel, ASME Trans.—J. Turbomachinery, 120 (2), 362–367.
Chyu, M.K. and Natarajan, V., 1996. Heat transfer on the base surface of three-dimensional protruding elements, Int. J. Heat Mass Transfer, 39 (14), 2925–2935.
Chyu, M.K., 1990. Heat transfer and pressure drop for short pinfin arrays with pin-endwall fillet, ASME Trans.—J. Heat Transfer, 112 (4), 926–932.
Demir, A., 2006. Kanatlı bir ısı değiştiricisi için optimum dizayn parametrelerinin belirlenmesi. Yüksek lisans tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum
Dogruoz, M. B. and Urdenata, M. and Ortega, A., 2002. Experimental and modeling of the hydraulic resistance of in-line square pin fin heat sinks with top by-pass flow. Proc. I Therm Eight Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems, San Diego, California.

El-Sayed, S.A. and Mohamed, M.S. and Abdel-latif, A.M. and Abouda, A.E., 2002. Investigation of turbulent heat transfer and fluid flow in longitudinal rectangular-fin arrays of different geometries and shrouded fin array. Experimental Thermal and Fluid Science, 26, 879-900.

Farrell, P. and Wert, K. and Webb, R.L.,1991. Heat transfer and friction characteristics of turbulator radiator tubes, SAE Transactions,100, 218-230.

Grannis, V.B. and Sparrow, E.M., 1991. Numerical simulation of fluid flow through an array of diamond shaped pin fins, Numer. Heat Transfer, Part A, 19, 381–403.

Hwang, J.J. and Lu, C.C., 2000. Lateral-flow effect on endwall heat transfer and pressure drop in a pin-fin trapezoidal duct of various pin shapes, ASME Paper No. 2000-GT-232.

Incropera, F. and Dewitt P.D., 1996. Introduction to heat transfer. John Wiley & Sons. Inc., (Third Edition).

Jubran, B.A. and Al-Salaymeh A.S., 1996. Heat transfer enhancement in electronic modules using ribs and “film-cooling-like” techniques. Int. J. Heat and Fluid Flow, 17, 148-154.

Köksoy, O. ve Hocaoğlu, G., 2005. Taguchi probleminin çok amaçlı optimizasyon çözümleri. Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi, 18(4), 613-626.

Liu, J. and Gao, J. and Gao, T. and Shi, X., 2013. Heat transfer characteristics in steam-cooled rectangular channels with two opposite rib-roughened walls. Applied Thermal Engineering, 50, 104-111.

Metzger, D.E. and Fan, C.S. and Haley, S.W., 1984. E€ects of pin shape and array orientation on heat transfer and pressure loss in pin fin arrays. J. Engrg. for Gas Turbines and Power, 106, 252-257.

Miettinen, K.M., 1999. Nonlinear Multiobjective Optimization, Kluwer, Boston.

Minakami, K. and Iwasaki, H. and Mochizuki, S. and Marata, A. and Yagi, Y., 1994. Heat transfer characteristics of pin-®ns with in-line arrangement. Heat Transfer Japanese Research, 23 (3), 213.

Montgomery D.C., 2005. Design and Analysis of Experiments, John Wiley, New York.

Naphon, P. and Khonseur, O., 2009. Study on the convective heat transfer and pressure drop in the micro-channel heat sink. Heat and Mass Transfer, 36, 39-44.

Olsson, C.O. and Sunden, B., 1996. Heat transfer and pressure drop characteristics of ten radiator tubes, Int. J. Heat Mass Transfer, 39 (15), 3211-3220.

Peng, H. and Ling, X., 2011. “Analysis of heat transfer and flow characteristics over serrated fins with different flow directions”, Energy Conversion and Management, 52, 826–835.

Ravigururajan, T.S. and Bergles, A.E., 1995. Prandtl number influence on heat transfer enhancement in turbulent ¯ow of water at low temperatures, ASME J. Heat Transfer, 117, 276-282.

Remsburg, R., 2001. Thermal design of electronic equipment, Boca Raton: CRC Press LLC.

Ross P.J., 1987. Taguchi techniques for quality engineering, New York, McGraw.

Sahin, B. and Demir, A., 2008. ” Performance analysis of a heat exchanger having perforated square fins”, Applied Thermal Engineering, 28, 621–632.

Sahin, B. and Demir, A., 2008. ” Thermal performance analysis and optimum design parameters of heat exchanger having perforated pin fins”, Energy Conversion Management, 49, 1684-1695.

