

**LAMİNAR KARIŞIK TAŞINIM ŞARTLARINDA AKIMA PARALEL
KANATÇIKLAR YERLEŞTİRİLMİŞ KAPALI KANALLARDA
ISI TRANSFERİNİN SAYISAL VE DENEYSEL İNCELENMESİ**

Mehmet DOĞAN

**DOKTORA TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

TEMMUZ 2007

ANKARA

Mehmet DOĞAN tarafından hazırlanan LAMİNAR KARIŞIK TAŞINIM ŞARTLARINDA AKIMA PARALEL KANATÇIKLAR YERLEŞTİRİLMİŞ KAPALI KANALLARDA ISI TRANSFERİNİN SAYISAL VE DENEYSEL İNCELENMESİ adlı bu tezin doktora tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Mecit SİVRİOĞLU

Tez Yöneticisi

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği / oy çokluğu ile Makina Mühendisliği Anabilim Dalında Doktora tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan: : Prof. Dr. B. Zühtü UYSAL

Üye : Prof. Dr. Mecit SİVRİOĞLU

Üye : Prof. Dr. Şenol BAŞKAYA

Üye : Doç. Dr. Cemil YAMALI

Üye : Yrd. Doç. Dr. İbrahim ATILGAN

Tarih : 18 / 07 / 2007

Bu tez, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygundur.

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada orijinal olmayan her türlü kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Mehmet DOĞAN

**LAMİNAR KARIŞIK TAŞINIM ŞARTLARINDA AKIMA PARALEL
KANATÇIKLAR YERLEŞTİRİLMİŞ KAPALI KANALLARDA
ISI TRANSFERİNİN SAYISAL VE DENEYSEL İNCELENMESİ
(Doktora Tezi)**

Mehmet DOĞAN

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
Temmuz 2007**

ÖZET

Sistemlerin uygun tasarımı ve güvenli çalışması için ısı transferinin oldukça büyük önemi vardır. Birçok sistemin performansını ve güvenli çalışmasını etkileyen önemli parametrelerden biri, sistemin sıcaklığıdır. Sistemlerde oluşan enerjinin taşınım yoluyla dışarıya atılmasında ya da sistemlerin soğutulmasında kanatçık dizilerinden yararlanılmaktadır. Amaç, olabildiğince büyük ısı transfer yüzey alanı kullanarak ısı transferinin iyileştirilmesidir. Bu çalışmada, laminar karışık taşınım şartlarında akıma paralel kanatçıklar yerleştirilmiş kapalı kanallarda ısı transferi sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Deneylerde, sabit ısı akısı ısı sınır şartı ve akışkan olarak hava kullanılmıştır. Deneysel çalışmada Reynolds sayısı aralığı $250 < Re < 2300$, uyarlanmış Grashof sayısı aralığı $5 \times 10^7 < Gr < 1 \times 10^9$ ve Richardson sayısı aralığı ise $0,05 < Ri < 342$ 'dir. Kanatçıklar arası mesafe $4 < S < 18$ mm aralığında, kanatçık yüksekliği ise $25 < H_f < 80$ mm arasında değiştirilmiştir. Problemi tanımlayan, akışkan için kütle, momentum ve enerjinin korunumunu temsil eden denklemlerle birlikte bakır plaka ve kanatçık içerisinde ısı iletim denklemi uygun sınır şartları kullanılarak Fluent paket programında çözülmüştür. Sayısal çalışmada, yapılan bütün deneylere karşılık gelen durumlar bire bir olarak Fluent paket programı kullanılarak çözülmüştür. Isı transferine etkisini araştırdığımız parametrelerin, ısı transferine olan etkisinin daha iyi anlaşılabilmesi amacıyla,

yapılan sayısal çalışma sonucunda kanal içerisinde vektörel hız dağılımları ve sıcaklık konturları çizdirilmiştir. Deneysel sonuçlar ile sayısal yöntem ile elde edilen sonuçlar karşılaştırılmış ve uyum içerisinde olduğu görülmüştür. Her iki yöntemle yapılan çalışmada kanatçıklar arası mesafenin, kanatçık yüksekliğinin, Reynolds sayısının ve uyarlanmış Grashof sayısının ısı transferine etkileri araştırılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, optimum kanatçık aralığının $S_{opt}=8-12$ mm arasında olduğu belirlenmiştir. Isı transferinde doğal taşınım etkilerinin baskın olduğu durumlarda, optimum kanatçık aralığının uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla arttığı görülmüştür. Isı transferinde doğal taşınım etkilerinin baskın olduğu durumlarda optimum kanatçık aralığının, kanatçık yüksekliğinin artması ile azaldığı belirlenmiştir. Her bir kanatçıklar arası mesafede, kanatçık yüksekliğinin artmasıyla ısı transfer katsayısının arttığı görülmüştür. Reynolds sayısının artması, her bir kanatçıklar arası mesafe ve her bir kanatçık yüksekliğinde ısı transfer katsayısının arttırdığı, yapılan sayısal ve deneysel çalışma sonucunda görülmüştür.

Bilim Kodu : 914.1.065
Anahtar Kelimeler : Kanatçık, karışık taşınım, kanal, laminar akış, birleşik ısı transferi
Sayfa Adedi : 248
Tez Yöneticisi : Prof. Dr. Mecit SİVRİOĞLU

**NUMERICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF HEAT
TRANSFER WITH LONGITUDINAL FINS IN A CHANNEL UNDER
LAMINAR MIXED CONVECTION CONDITIONS**

(Ph. D. Thesis)

Mehmet DOĞAN

**GAZI UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY**

July 2007

ABSTRACT

Heat transfer is very important for the proper design and reliable operation of systems. The reliability and performance of system are highly depend on the system operating temperature. Fin arrays are utilized to remove the generated heat from a system by convection or when the system is being cooled. Primary purpose of using extended surfaces is to increase heat transfer by way of increasing available heat transfer area. In this study, heat transfer in closed channels with paralel extended surfaces mounted on the bottom has been examined experimentally and numerically under laminar mixed convection regime. Experiments have been conducted under constant heat flux condition and air has been used as a working fluid. In the experiments, Reynolds number were varied in the range $250 < Re < 2300$, modified Grashof number in the range $5 \times 10^7 < Gr < 1 \times 10^9$ and Richardson number in the range $0,05 < Ri < 342$. Fin spacing was varied from 4 mm to 18 mm, fin height was varied from 25 mm to 80 mm. Governing mass, momentum and energy equations for the fluid and heat conduction equation for copper plate and fin were solved simultaneously with appropriate boundary conditions by using the CFD code Fluent. In the numerical study, simulations were performed for each experimentally investigated case. In order to explain the heat transfer characteristics depending on the parameters investigated, velocity vector distributions and temperature

contours were drawn using numerical results. Numerical and experimental results have been compared and shown to be in a very good agreement. The effects of fin spacing, fin height, Re number and modified Grashof number on the heat transfer have been investigated numerically and experimentally. From the results it has been determined that optimum fin spacing (S_{opt}) is between 8 mm and 12 mm. For the natural convection dominated cases it has been also observed that optimum fin spacing increases with modified Grashof number. For natural convection dominated cases, optimum fin spacing decreases with fin height. For each fin spacing under investigation, it has been shown that with increasing fin height, heat transfer is also enhanced. Numerical and experimental results also show that, heat transfer increases with increasing Re number for every fin spacing and fin height.

Science Code	: 914.1.065
Key Words	: Fins, mixed convection, channel, laminar flow, conjugate heat transfer
Page Number	: 248
Adviser	: Prof. Dr. Mecit SİVRİOĞLU

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren tez danışmanım saygıdeğer hocam Prof. Dr. Mecit SİVRİOĞLU'na yine kıymetli tecrübelerinden faydalandığım hocalarım Prof. Dr. B. Zühtü UYSAL ve Prof. Dr. Şenol BAŞKAYA'ya, laboratuvarında deney düzeğinin kurulmasında yardımcı olan teknisyen arkadaşlarımız Sıdık SARIKAYA ve Kadir YILMAZ'a, deney düzeğinin kurulmasında maddi destek sağlayan G.Ü. Bilimsel Araştırma Projeleri Müdürlüğü'ne, tezimin sayısal incelenmesi bölümünde Fluent paket programının kullanılması konusunda Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölüm Başkanlığına ve çalışmaların esnasında manevi desteğini hiçbir zaman esirgemeyen rahmetli sevgili eşim Meral DOĞAN'a teşekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	xii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	xiii
RESİMLERİN LİSTESİ	xxvii
SİMGELER VE KISALTMLAR.....	xxviii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	3
3. DENEYSEL YÖNTEM.....	15
3.1. Deney Düzeniği ve Özellikleri.....	15
3.1.1. Akım düzenleyici	18
3.1.2. Test odası.....	19
3.1.3. Sönümleme odası	22
3.2. Verilerin Değerlendirilmesi ve Isıl Analiz	22
3.3. Hata Analizi.....	27
3.4. Deneysel Çalışma Programı	29
4. SAYISAL YÖNTEM.....	35
4.1. Problemin Tanımı.....	35
4.2. Fiziksel Model.....	35
4.3. Matematiksel Model.....	39

Sayfa

4.3.1. Genel denklemler	40
4.3.2. Sınır şartları	42
4.3.3. Denklemlerin boyutsal analizi.....	45
4.4. Sayısal Çözüm Yöntemi.....	48
4.5. Sayısal Çalışma Programı	48
5. SAYISAL ÇALIŞMA.....	55
5.1. Yakınsama Kriterlerinin Kontrolü.....	55
5.2. Sayısal Çalışma Sonuçları	63
5.2.1. Kanatçıklar arası mesafenin ısı transferine etkisi.....	63
5.2.2. Kanatçık yüksekliğinin ısı transferine etkisi	77
5.2.3. Uyarlanmış Grashof sayısının ısı transferine etkisi.....	90
5.2.4. Reynolds sayısının ısı transferine etkisi	103
5.2.5. Kanatçık uzunluğunun ısı transferine etkisi	111
5.2.6. Kanatçık verimi	115
6. DENEYSEL SONUÇLAR	121
6.1. Kanatçıklar Arası Mesafenin Isı Transferine Etkisi	121
6.2. Kanatçık Yüksekliğinin Isı Transferine Etkisi	134
6.3. Reynold Sayısının Ortalama Nusselt Sayısına Etkisi.....	145
6.4. Uyarlanmış Grashof Sayısının Isı Transferine Etkisi.....	154
6.5. Yerel Nusselt Sayısının Ana Akım Yönünde Değişimi	162
6.6. Richardson Sayısı ile Ortalama Isı Transfer Katsayısının Değişimi.....	181
6.7. Ortalama Nusselt Sayısı Korelasyonu.....	183
7. SONUÇ VE ÖNERİLER	185

	Sayfa
KAYNAKLAR	188
EKLER.....	191
EK- Şekil faktörü F'in bulunması	192
EK- Hata analizi	200
EK- Hata analizi ile ilgili örnek hesaplama	205
ÖZGEÇMİŞ	217

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Değişkenlerin hata oranları	28
Çizelge 3.2. Deneysel çalışma programı	29
Çizelge 4.1. Sayısal çalışma programı	48
Çizelge 4.2. Sayısal çalışma programı	54

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 3.1. Deney düzeğinin şematik görünümü	15
Şekil 3.2. Test odası	19
Şekil 3.3. Kanal test bölgesinde enerji dengesi.....	23
Şekil 4.1. Kanal geometrisi	36
Şekil 4.2. Çözüm alanı	37
Şekil 4.3. a) Kanalın x-y düzlemindeki görünüşü b) Kanalın y-z düzlemindeki görünüşü	38
Şekil 4.4. Koordinat sistemi ve çözüm alanı.....	39
Şekil 5.1. Örnek bir çözümün anlık ve kalıntı değerleri	57
Şekil 5.2. Çözümü yapılan değişkenin iterasyon sayısı ile değişimi	58
Şekil 5.3. Örnek bir çözümün, süreklilik ve enerjinin korunumunun kontrolü	58
Şekil 5.4. Farklı hücre sayıları için ortalama bakır plaka yüzey sıcaklığının değişimi	59
Şekil 5.5. $Re=1000$ için üç farklı kanatçık aralığında deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması [2].....	60
Şekil 5.6. Kanatçık yüksekliği $H_f=80$ mm ve $S=18$ mm’de üç farklı Reynolds sayısında deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması.....	61
Şekil 5.7. Kanatçık yüksekliği $H_f=25$ mm ve $S=12$ mm’de üç farklı Reynolds sayısında deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması.....	61
Şekil 5.8. Kanatçık yüksekliği $H_f=80$ mm ve $S=8$ mm’de üç farklı Reynolds sayısında deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması.....	62
Şekil 5.9. Kanatçık yüksekliği $H_f=50$ mm ve $S=4$ mm’de üç farklı Reynolds sayısında deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması.....	62
Şekil 5.10. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve kanatçıklar arası mesafe $S=4$ mm’de çözüm alanının orta noktasında ana akım yönünde vektörel hız dağılımı	65

Şekil	Sayfa
Şekil 5.11. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve kanatçıklar arası mesafe $S=4$ mm'de kanal içerisinde sıcaklık dağılımı	65
Şekil 5.12. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm'de çözüm alanının orta noktasında ana akım yönünde vektörel hız dağılımı	66
Şekil 5.13. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm'de kanal içerisinde sıcaklık dağılımı	66
Şekil 5.14. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve kanatçıklar arası mesafe $S=18$ mm'de çözüm alanının orta noktasında ana akım yönünde vektörel hız dağılımı	67
Şekil 5.15. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve kanatçıklar arası mesafe $S=18$ mm'de kanal içerisinde sıcaklık dağılımı	67
Şekil 5.16. $Re=250$ ve $Gr^*=5 \times 10^7$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısı ile değişimi	68
Şekil 5.17. $Re=250$ ve $Gr^*=5 \times 10^8$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısı ile değişimi	69
Şekil 5.18. $Re=250$ ve $Gr^*=1 \times 10^9$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısı ile değişimi	69
Şekil 5.19. $Re=250$, $H_f=25$ mm ve $Gr^*=1 \times 10^9$ olduğu durumda noktalarındaki y-x düzleminde vektörel hız dağılımları	71
Şekil 5.20. $Re=250$, $H_f=25$ mm ve $Gr^*=1 \times 10^9$ olduğu durumda y-z düzleminde kanal içerisinde sıcaklık dağılımları.....	71
Şekil 5.21. $Re=250$, $H_f=80$ mm ve $Gr^*=1 \times 10^9$ olduğu durumda y-x düzleminde vektörel hız dağılımları	72
Şekil 5.22. $Re=1500$ ve $Gr^*=5 \times 10^7$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısı ile değişimi	73
Şekil 5.23. $Re=1500$ ve $Gr^*=5 \times 10^8$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısı ile değişimi	74

Şekil	Sayfa
Şekil 5.24. $Re=1500$ ve $Gr^*=1 \times 10^9$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısı ile değişimi	74
Şekil 5.25. $Re=2300$ ve $Gr^*=5 \times 10^7$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısı ile değişimi	75
Şekil 5.26. $Re=2300$ ve $Gr^*=5 \times 10^8$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısı ile değişimi	76
Şekil 5.27. $Re=2300$ ve $Gr^*=1 \times 10^9$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısı ile değişimi	76
Şekil 5.28. $Re=1500$, $H_f=25$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm'de çözüm alanının orta noktasında ana akım yönünde vektörel hız dağılımı	79
Şekil 5.29. $Re=1500$, $H_f=25$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm'de kanal içerisinde sıcaklık dağılımı	79
Şekil 5.30. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm'de çözüm alanının orta noktasında ana akım yönünde vektörel hız dağılımı	80
Şekil 5.31. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm'de kanal içerisinde sıcaklık dağılımı	80
Şekil 5.32. $Re=1500$, $H_f=80$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm'de çözüm alanının orta noktasında ana akım yönünde vektörel hız dağılımı	81
Şekil 5.33. $Re=1500$, $H_f=80$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm'de kanal içerisinde sıcaklık dağılımı	81
Şekil 5.34. $Re=250$ ve $Gr^*=5 \times 10^7$ durumunda ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi	82
Şekil 5.35. $Re=250$ ve $Gr^*=5 \times 10^8$ durumunda ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi	83
Şekil 5.36. $Re=250$ ve $Gr^*=1 \times 10^9$ durumunda ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi	83

Şekil	Sayfa
Şekil 5.37. $Re=250$, $S=8$ mm için ve $Gr^*=1 \times 10^9$ olduğu durumda y-x düzleminde vektörel hız dağılımı	85
Şekil 5.38. $Re=1500$ ve $Gr^*=5 \times 10^7$ durumunda ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi	86
Şekil 5.39. $Re=1500$ ve $Gr^*=5 \times 10^8$ durumunda ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi	87
Şekil 5.40. $Re=1500$ ve $Gr^*=1 \times 10^9$ durumunda ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi	87
Şekil 5.41. $Re=2300$ ve $Gr^*=5 \times 10^7$ durumunda ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi	88
Şekil 5.42. $Re=2300$ ve $Gr^*=5 \times 10^8$ durumunda ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi	89
Şekil 5.43. $Re=2300$ ve $Gr^*=1 \times 10^9$ durumunda ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi	90
Şekil 5.44. $Re=250$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^7$ ve kanatçıklar arası mesafe $S=18$ mm'de çözüm alanının orta noktasında ana akım yönünde vektörel hız dağılımı	92
Şekil 5.45. $Re=250$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^7$ ve kanatçıklar arası mesafe $S=18$ mm'de kanal içerisinde sıcaklık dağılımı	92
Şekil 5.46. $Re=250$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve kanatçıklar arası mesafe $S=18$ mm'de çözüm alanının orta noktasında ana akım yönünde vektörel hız dağılımı	93
Şekil 5.47. $Re=250$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve kanatçıklar arası mesafe $S=18$ mm'de kanal içerisinde sıcaklık dağılımı	93
Şekil 5.48. $Re=250$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=1 \times 10^9$ ve kanatçıklar arası mesafe $S=18$ mm'de çözüm alanının orta noktasında ana akım yönünde vektörel hız dağılımı	94
Şekil 5.49. $Re=250$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=1 \times 10^9$ ve kanatçıklar arası mesafe $S=18$ mm'de kanal içerisinde sıcaklık dağılımı	94
Şekil 5.50. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve kanatçıklar arası mesafe $S=18$ mm'de çözüm alanının orta noktasında ana akım yönünde vektörel hız dağılımı	95

Şekil	Sayfa
Şekil 5.51. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve kanatçıklar arası mesafe $S=18$ mm’de kanal içerisinde sıcaklık dağılımı	95
Şekil 5.52. $Re=250$ kanatçıklar arası mesafe $S=4$ mm’de üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi	97
Şekil 5.53. $Re=250$ kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm’de üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi	97
Şekil 5.54. $Re=250$ kanatçıklar arası mesafe $S=12$ mm’de üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi	98
Şekil 5.55. $Re=250$ kanatçıklar arası mesafe $S=18$ mm’de üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi	98
Şekil 5.56. $Re=1500$ kanatçıklar arası mesafe $S=4$ mm’de üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi	99
Şekil 5.57. $Re=1500$ kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm’de üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi	100
Şekil 5.58. $Re=1500$ kanatçıklar arası mesafe $S=12$ mm’de üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi	100
Şekil 5.59. $Re=1500$ kanatçıklar arası mesafe $S=18$ mm’de üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi	101
Şekil 5.60. $Re=2300$ kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm’de üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi	102
Şekil 5.61. $Re=2300$ kanatçıklar arası mesafe $S=12$ mm’de üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi	102