Salam, B. and Sumana, B. and Saha, Sh. and Bhuiya, M.M.K., 2013. Heat transfer enhancement in a tube using rectangular-cut twisted tape insert. Procedia Engineering, 56, 96 – 103.

Sara, O.N. and Pekdemir, T. and Yapici, S. and Yılmaz, M., 2001. "Heat-transfer enhancement in a channel flow with perforated rectangular blocks", Int. J. Heat Fluid Fl, 22, 509–518.

Satapathy, A.K., 2009. " Thermodynamic optimization of a coiled tube heat exchanger under constant wall heat flux condition". Energy, 34, 1122–1126.

Sparrow, E.M. and Ramsey, J.W. and Altemani, C.A.C., 1980. Experiments on in-line pin fin arrays and performance comparisons with staggered arrays, J. Heat Transfer, 102, 44–50.

Sparrow, E.M. and Ramsey, J.W., 1987. Heat transfer and pressure drop for a staggered cylinder wall attached array of cylinders with tip clearance, Int. J. Heat Mass Transfer, 21, 1369–1377.

Sparrow, E.M. and Samie, F., 1981. Measured heat transfer coefficients at and adjacent to the tip of a wall-attached cylinder in cross-flow: application to fins, J. Heat Transfer, 103, 778–784.

Subaşı A., 2010. Yanıt Yüzey Yöntemi Yardımıyla Isı Değiştirici Optimizasyonu. Yüksek Lisans tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.

Şahin, M. H. and Dal, A. R. and Baysal, E., 2007." 3-D Numerical study on the correlation between variable inclined fin angles and thermal behavior in plate fin-tube heat exchanger", Applied Thermal Engineering, 27, 1806–1816.

Şara, O.N., 2003. Performance analysis of rectangular ducts with staggered square pin fins, Energy Convers. Manage, 44 (11), 1787– 1803.

Taguchi G., 1987. Taguchi techniques for quality engineering, New York, Quality Resources.

Tahat, M.A. and Babus'Haq, R.F. and Probert, S.D., 1994. Forced steady-state convections from pin fin arrays. Applied Energy, 48, 335-351.

Tahat, M.A. and Kodah, Z. H. and Jarrah, B. A. and Probert, S. D., 2000., "Heat transfers from pin-fin arrays experiencing forced convection", Applied Energy, 67, 419-442.

Tand, G., 2004. Heat transfer in rectangular channels with transverse and V-shaped broken ribs. Internatiional Journal of Heat and Mass Transfer,47, 229-243.

Uzol, O. and Camci, C., 2001. Elliptical pin fins as an alternative to circular pin fins for gas turbine blade cooling applications. Part 2: wake flow field measurements and visualization using particle image velocimetry, ASME Paper No. 2001- GT-181.

Uzol, O. and Camci, C., 2001. Elliptical pin fins as an alternative to circular pin fins for gas turbine blade cooling applications. Part 1: endwall heat transfer and total pressure loss characteristics, ASME Paper No. 2001-GT-180.

VanFossen, G.J., 1982. Heat Transfer coe□cients for staggered arrays of short pin ®ns. J. Engng. for Power, 104, 268-274.

Webb, R.L. and Eckert, E.R.G. and Goldstein, R.J., 1971. Heat transfer and friction in tubes with repeated-rib roughness, Int. J. Heat Mass Transfer, 14, 601-617.

Xie, G. and Sunden, B., 2010." Numerical predictions of augmented heat transfer of an internal blade tip-wall by hemispherical dimples", International Journal of Heat and Mass Transfer, 53, 5639–5650.

Yakut K. and Sahin B. and Celik C. and Alemdaroglu N. and Kurnuc A., 2005. Effects of tapes with double-sided delta-winglets on heat and vortex characteristics, App. En, 80, 77–95.

Yakut, K. and Sahin, B. and Celik, C. and Alemdaroglu, N. and Kurnuc, A., 2005. Effects of tapes with double-sided delta-winglets on heat and vortex characteristics. Applied Energy, 80 (1), 77-95.

ÖZGEÇMİŞ

1986 yılında İran, Ourumiyeh'de doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Ourumiyeh'de tamamladı. 2010 yılında Azad Takestan Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden mezun oldu. 2010 yılında Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Bilim Dalı'nda yüksek lisans eğitimine başladı.