Şekil	Sayfa
Şekil 5.62. $Re=2300$ kanatçıklar arası mesafe $S=18$ mm’de üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi	103
Şekil 5.63. $H_f=25$ mm ve $S=4$ mm için üç farklı Reynolds sayısında için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi	104
Şekil 5.64. $H_f=25$ mm ve $S=8$ mm için üç farklı Reynolds sayısında için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof Grashof sayısı ile değişimi	105
Şekil 5.65. $H_f=25$ mm ve $S=12$ mm için üç farklı Reynolds sayısında için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi	105
Şekil 5.66. $H_f=25$ mm ve $S=18$ mm için üç farklı Reynolds sayısında için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi	106
Şekil 5.67. $H_f=50$ mm ve $S=4$ mm için üç farklı Reynolds sayısında için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi	107
Şekil 5.68. $H_f=50$ mm ve $S=8$ mm için üç farklı Reynolds sayısında için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi	107
Şekil 5.69. $H_f=50$ mm ve $S=12$ mm için üç farklı Reynolds sayısında için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi	108
Şekil 5.70. $H_f=50$ mm ve $S=18$ mm için üç farklı Reynolds sayısında için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi	108
Şekil 5.71. $H_f=80$ mm ve $S=8$ mm için üç farklı Reynolds sayısında için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi	109
Şekil 5.72. $H_f=80$ mm ve $S=12$ mm için üç farklı Reynolds sayısında için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi	110

Şekil	Sayfa
Şekil 5.73. $H_f=80$ mm ve $S=18$ mm için üç farklı Reynolds sayısında için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi	110
Şekil 5.74. $Re=1500$ $H_f=50$ mm ve $Gr^*=5 \times 10^8$ için üç farklı kanatçık uzunluklarında ortalama ısı transfer katsayısının kanatçıklar arası mesafe ile değişimi	111
Şekil 5.75. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$, kanatçık aralığı $S=8$ mm ve kanatçık uzunluğunun $L_f=150$ mm olduğu durumda çözüm alanının orta noktasında ana akım yönündeki vektörel hız dağılımı.....	112
Şekil 5.76. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$, kanatçık aralığı $S=8$ mm ve kanatçık uzunluğunun $L_f=150$ mm olduğu durumda kanal içerisinde sıcaklık dağılımı	112
Şekil 5.77. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$, kanatçık aralığı $S=8$ mm ve kanatçık uzunluğunun $L_f=300$ mm olduğu durumda çözüm alanının orta noktasında ana akım yönündeki vektörel hız dağılımı.....	113
Şekil 5.78. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$, kanatçık aralığı $S=8$ mm ve kanatçık uzunluğunun $L_f=300$ mm olduğu durumda kanal içerisinde sıcaklık dağılımı	113
Şekil 5.79. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$, kanatçık aralığı $S=8$ mm ve kanatçık uzunluğunun $L_f=600$ mm olduğu durumda çözüm alanının orta noktasında ana akım yönündeki vektörel hız dağılımı.....	114
Şekil 5.80. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$, kanatçık aralığı $S=8$ mm ve kanatçık uzunluğunun $L_f=600$ mm olduğu durumda kanal içerisinde sıcaklık dağılımı	114
Şekil 5.81. $H_f=25$ mm için farklı kanatçıklar arası mesafede kanatçık veriminin Reynolds sayıs ile değişimi	115
Şekil 5.82. $H_f=50$ mm için farklı kanatçıklar arası mesafede kanatçık veriminin Reynolds sayıs ile değişimi	116
Şekil 5.83. $H_f=80$ mm için farklı kanatçıklar arası mesafede kanatçık veriminin Reynolds sayıs ile değişimi	116
Şekil 5.84. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, kanatçık aralığı $S=4$ mm'de ana akım yönünde vektörel hız ve sıcaklık dağılımları	118

Şekil	Sayfa
Şekil 5.85. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, kanatçık aralığı $S=18$ mm'de ana akım yönünde vektörel hız ve sıcaklık dağılımları	119
Şekil 5.86. $S=8$ mm için farklı kanatçık yüksekliklerinde kanatçık veriminin Reynolds sayısı ile değişimi	120
Şekil 6.1. $Re=250$ ve $Gr^*=5 \times 10^7$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi	123
Şekil 6.2. $Re=250$ ve $Gr^*=3 \times 10^8$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi	124
Şekil 6.3. $Re=250$ ve $Gr^*=5 \times 10^8$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi	124
Şekil 6.4. $Re=250$ ve $Gr^*=8 \times 10^8$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi	125
Şekil 6.5. $Re=250$ ve $Gr^*=1 \times 10^9$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi	126
Şekil 6.6. $Re=1500$ ve $Gr^*=5 \times 10^7$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi	127
Şekil 6.7. $Re=1500$ ve $Gr^*=3 \times 10^8$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi	127
Şekil 6.8. $Re=1500$ ve $Gr^*=5 \times 10^8$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi	128
Şekil 6.9. $Re=1500$ ve $Gr^*=8 \times 10^8$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi	129
Şekil 6.10. $Re=1500$ ve $Gr^*=1 \times 10^9$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi.....	129
Şekil 6.11. $Re=2300$ ve $Gr^*=5 \times 10^7$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi.....	130
Şekil 6.12. $Re=2300$ ve $Gr^*=3 \times 10^8$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi.....	131
Şekil 6.13. $Re=2300$ ve $Gr^*=5 \times 10^8$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi.....	131

Şekil	Sayfa
Şekil 6.14. $Re=2300$ ve $Gr^*=8 \times 10^8$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi.....	131
Şekil 6.15. $Re=2300$ ve $Gr^*=1 \times 10^9$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi.....	132
Şekil 6.16. $Re=250$ ve $Gr^*=5 \times 10^8$ için kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi (sayısal ve deneysel sonuçlar) ..	133
Şekil 6.17. $Re=1500$ ve $Gr^*=5 \times 10^8$ için kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi (sayısal ve deneysel sonuçlar) ..	133
Şekil 6.18. $Re=2300$ ve $Gr^*=5 \times 10^8$ için kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi (sayısal ve deneysel sonuçlar) ..	134
Şekil 6.19. $Re=250$ ve $Gr^*=5 \times 10^7$ için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi	136
Şekil 6.20. $Re=250$ ve $Gr^*=3 \times 10^8$ için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi	136
Şekil 6.21. $Re=250$ ve $Gr^*=5 \times 10^8$ için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi	137
Şekil 6.22. $Re=250$ ve $Gr^*=8 \times 10^8$ için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi	138
Şekil 6.23. $Re=250$ ve $Gr^*=1 \times 10^9$ için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi	138
Şekil 6.24. $Re=1500$ ve $Gr^*=5 \times 10^7$ için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi	139
Şekil 6.25. $Re=1500$ ve $Gr^*=3 \times 10^8$ için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi	140
Şekil 6.26. $Re=1500$ ve $Gr^*=5 \times 10^8$ için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi	140
Şekil 6.27. $Re=1500$ ve $Gr^*=8 \times 10^8$ için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi	141
Şekil 6.28. $Re=1500$ ve $Gr^*=1 \times 10^9$ için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi	141

Şekil	Sayfa
Şekil 6.29. $Re=2300$ ve $Gr^*=5 \times 10^7$ için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi	142
Şekil 6.30. $Re=2300$ ve $Gr^*=3 \times 10^8$ için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi	143
Şekil 6.31. $Re=2300$ ve $Gr^*=5 \times 10^8$ için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi	143
Şekil 6.32. $Re=2300$ ve $Gr^*=8 \times 10^8$ için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi	144
Şekil 6.33. $Re=2300$ ve $Gr^*=1 \times 10^9$ için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi	144
Şekil 6.34. $H_f=25$ mm ve $S=4$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısına göre değişimi	147
Şekil 6.35. $H_f=25$ mm ve $S=8$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısına göre değişimi	147
Şekil 6.36. $H_f=25$ mm ve $S=12$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısına göre değişimi	148
Şekil 6.37. $H_f=25$ mm ve $S=18$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısına göre değişimi	148
Şekil 6.38. $H_f=50$ mm ve $S=4$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısına göre değişimi	149
Şekil 6.39. $H_f=50$ mm ve $S=8$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısına göre değişimi	150
Şekil 6.40. $H_f=50$ mm ve $S=12$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısına göre değişimi	150
Şekil 6.41. $H_f=50$ mm ve $S=18$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısına göre değişimi	151
Şekil 6.42. $H_f=80$ mm ve $S=4$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısına göre değişimi	152
Şekil 6.43. $H_f=80$ mm ve $S=8$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısına göre değişimi	152

Şekil	Sayfa
Şekil 6.44. $H_f=80$ mm ve $S=12$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısına göre değişimi	153
Şekil 6.45. $H_f=80$ mm ve $S=18$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısına göre değişimi	153
Şekil 6.46. $S=4$ mm ve $Re=250$ 'de üç farklı üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi	155
Şekil 6.47. $S=8$ mm ve $Re=250$ 'de üç farklı üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi	156
Şekil 6.48. $S=12$ mm ve $Re=250$ 'de üç farklı üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi	156
Şekil 6.49. $S=18$ mm ve $Re=250$ 'de üç farklı üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi	157
Şekil 6.50. $S=4$ mm ve $Re=1500$ 'de üç farklı üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi	158
Şekil 6.51. $S=8$ mm ve $Re=1500$ 'de üç farklı üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi	158
Şekil 6.52. $S=12$ mm ve $Re=1500$ 'de üç farklı üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi	160
Şekil 6.53. $S=18$ mm ve $Re=1500$ 'de üç farklı üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi	160
Şekil 6.54. $S=4$ mm ve $Re=2300$ 'de üç farklı üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi	160
Şekil 6.55. $S=8$ mm ve $Re=2300$ 'de üç farklı üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi	161
Şekil 6.56. $S=12$ mm ve $Re=2300$ 'de üç farklı üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi	161
Şekil 6.57. $S=18$ mm ve $Re=2300$ 'de üç farklı üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi	162
Şekil 6.58. $Re=250$, $H_f=25$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm'de ana akım yönünde yerel Nusselt sayısının değişimi	163

Şekil	Sayfa
Şekil 6.59. $Re=250$, $H_f=25$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm'de ana akım yönünde boyutsuz alt duvar sıcaklığının değişimi	163
Şekil 6.60. $Re=250$, $H_f=50$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm'de ana akım yönünde yerel Nusselt sayısının değişimi	164
Şekil 6.61. $Re=250$, $H_f=50$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm'de ana akım yönünde boyutsuz alt duvar sıcaklığının değişimi	165
Şekil 6.62. $Re=250$, $H_f=80$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm'de ana akım yönünde yerel Nusselt sayısının değişimi	165
Şekil 6.63. $Re=250$, $H_f=80$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm'de ana akım yönünde boyutsuz alt duvar sıcaklığının değişimi	166
Şekil 6.64. $Re=1500$, $H_f=25$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm'de ana akım yönünde yerel Nusselt sayısının değişimi	167
Şekil 6.65. $Re=1500$, $H_f=25$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm'de ana akım yönünde boyutsuz alt duvar sıcaklığının değişimi	167
Şekil 6.66. $Re=1500$, $H_f=50$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm'de ana akım yönünde yerel Nusselt sayısının değişimi	168
Şekil 6.67. $Re=1500$, $H_f=50$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm'de ana akım yönünde boyutsuz alt duvar sıcaklığının değişimi	169
Şekil 6.68. $Re=1500$, $H_f=80$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm'de ana akım yönünde yerel Nusselt sayısının değişimi	169
Şekil 6.69. $Re=1500$, $H_f=80$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm'de ana akım yönünde boyutsuz alt duvar sıcaklığının değişimi	170
Şekil 6.70. $Re=2300$, $H_f=25$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm'de ana akım yönünde yerel Nusselt sayısının değişimi	171
Şekil 6.71. $Re=2300$, $H_f=25$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm'de ana akım yönünde boyutsuz alt duvar sıcaklığının değişimi	171
Şekil 6.72. $Re=2300$, $H_f=50$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm'de ana akım yönünde yerel Nusselt sayısının değişimi	172
Şekil 6.73. $Re=2300$, $H_f=50$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm'de ana akım yönünde boyutsuz alt duvar sıcaklığının değişimi	172

Şekil	Sayfa
Şekil 6.74. $Re=2300$, $H_f=80$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm'de ana akım yönünde yerel Nusselt sayısının değişimi	173
Şekil 6.75. $Re=2300$, $H_f=80$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm'de ana akım yönünde boyutsuz alt duvar sıcaklığının değişimi	173
Şekil 6.76. $Re=250$, $H_f=50$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=12$ mm'de ana akım yönünde yerel Nusselt sayısının değişimi	174
Şekil 6.77. $Re=250$, $H_f=50$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=12$ mm'de ana akım yönünde boyutsuz alt duvar sıcaklığının değişimi	175
Şekil 6.78. $Re=1500$, $H_f=50$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=12$ mm'de ana akım yönünde yerel Nusselt sayısının değişimi	176
Şekil 6.79. $Re=1500$, $H_f=50$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=12$ mm'de ana akım yönünde boyutsuz alt duvar sıcaklığının değişimi	176
Şekil 6.80. $Re=2300$, $H_f=50$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=12$ mm'de ana akım yönünde yerel Nusselt sayısının değişimi	177
Şekil 6.81. $Re=2300$, $H_f=50$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=12$ mm'de ana akım yönünde boyutsuz alt duvar sıcaklığının değişimi	177
Şekil 6.82. $Re=250$, $H_f=50$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=18$ mm'de ana akım yönünde yerel Nusselt sayısının değişimi	178
Şekil 6.83. $Re=250$, $H_f=50$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=18$ mm'de ana akım yönünde boyutsuz alt duvar sıcaklığının değişimi	178
Şekil 6.84. $Re=1500$, $H_f=50$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=18$ mm'de ana akım yönünde yerel Nusselt sayısının değişimi	179
Şekil 6.85. $Re=1500$, $H_f=50$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=18$ mm'de ana akım yönünde boyutsuz alt duvar sıcaklığının değişimi	179
Şekil 6.86. $Re=2300$, $H_f=50$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=18$ mm'de ana akım yönünde yerel Nusselt sayısının değişimi	180
Şekil 6.87. $Re=2300$, $H_f=50$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=18$ mm'de ana akım yönünde boyutsuz alt duvar sıcaklığının değişimi	180
Şekil 6.88. $S=8$ mm ve $Gr^*=5 \times 10^7$ için farklı kanatçık yüksekliklerinde ortalama ısı transfer katsayısının Richardson sayısı ile değişimi.....	181

Şekil	Sayfa
Şekil 6.89. $S=8$ mm ve $Gr^*=5 \times 10^8$ için farklı kanatçık yüksekliklerinde ortalama ısı transfer katsayısının Richardson sayısı ile değişimi.....	182
Şekil 6.90. $S=8$ mm ve $Gr^*=1 \times 10^9$ için farklı kanatçık yüksekliklerinde ortalama ısı transfer katsayısının Richardson sayısı ile değişimi.....	182
Şekil 6.91. Korelasyon denkleminde ve deneysel sonuçlardan elde edilen ortalama Nusselt sayısı.....	183

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 3.1. Deney düzeneğinin farklı yönlerden çekilmiş fotoğrafları (I)	16
Resim 3.2. Deney düzeneğinin farklı yönlerden çekilmiş fotoğrafları (II).....	17
Resim 3.3. Deney düzeneğinin farklı yönlerden çekilmiş fotoğrafları (III)	17
Resim 3.4. Akım düzenleyicinin farklı yönlerden çekilmiş fotoğrafları (I)	18
Resim 3.5. Akım düzenleyicinin farklı yönlerden çekilmiş fotoğrafları (II)	19
Resim 3.6. Kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm olan deneyde kullanılmış bakır plaka.....	20
Resim 3.7. Kanal içerisinde bakır plaka ve kanatçıklar	21

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklama
A	$=S/2H$, kanatçıklar arası mesafenin kanal yüksekliğine oranı
A_b	$=WL$, bakır plaka yüzey alanı (m^2)
A_R	Işınım ısı transfer yüzey alanı (m^2)
A_T	Kanatçıkların ve bakır plaka yüzey alanının toplamı (m^2)
A_{yalt}	Yalıtım yüzey alanı (m^2)
c	Kanatçık ile kanal üst duvar arası mesafe (m)
C	$=c/H_f$ boşluk parametresi
c_p	Atmosfer basıncında havanın özgül ısısı ($W/m^2\ ^0C$)
D_h	$=\frac{4WH}{2W+2H}$, kanal hidrolik çapı (m)
F	Şekil faktörü
g	Yerçekimi ivmesi (m/s^2)
Gr	$=\frac{g\beta(T_w - T_{in})D_h^3}{\nu^2}$, Grashof sayısı
Gr^*	$=\frac{g\beta\dot{Q}_{taşınım}D_h^4}{A_b k \nu^2}$, uyarlanmış Grashof sayısı
h_{av}	$=\frac{\dot{Q}_{taşınım}}{A_b(T_w - T_{in})}$, ortalama ısı transfer katsayısı ($W/m^2\ ^0C$)
h_{av-top}	$=\frac{\dot{Q}_{taşınım}}{A_T(T_w - T_{in})}$, ortalama ısı transfer katsayısı ($W/m^2\ ^0C$)
H	Kanal yüksekliği (m)
H_f	Kanatçık yüksekliği (m)
I	Akım (amper)

Simgeler	Açıklama
k_a	Havanın ısı iletim katsayısı (W/m°C)
k_{yalt}	Yalıtım malzemesinin ısı iletim katsayısı (W/m°C)
L	Kanal uzunluğu (m)
L_f	Kanatçık uzunluğu (m)
Nu	$= \frac{h_{av} D_h}{k_a}$, ortalama Nusselt sayısı
Nu_z	$= \frac{\dot{Q}_{taşınım} D_h}{A_b (T_{wz} - T_{in}) k_a}$, yerel Nusselt sayısı
P	Basınç (Pa)
P_0	Ortam basıncı (Pa)
$\dot{Q}_{toplam}$	Isıtıcıya verilen toplam ısı akımı (W)
$\dot{Q}_{taşınım}$	Akışkana verilen net ısı akımı (W)
$\dot{Q}_{iletim}$	İletim ile kaybolan ısı akımı (W)
$\dot{Q}_{ışınım}$	İşinım ile kaybolan net ısı akımı (W)
Re	$= \frac{w_0 D_h}{\nu}$, Reynolds sayısı
Ri	$= \frac{Gr}{Re^2}$, Richardson sayısı
T	Sıcaklık (°C)
T_b	Akışkan bulk sıcaklığı (°C)
T_{in}	Kanala giren akışkan sıcaklığı (°C)
T_f	Ortalama kanatçık sıcaklığı (°C)
T_{fb}	Ortalama kanatçık taban yüzey sıcaklığı (°C)
T_w	Ortalama bakır plaka yüzey sıcaklığı (°C)
T_{wz}	Yerel bakır plaka yüzey sıcaklığı (°C)
T_{wmax}	Maksimum yerel bakır plaka yüzey sıcaklığı (°C)

Simgeler	Açıklama
S	Kanatçıklar arası mesafe (m)
S_{opt}	Optimum kanatçık aralığı
u^*	x-yönündeki referans hız değeri (m/s)
u	x-yönündeki hız bileşeni (m/s)
v^*	y-yönündeki referans hız değeri (m/s)
v	y-yönündeki hız bileşeni (m/s)
w^*	z-yönündeki referans hız değeri (m/s)
w	z-yönündeki hız bileşeni (m/s)
w_0	Akışkanın z-yönündeki ortalama hızı(m/s)
W	Kanalın enine uzunluğu (m)
x,y,z	Yatay, düşey ve eksenel koordinatlar

Kısaltmalar	Açıklama
SAD	Sayısal akışkanlar dinamiği
CFD	Computational fluid dynamics
α	$= \frac{k}{\rho c_p}$, ısıl yayılım katsayısı (m ² /s)
β	$= -\frac{1}{\rho_0} \frac{\rho - \rho_0}{T - T_0}$, ısıl genleşme katsayısı (K ⁻¹)
Δ	Fark
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)
ν	$= \frac{\mu}{\rho}$, kinematik viskozite (m ² /sn)
μ	Dinamik viskozite (Ns/m ²)
θ	$= \frac{T - T_{in}}{q_{taşınım} \frac{D_h}{k}}$, boyutsuz sıcaklık farkı

Kısaltmalar	Açıklama
θ_b	$= \frac{T_{wz} - T_{in}}{T_{wz \max} - T_{in}}$, boyutsuz alt duvar sıcaklığı
ε_f	Kanatçık yayıcılık oranı
ε_w	Bakır plaka yayıcılık oranı

1. GİRİŞ

Elektronik alanındaki gelişmeler, başta bilgisayarlar olmak üzere hayatımızın tamamını kuşatmış ve neredeyse tamamen bağımlı hale getirmiştir. Elektronik sistemlerin gelişimi, sağlık, haberleşme, savunma, bankacılık ve birçok mühendislik sistemlerinin gelişmesini de olumlu yönde etkilemektedir. Özellikle sağlık haberleşme, savunma, bankacılık gibi alanlarda kullanılan elektronik elemanların ve bu alanlarda kullanılan sistemlerin güvenilirlikleri, performansları hayatımız açısından önemlidir. Bu nedenle elektronik sistemlerin performanslarının ve güvenilirliklerinin artırılması çözülmesi gereken önemli bir problem haline gelmektedir. Sistemlerin, uygun tasarımı ve güvenli çalışmasında ısı transferinin oldukça büyük önemi vardır. Birçok sistemin performansını ve güvenli çalışmasını etkileyen önemli parametrelerden biri sistemin sıcaklığıdır (örneğin; elektronik çiplerde uygun çalışma sıcaklığının yaklaşık 70 °C'nin altında olması gerekir). Bu parçaların güvenilirliği, çalışma ortamındaki sıcaklıklara bağlı olduğu için ürettikleri enerjinin dışarı atılması gerekmektedir. Aksi takdirde devre eleman sıcaklıklarının belirli sınırlarının üzerine çıkması, elemanların yanmasına ve sistemin çalışmaz hale gelmesine neden olabilmektedir.

Elektronik sistemlerin soğutulmasında değişik metodlar ve değişik soğutucu akışkanlar kullanılmaktadır. Sistemlerden dış ortama olan ısı transferi, $Q=hA\Delta T$ eşitliğinden hesaplanabilir. Bu eşitlikten görülebileceği gibi sistemlerden çevreye olan ısı transferini arttırılabilmek için ısı transfer katsayısının (h), yada ısı transfer yüzey alanının arttırılması gerekmektedir. Daha ekonomik ve kolay olduğu için ısı transfer yüzey alanının arttırılması tercih edilmektedir. Sistemlerde oluşan enerjinin taşınım yoluyla sistemden dışarıya atılmasında ya da sistemlerin soğutulmasında, imalatının kolay ve ucuz olması nedeniyle özellikle dikdörtgen kesitli kanatçık dizilerinden yararlanılmaktadır. Amaç, olabildiğince büyük ısı transfer yüzey alanı kullanarak ısı transferinin iyileştirilmesidir. Kanatçık dizilerinin tasarımında, kanatçıklar arası mesafe ısı transferi açısından önemli bir parametredir. Kanatçıklar arası mesafeyi çok küçük seçerek (kanatçık sayısını artırarak) büyük ısı transfer yüzey alanı elde edebiliriz. Fakat kanatçık sayısının artmasıyla kanatçıklar arası

mesafede azalacaktır. Kanatçıklar arası mesafenin küçük olması, kanatçıklar arasında hava akışına karşı bir direncin oluşmasına, buna bağlı olarak akışkan akış hızının düşmesine, bunun sonucunda ise ısı transferinin azalmasına sebep olabilir. Kanatçık aralığının gerektiğinden büyük olması (kanatçık sayısının azalması) da ısı transfer yüzey alanının azalmasına dolayısıyla ısı transferinin azalmasına neden olur. Bu sebeple maksimum ısı transferi elde edebilmek için kanatçık dizilerinin tasarımında kanatçıklar arası mesafenin optimum bir değerde olması gerekir.

Soğutucu akışkan olarak havanın da kullanıldığı sistemlerde doğal, zorlanmış ve karışık taşınım uygulamalarına rastlamak mümkündür. İstenilen şartlarda ve sürekli soğutucu akışkanın sağlanması herhangi bir soğutma sisteminin tasarımının temel kriterlerinden biridir. Bu çalışmada soğutucu akışkan olarak hava kullanılmıştır. Hava ile soğutmanın avantajları, havanın bol miktarda bulunması, hava ile çalışan soğutma sistemi tasarımının ve bakımının kolay, maliyetinin düşük ve güvenilirliğinin yüksek olmasıdır. Sistemlerde oluşan enerjinin akışkan tarafından uzaklaştırılması doğal, zorlanmış veya karışık taşınım ile gerçekleşir. Doğal taşınım ile soğutma düşük ısı akılarına sahip sistemlerde, zorlanmış taşınım ile soğutma ise, daha yüksek ısı akılarına sahip sistemlerde uygulanmaktadır. Fakat bu tür soğutmanın yüksek fan gücüne ihtiyaç duyması ve bu fandan kaynaklanan titreşimlerin sistemi olumsuz yönde etkilemesi gibi dezavantajları vardır. Bu çalışmada, her iki durumun, yani doğal ve zorlanmış taşınımın her ikisinin de dikkate alındığı karışık taşınım ile (mixed convection) soğutma üzerinde durulmuştur. Karışık taşınım ile ilgili ilk çalışmalar, alttan ısıtılan bir plakanın tek boyutlu olarak akış ve ısı transferinin incelenmesi ile gerçekleştirilmiştir. Daha sonra çalışmalar paralel plakalar arasındaki akış ve bir kanal içindeki akışın ısı ve hidrodinamik yapısının incelenmesi şeklinde gelişmiştir. Bu çalışmada ise laminar karışık taşınım şartlarında akıma paralel kanatçıklar yerleştirilmiş kapalı kanallarda ısı transferi sayısal ve deneysel incelenmiştir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Karışık taşınım ve kanatçıklarla yapılmış literatürdeki çalışmalar aşağıda verilmeye çalışılmıştır.

Maughan ve Incropera, yaptıkları çalışma tam gelişmiş laminar karışık taşınım şartlarında yatay kanal içerisine akıma paralel kanatçıklar yerleştirilmiş ve iki farklı sınır şartında sayısal olarak kanatçıkların ikincil akımlara ve ısı transferine etkisini incelenmişlerdir [1]. Birinci sınır şart; sabit sıcaklıkta ısıtılmış alt plaka, sabit sıcaklıkta soğutulmuş üst plaka, ikincisi ise alt yüzeye sabit ısı akısı uygulanmış ve üst yüzey adiyabatik kabul edilmiştir. Ayrıca bu çalışmada, kanatçık arası mesafesinin, kanatçık yüksekliğinin ve Rayleigh sayısının ısı transferine etkileri belirlenmiştir. Isı transferinin ve kaldırma kuvveti etkili ikincil akımların şiddetinin, Rayleigh sayısının ve kanatçık yüksekliğinin artmasıyla arttığını tespit etmişlerdir. Üniform ısı akısı durumu ve küçük basınç düşüşü için, kanatçık mesafesinin azaltılması önemli derecede kanal akım oranını azaltır ve maksimum plaka sıcaklığını artırır.

Maughan ve Incropera, yukarıda bahsedilen [1] yapmış oldukları sayısal çalışmayı deneysel de yapmışlardır [2]. Akışkan olarak hava kullanılmış ve alt plaka izotermal ısıtılmış, üst plaka ise izotermal soğutulmuştur. Boyutsuz kanatçıklar arasındaki mesafe ($A=S/2H$) $0.25 < A < 2.0$ aralığında, kanatçık yüksekliği ($F=H_{fin}/H$) $F=0.5$ ve 0.9 ve Rayleigh sayısı ise $760 < Ra < 29700$ arasında alınmıştır. Kanatçıksız durumda tam gelişmiş akım için ($A=1$) $Ra > Ra_c$ değerine kadar karesel vorteksler görülmüştür. Şiddetli ikincil akımların gelişiminin geciktirilmesi, düşük Rayleigh sayılarında ilave yüzey alanın etkisiyle ve kanatçıklar arası mesafenin azaltılmasıyla elde edilen verilerde iyileşmenin olduğunu görülmüştür. Bundan dolayı, tam gelişmiş akım ve $F=0.5$ durumu için, kanatçıklı yüzey için elde edilen Nusselt sayısı bazı durumlarda kanatçıksız karışık taşınımındaki değerinden daha düşüktür. Deneysel çalışmadan elde edilen sonuçlar, sayısal çalışmadan elde edilen sonuçlar ile

karşılaştırılmış ve kanatçıklar arasındaki akımın simetri ve kararlı kabulünün bozulmasına kadar uyum içinde olduğu tespit edilmiştir.

Acharya ve Patankar, kanatçık dizisinde laminar zorlanmış taşınım ile kaldırma kuvvetinin etkisini incelemek için sayısal olarak çalışmışlardır [3]. İki ısıtma durumu düşünülmüştür. Birincisinde kanatçıklar ve taban sıcaklığı akışkan sıcaklığından yüksek tutulmuş, ikinci durumda ise kanatçık ve taban sıcaklığı akışkan sıcaklığından düşük tutulmuştur. Sıcak kanatçık ve taban durumunda ikincil akımlar çoğunlukla tek bir girdap oluşturmuştur. Soğuk kanatçık ve taban ile örtü ve kanatçık arasındaki boşluk(tip clearance) durumunda birçok girdap oluşmaktadır. Soğuk kanatçık durumu sıcak kanatçık durumuna göre karşılaştırıldığında, ikincil akımların daha zayıf ve bu nedenle sürtünme katsayısında oldukça düşük bir artış elde edilmiştir. Taban ve kanatçık boyunca ısı transfer katsayısı dağılımı her iki ısıtma durumunda da yüksek derecede düzensiz bulunmuştur.

Başkaya, Sivrioğlu ve Özek, akıma paralel kanatçık düzeneğinde, kanatçık arasındaki mesafenin, kanatçık yüksekliğinin ve kanatçık ile çevre arasındaki sıcaklık farkının doğal taşınım ile olan ısı transferine olan etkisini teorik olarak araştırmışlardır [4]. SAD (Sayısal Akışkanlar Dinamiği) tabanlı sonlu hacimler metodu kullanarak üç boyutlu eliptik denklemler çözülmüştür. Literatürde yer alan birçok çalışmanın simülasyonu öncelikle yapılmıştır. Sonuçlarla iyi bir uyum elde edildikten sonra ayrıntılı birçok parametrik çalışma yapılmıştır. Bir yada iki parametre kullanarak bütün ısı transferinde optimum bir sonuç elde etmenin mümkün olmadığını sonuçlar göstermiştir. Bütün dizayn parametreleri arasındaki etki düşünülmelidir. Sonuçlar optimum değerleriyle grafiksel formda sunulmuş ve elde edilen sonuçlar literatürdeki deneysel çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Sonuçta toplam ısı transferinin, kanatçık yüksekliğindeki artış ve kanatçık uzunluğunda kısalmayla arttığı sonucuna varılmıştır. Buna ilaveten maksimum ısı transferi optimum kanatçık arası mesafede elde edilmiştir.

Maughan ve Incropera, alttan ünlform ısıtılmış paralel plakalarda termal giriş bölgesinde karışık taşınım ile olan ısı transferini deneysel olarak araştırmışlardır [5].

Deneyleerde kanal eğiminin ve yüzey ısı akısının yerel Nusselt sayısı üzerine etkisini, $Pr=0.7$, $125 < Re < 500$, $7 \times 10^3 < Gr^* < 1 \times 10^6$ ve $0 < \theta < 30^\circ$ değerleri arasında yapmışlardır. Başlangıçta ısı transferinde zorlanmış taşınım dominat ve Nusselt sayısında hızlı bir düşüş görülmüştür. Termal kararsızlığın başlangıcından sonra ikincil akımların gelişimi ile Nusselt sayısında hızlı bir artış gözlenmiştir. Nusselt sayısı salınımı en sonunda bozulmuş ve tam gelişmiş değerin Grashof sayısına bağlı olduğu görülmüştür. Kararsızlığın başlama anı Grashof sayısını azaltarak veya Reynold sayısını ve eğim açısını arttırarak geciktirilmiştir. Eğimli kanal için önemli derecede ısı transferindeki artış, ikincil akımların başlama anından önce olmuştur. Isı transferinde sonradan ortaya çıkan iyileşme kaldırma kuvvetinin neden olduğu ikincil akımların oluşması ve gelişmesine bağlanmıştır.

Mobarak, Attya ve Aly, içine ayırık nizamda kanatçıklar yerleştirilmiş dikdörtgensel kanalda ısı transferini ve akım modelini deneysel araştırmışlardır [6]. Deneyleerde ortalama ve yerel ısı transfer katsayısına, Reynold sayısının, kanatçıklar arası mesafenin, kanatçık malzemesinin ve duvar ısı akısının etkileri araştırılmıştır. Kanatçıklar arası mesafe kanal yüksekliğinin 0.8-2 katına çıkarılmıştır. Kanatçık yüksekliği kanal yüksekliğinin 0.7 katı, Reynold sayısı ise 8000-18000 arasında alınmıştır. Deney sonuçları, akımın üçüncü kanatçıktan altıncı kanatçığa gelmeden termal periyodik ve tam gelişmiş olduğunu göstermiştir.

Maughan ve Incropera, alt tarafından ısıtılmış paralel plaka kanalda karışık taşınım ile ısı transferinin iyileştirilmesi araştırılmıştır [7]. Yatay kanalda, termal kararsızlığın başlamasından önce ısı transferinde iyileşmelerin olduğunu göstermişlerdir. Yatay kanalda ısı transferinin ölçümleri, hava akımının görüntülenmesi zorlanmış ve karışık taşınım için yapılmıştır. Isı transferindeki fark edilebilir iyileşmeden sonra ikincil akımların başladığı tespit edilmiştir. Nusselt sayısı çabukça maksimum değerine ulaşmakta ve tahmin edilen tam gelişmiş değeri maksimum değerinden biraz küçük olmaktadır. Korelasyonlar tam gelişmiş Nusselt sayısını ve ikincil akımların başlangıç yerini, iyileşmenin başlangıcını ve maksimum Nusselt sayısını göstermiştir. Sayısal çözümlemede her bir etkinin değeri değerlendirilmiş ve büyük ısı akısı ve düşük akım oranı için kayda değer

iyileşmelerin termal kararsızlıktan önce olabileceğini gösterilmiştir. Deneyler birçok değişik akım durumunda yapılmış ve sonuçlar ısı transferindeki önemli iyileşmenin ikincil akımların başlamasından önce olduğunu göstermiştir.

Özsunar, Başkaya ve Sivrioğlu, dikdörtgensel kanalda karışık taşınım ile ısı transferini çeşitli çalışma durumlarında sayısal olarak araştırmışlardır [8]. Kanalin alt yüzeyine üniform ısı akısı uygulanmış, kenar duvarlar izole edilmiş ve üst yüzey çevre akışkana açık tutulmuştur. Parametrik çalışmada, yerel Nusselt sayısı dağılımı elde edilmiş, kanal eğiminin, yüzey ısı akısının ve Reynold sayısının kararsızlığın başlama anı üzerine etkisi araştırılmıştır. Nusselt sayısı değişim bölgesi üçe ayrılmıştır. Zorlanmış taşınım, karışık taşınımın gelişimi ve tam gelişmiş karışık taşınım bölgeleridir. Isı transferindeki iyileşme sonuçları, ikincil akımlar ve kararsızlığın başlangıcını Gr, Re ve kanal eğim açısının etkilediğini belirlemişlerdir. Termal kararsızlığın başlama anının büyük Gr değerlerinde akıma karşı hareket ettiği tespit edilmiştir.

Weeb, Ramadhyani, içerisine ayırık nizamda kanatçıklar yerleştirilmiş paralel plaka kanalda akımı ve ısı transfer özelliklerini incelemişlerdir [9]. Kanalin alt ve üst yüzeyine sabit ısı akısı uygulamışlardır. Akışkan özellikleri sabit kabul edilmiş ve akım laminer kabul edilmiştir. Belirli bir giriş noktasından sonra akımın periyodik tam gelişmiş olduğunu tespit etmişlerdir. Akımın tam gelişmiş rejiminde farklı Reynold, Prandtl sayıları ve farklı geometriler için hesaplamalar yapılmıştır. Isı transferinde önemli iyileşmelerin yüksek Prandtl sayılarında elde edilmiş ve kanal duvarlarındaki iletim ile ısı transferinin önemli rol oynadığı tespit edilmiştir.

Mahaney, Ramadhyani ve Incropera, yatay kanalın alt tarafına dört sıra ısı kaynağı ve kanalın içerisine de akıma paralel kanatçıklar yerleştirilerek karışık taşınım ile ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir [10]. Giriş bölgesinin etkileri, ısıtıcı düzeneğindeki kanal boyunca ve kanal genişliği yönündeki aralıkların etkileri araştırılmıştır. Ayrıca kaldırma kuvveti etkili akımlar da ele alınmıştır. Kaldırma kuvveti etkili akımlar komşu kanatçıklar arasında saatin tersi yönde dönen hücrelere neden olmaktadır. Bunlar kanatçığa bitişik yukarıya doğru ve kanatçıklar arasında

aşağıya doğrudur. Üç boyutlu hız ve sıcaklık alanlarının gelişimi, kanatçık yüzeyindeki ve taban yüzeyindeki yerel Nusselt sayısı dağılımının anlamını açıklamaktadır.

Kelkar ve Patankar, ayırık nizamda yatay kanala kanatçıklar yerleştirilmiş, sabit akışkan özelliği için iki boyutlu laminar akımı ve ısı transferini incelemişlerdir [11]. Alt ve üst plakalar sabit sıcaklıkta tutulmuştur. Gelişmiş akım sonrasında akım ve sıcaklık alanları hemen periyodik hale gelmişlerdir. Hesaplamalar farklı Reynold ve Prandtl sayılarında, farklı geometriler ve farklı kanatçık ısı iletim katsayıları için yapılmıştır. Akımın kanatçıklara çarpması sonucu ısı transferinde iyileşmelere sebep olduğu saptanmıştır. Isı transferinde kayda değer iyileşmeler büyük Prandtl sayılarında da olmuştur. Fakat sürtünme katsayısındaki artış ısı transferindeki artıştan daha yüksek olmuştur.

Maughan ve Incropera, alttan ve üstten üniform olarak ısıtılmış yatay paralel plaka kanalında tam gelişmiş laminar karışık taşınım ile ısı transferini $Pr=0.7$ ve $0 < Ra < 2.5 \times 10^4$ değerleri için sayısal olarak incelemişlerdir [12]. Alt yüzeyde akışkanın hareketi ile Nusselt sayısında önemli bir artış olmaktadır ve Rayleigh sayısının artışı ile artmaktadır. Üst yüzeyin ısıtılması ile bunun tersi durum olduğu gözlenmiş ve ortalama ısı transfer katsayısı ikincil akış nedeniyle azalmaktadır. İkincil akışın, Nusselt sayısında ve enine sıcaklık dağılımında önemli bir değişime sebep olduğu belirtilmiştir. Bu değişim özellikle alt yüzeyde üst yüzeye göre daha fazla olmakta ve bu değişime ısıl plumların neden olduğu söylenmiştir.

Mahaney ve Incropera, dikdörtgen bir kanalda kaldırma kuvveti nedeniyle oluşan ikincil akımların etkisini belirlemek için sonlu farklar metodunu kullanarak sürekli şartlarda genel denklemleri çözmüşlerdir [13]. Üst plaka sınır şartı, Reynolds, Prandtl, Grashof sayılarının ve değişik kanal geometrilerinin ısı transferi ve basınç düşüşü üzerindeki etkilerini sayısal olarak incelemiştir. Bu parametrelerin, tam gelişmiş akış koşullarında dengesizliğin başlangıcına etkisi de araştırılmıştır. Çalışmalar sonucunda kaldırma kuvveti etkili ikincil akımların, boyuna vorteks halkalar ile karakterize edilebileceği bulunmuştur. Başlangıçta vorteks halkaların,

önce dikey duvarda daha sonra ise kanalın enine doğru geliştiği vurgulanmıştır. Prandtl sayısını, Grashof sayısının ve en-yükseklik oranının artışı ile vorteks halkalarının sayısının arttığı tespit edilmiştir. Bu çalışmada ikinci akımların etkisiyle karışık taşınım ile olan ısı transferinin yaklaşık olarak zorlanmış taşınımına göre %275 ve basınç düşüşünün ise %15 arttığı gözlenmiştir.

Incropera, Knox ve Maughan, alttan üniform olarak ısıtılmış yatay dikdörtgenel kanalda hidrodinamik giriş bölgesi ısı şartlarını deneysel olarak karışık taşınım şartlarında ele almışlardır [14]. Akışkan olarak su kullanılmıştır. İletimle ısı kaybını minimum yapmak için direkt ısıtmada 0.05 mm kalınlığında paslanmaz ince çelik kullanılmıştır. Akımın görüntülenmesi sonucunda dört farklı rejimin olduğu ortaya çıkmıştır. Bunlar laminar zorlanmış taşınım, laminar karışık taşınım, karışık taşınım geçişi ve türbülanslı doğal taşınım. Uzunlamasına vortekslerin hızla çoğalmasından dolayı laminar karışık taşınım daha etkindir. Hidrodinamik dengesizlik sonucunda vorteksler dağılmış ve türbülanslı akış sonradan ortaya çıkmıştır. Karışık taşınımın başlangıcını takiben uzunlamasına Nusselt sayısı dağılımı minimum değerler almış ve kaldırma kuvveti etkili ikincil akışların gelişmesinden dolayı sonradan salınımlar ortaya çıkmıştır.

Ostrach, Kamotani, alt plakası ısıtılmış, üst plakası soğutulmuş yatay dikdörtgenel kanalda tam gelişmiş zorlanmış taşınımı deneysel olarak araştırmışlardır [15]. Akışkan olarak hava kullanılmış ve deneyler Reynolds sayısı 100'ün altında, Rayleigh sayısının değeri ise 100 -13500 aralığında yapılmıştır. Isı transfer ölçümleri, uzunlamasına vorteks halkalarının gözükmesiyle ısı transfer katsayısında keskin bir artış olduğunu göstermiştir. Vorteks halkaları tarafından ortaya çıkarılan enlemesine periyodik sıcaklık dağılımları yüksek Rayleigh sayılarında, ikinci tip vorteks halkaları tarafından değiştirilmektedir. Rayleigh sayısı 8000 civarında etkileşimden dolayı düzenli vorteks yapıları gözükmez.

Habchi, Acharya, üzerine bloklar yerleştirilmiş duvarı ısıtılmış ve diğer duvarı adiabatik (asymmetric heating) veya ısıtılmış (symmetric heating) dik kanalda laminar karışık taşınımı sayısal olarak araştırmışlardır [16]. Akışkan olarak hava

kullanılmıştır. Adiyabatik (asymmetric heating) duvar koşulu ve düşük Gr/Re^2 değerlerinde adiyabatik duvar yakınlarında maksimum hızın oluştuğunu sonuçlar göstermiştir. Bu en yüksek hız sınır noktasının Gr/Re^2 değerinin artmasıyla sıcak duvara doğru kaydığı gözlenmiştir. Blok ötesinde ters akımlar oluşmuştur. Bu ters akım bölgesinde sıcaklık değişimleri küçüktür. Blok öncesindeki bölgede ve bloktaki ortalama Nusselt sayısı, Gr/Re^2 değerinin azalmasıyla artmaktadır. Blok ötesinde, ortalama Nusselt sayısı ile Gr/Re^2 değeri yüksek Rayleigh sayısında azalmaktadır. Her iki termal durumda Nusselt sayısı düz kanaldaki Nusselt sayısından daha düşüktür.

Rustum ve Soliman, düzgün boru içerisine uzunlamasına dört tane boru kanatçık yerleştirerek, laminar akım için basınç düşüşü ve ısı transferini deneysel olarak incelemişler ve literatürdeki çalışmalarla karşılaştırmışlardır [17]. Ölçülen değerler, tam gelişmiş sürtünme katsayısı, yerel ve tam gelişmiş Nusselt sayısıdır. Önceki yapılan çalışma sonuçlarıyla, yapmış oldukları çalışmanın sonuçları arasında iyi bir uyum sağlanmıştır. Kanatçıklı borular ısı transferinde doğal taşınım güçlü bir etki yapmaktadır. Rayleigh sayısının azalmasıyla zorlanmış taşınım değerlerine ulaşılmaktadır. İçi kanatçıklı boruların doğal taşınım oluşumunu geciktirmekle birlikte düz borularla karşılaştırıldığında ısı transferinde daha iyi olduğu tespit edilmiştir.

Kennedy ve Zebib, yatay paralel kanalda hidrodinamik giriş bölgesinde yerel ısı kaynakları yerleştirilmiş durumda deneysel ve sayısal bir çalışma yapmışlardır [18]. Lokal ısı kaynakları sabit ısı akıdır ve $Gr=5.4 \times 10^5$, $Re < 100$ için çalışma yapılmıştır. Plaka etrafındaki sıcaklık ölçümlerine dayanarak ısı kaynağına temin edilen gücün yaklaşık %30 kadarı aksel iletimle kaybolduğu tespit edilmiştir. Bununla birlikte $Re=37$ için ısı kaynağının üstünde bir sirkülasyon gözlenmiş ve Reynolds sayısı iki katına çıkarıldığında ise, bu resirkülasyon bölgesi ısı kaynağını geçmiş, akış yönünde sürüklenmiş ve boyuna vorteksler bozulmuştur. Resirkülasyon bölgesi nitelik olarak belirlenmiştir. Bunun nedeni ise sayısal modelde iletim etkileri ihmal edilmiştir. Bu nedenle sayısal sonuçlarla deneysel sonuçlar arasında uyum olduğu söylenemez. Isı kaynağı üst plakaya yerleştirildiğinde resirkülasyon bölgesinin geliştiği sayısal

çalışmada belirlenmiştir. Fakat deneysel çalışma ile bu sonucun uyuşmadığı gözlenmiştir

Sparrow ve Acharya, dik plaka kanatçık için birleşik taşınım-iletim ısı transferi analizi yapmışlardır [19]. Kanatçık için ısı iletim denklemini ve akışkan bölgesinde süreklilik, momentum, enerji denklemlerini aynı anda çözmüşlerdir. Isı transfer katsayısının, geniş bir çalışma aralığı için akım yönünde sürekli artış içinde olmadığını görmüşlerdir. Isı transfer katsayısının öncelikle minimum değerine kadar azaldığı ve aşağıya doğru mesafe arttıkça arttığı görülmüştür. Bu davranışın, duvar akışkan arasındaki sıcaklık farkının artmasıyla artan kaldırma kuvvetinden kaynaklandığı sonucuna varılmıştır.

Sunden, dikdörtgensel kanatçıklardan birleşik ısı transferini karışık taşınım şartlarında sayısal olarak araştırmıştır [20]. Richardson sayısının $0 \leq Gr/Re^2 \leq 2$ aralığında ve taşınım-iletim parametresi $0 \leq (Re)^{1/2} k_f L / k_s b \leq 10$ aralığında çalışmış ve bunlara göre sonuçlar sunmuştur.

Sparrow ve Hsu, kanal alt yüzeyine uzunlamasına yerleştirilmiş kanatçığın uç noktası ile üst yüzey arasındaki bölgede ısı transfer katsayısını belirlemeye çalışmışlardır [21]. Çalışmaları, hidrodinamik ve ısı gelişmiş akım şartlarında yapmışlardır. Akışkan için iki boyutlu süreklilik, momentum, enerji ve kanatçık için iki boyutlu enerji denkleminde sayısal sonuçlar elde etmişlerdir. Kanatçık uç noktası ile üst yüzey arasında ve kanatçığın uç noktasına yakın bölgede kanatçık yüzeyi boyunca ısı transfer katsayıları hesaplanmış ve karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda ısı transfer katsayıları arasında büyük farkın olmadığını tespit etmişlerdir.

Weeb ve Ramadhyani, içerisine ayrıık nizamda kanatçıklar yerleştirilmiş paralel plaka kanalda akımı ve birleşik ısı transferi özelliklerini incelemişlerdir [22]. Kanalın alt ve üst yüzeyine sabit ısı akısı uygulamışlardır. Akışkan özelliklerinin sabit ve akımın laminar olduğu kabul edilmiştir. Belirli bir giriş noktasından sonra akımın periyodik tam gelişmiş olduğunu tespit etmişlerdir. Akımın tam gelişmiş rejiminde farklı Reynold, Prandtl sayıları ve farklı geometriler için hesaplamalar yapılmıştır. Isı

transferinde önemli iyileşmeler yüksek Prandtl sayılarında görülmüştür. Kanal duvarlarındaki iletim ile ısı transferinin önemli rol oynadığı tespit edilmiştir.

Sunden, dikdörtgensel kanatçıklarda birleşik ısı transferini sayısal olarak incelemiştir [23]. Yapılan bu çalışmada, üç farklı Prandtl sayısı 0,021, 0,7, 5 ve taşınım-iletim parametresinin (CCP) $0 \leq (Re)^{1/2} k_f L / k_s b \leq 5$ aralığında çalışılmıştır. Sonuçlar hem CCP'nin ve hem de Prandtl sayısının etkili olduğunu göstermiştir. Çalışma sonucunda uygun kanatçık yaklaşımı durumunda kanatçık veriminde sonuçların uyumlu olduğunu fakat sıcaklık değişimi ve ısı akısı dağılımı için uygun olmadığı sonucuna varmışlardır.

Choi ve Kim, dikdörtgen kanalda birleşik ısı transferini karışık taşınım şartlarında üç boyutlu ve sayısal olarak incelemişlerdir [24]. Çalışmalar $Gr=7,8789 \times 10^7$, $0,126 \leq Re \leq 1260$ arasında, ısı iletim katsayısı $1 \leq K=k_f / k_s \leq 100$ arasında ve Prandtl sayısı 0,71 değeri için yapılmıştır. Isı transferinde katı yüzeyin ısı iletkenliği önemli bir rol oynamıştır.

Gordon N.Ellison, kanal taban yüzeyinden ve kanatçık yüzeyinden ışınila olan ısı transfer miktarını belirleyebilmek için gri cisim şekil faktörü hesabını yapmıştır [25]. Yapılan bu çalışmada ısı kaynağı gri, difüz ve opak yüzey olarak kabul edilmiştir. Kanatçık yüzey sıcaklığı ile taban yüzey sıcaklığının eşit ve yüzey sıcaklıklarının da üniform olduğu kabul edilmiştir. Sonuçlar, farklı kanatçık yüksekliği (H), kanatçık uzunluğu (L) , kanatçıklar arası mesafe (S) ve yayıcılık ($\epsilon = 0,1-1.0$) (emissitivity) değerleri için elde edilmiş ve grafik halinde sunulmuştur.

Naik, Probert ve Wood, örtülü kanatçık dizilerinden doğal taşınım ile ısı transferinin araştırılması amacıyla yapılmış olan diğer bir deneysel çalışmada, yatay bir plaka üzerine dikey olarak yerleştirilmiş ve yatay vaziyetteki yalıtılmış bir örtü ile etrafi çevrilmiş olan kanatçık dizilerinden sürekli şartlarda doğal taşınım ile ısı transferi deneysel olarak incelemiştir [26]. Deneylerde, duraluminyum olarak adlandırılan alüminyum alaşımlı bir malzemeden yapılmış olan kanatçık dizisi kullanılmıştır. Deneyler, tek bir kanatçık uzunluğu (L=250 mm), üç farklı kanatçık yüksekliği

($H=32$ mm, $H=60$ mm ve $H=90$ mm), üç farklı boşluk parametresi ($C=0$, $C=0.5$ ve $C=1.0$) ve çeşitli kanatçık aralıkları için yapılmıştır. Deneyler sonucunda, kanatçık yüksekliğinin ve boşluk parametresinin bütün değerleri için sürekli şartlarda maksimum ısı transferinin, kanatçık aralığına bağlı olarak elde edilebileceği ve kanatçıklarla ortam havası arasındaki sabit bir sıcaklık farkı için sürekli şartlarda en yüksek ısı transferinin ve en küçük optimum kanatçık aralığının, boşluk parametresinin sıfırdan bire doğru artması ile elde edildiği sonucuna ulaşılmıştır. Kanatçık yüksekliğindeki artışın da ısı transferini arttırdığı gözlemlenmiştir. Bununla birlikte, kanatçık dizilerinden ısı transferini arttırmak amacıyla kanatçık yüksekliğini arttırmak yerine maksimum boşluk parametresi değerini kullanmanın daha az malzeme gerektirdiği için daha çok tercih edilen bir kanatçık konfigürasyonu olduğu belirtilmiştir.

M.Mobedi ve H.Yüncü, yatay plaka üzerine yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli kanatçık dizilerinden sürekli şartlarda doğal taşınım ile ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir [27]. Yapılan bu çalışmada, kanatçık dizileri arasında oluşan akış modeli incelenmiş ve incelemeler sonucunda iki tip akış olduğu gözlenmiştir. Küçük kanatçık aralıklarında, havanın yatay plaka üzerine yerleştirilmiş kanatçık dizlerinin oluşturduğu kanala sadece uç kısımlarından girdiği, kanatçık aralığının büyük olması durumunda ise havanın uç kısımlara ilave olarak kanatçıkların orta kısmından da kanala girdiği ve taban yüzeye çarptıktan sonra dönüp, kanatçık yüzeyi boyunca yukarı doğru çıkarak kanalı terk ettiği gözlenmiştir. Kanal boyunca oluşan sınır tabakası şeklinin ısı tranfer katsayısının kanatçık uzunluğuyla azalması üzerinde önemli etkisi olduğu belirtilmiştir. Kanatçıklar arası mesafenin artması, sınır tabaka engelini geciktirdiği ve kanatçıkların orta kısmından soğuk havanın girmesine sebep olduğu ve bunun sonucunda da ısı transfer katsayısının arttığını belirlemişlerdir. Kanatçık uzunluğunun, kanatçık yüksekliğinin ve kanatçıklar arası mesafenin akış modeli ve ısı transferine etkilerinin araştırılması sonucunda, akış alanının oldukça karmaşık olduğu sonucuna varılmıştır. Geometrik parametrelerin tek başlarına ısı transferi etkilerini tanımlamanın zor olduğu ve birlikte düşünülmesi gerektiğini belirtmişlerdir.

A.Güvenç ve H.Yüncü, dikey bir plaka üzerine yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli kanatçık dizilerinden doğal taşınım ile ısı transferi deneysel olarak araştırılmıştır [28]. Bu çalışmada, kanatçık uzunluğu ve kanatçık kalınlığı sabit tutulmuş, kanatçıklar arası mesafenin ve kanatçık yüksekliğinin ısı transferi üzerine etkileri araştırılmıştır. Isı transferinin artırılması konusunda en önemli parametrenin kanatçık arası mesafe olduğunu belirtmişlerdir. Isı transferini arttırmak için kanatçıklar arası mesafenin yanı sıra kanatçık yüksekliğinin ve kanatçık tabanı ile ortam havası arasındaki sıcaklık farkı ile arttığı belirtilmiştir. Küçük kanatçıklar arası mesafede, kanatçıkların akışta dirence neden olduğu ve belirli bir noktadan sonra ısı transferini azaltmaya başladığı belirtilmiş ve maksimum ısı transferi elde etmek için kanatçıklar arası mesafenin optimum bir değerde olması gerektiği belirtilmiştir.

C.W.Leung ve S.D.Probert, sürekli şartlarda ve sabit yüzey sıcaklığında, yatay bir plaka üzerine yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli kanatçık dizilerinden doğal taşınım ile ısı transferine kanatçık uzunluğunun etkilerini deneysel olarak araştırmışlardır [29]. Yapılan deneylerde kanatçık kalınlığı ve kanatçık yüksekliği sabit tutulmuştur. Kanatçık uzunluğu 247 mm ile 319 mm arasında maksimum ısı transferi elde etmişlerdir. Kanatçık uzunluğunun büyük olması durumunda, kanatçık ucundan kanala giren soğuk akışkan, kanatçığın orta noktasına kadar ilerleyememekte ve kaldırma kuvvetinin etkisiyle geri dönmektedir. Sonuç olarak soğuk akışkanın sirkülasyonu sağlanamadığından kanatçık uzunluğunun artmasıyla ısı transferinin azaldığını belirlemişlerdir.

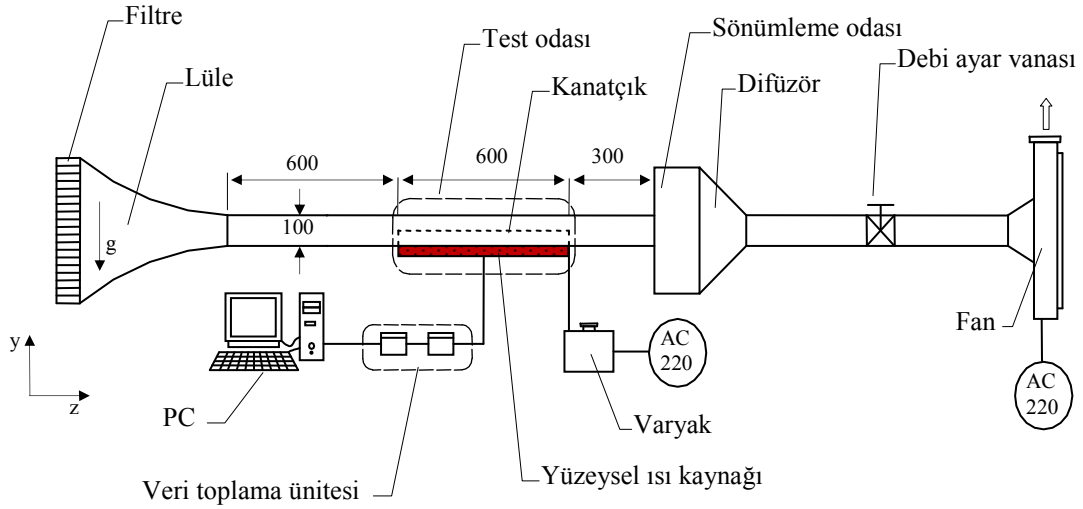
Saad A. El-Sayed ve arkadaşları, $24648 < Re_L < 189462$ akış durumunda, yatay kanal içerisine akıma paralel dikdörtgensel kanatçıklar yerleştirilmiş kanatçık dizilerinden ısı transferini deneysel olarak araştırmışlardır [30]. Deneylerde, kanatçıklar arası mesafenin, kanatçık yüksekliğinin, kanatçık kalınlığının ve Reynolds sayısının ısı transferine etkilerini iki farklı örtü durumunda araştırmışlardır. Deneyler sonucunda Nusselt sayısının, kanatçıklar arası mesafenin, kanatçık kalınlığının ve Reynolds sayısının artmasıyla birlikte arttığını tespit etmişlerdir. Küçük kanatçık yüksekliği durumunda, kanatçıkların oluşturduğu kanal içerisindeki akışkanın kanal bölgesinden dışarıya doğru çıktığını dolayısıyla akışkanın kütleli debisinin azaldığını, akışın

gözlenmesiyle tespit etmişlerdir. Ayrıca kanatçık yüksekliğinin artırılmasıyla bunun önlenemediğini gözlemlemişlerdir.

H.Yüncü ve G.Anbar, yatay plaka üzerine yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli kanatçık dizilerinden sürekli şartlarda doğal taşınım ile ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir [31]. Kanatçık uzunluğu ve kanatçık kalınlığı sabit tutularak, kanatçıklar arası mesafenin, kanatçık yüksekliğinin ve taban yüzeyi ile ortam sıcaklığı farkının doğal taşınım ile ısı transferine etkilerini araştırmışlardır. Yapılan bu çalışma sonucunda ısı transferinin kanatçıklar arası mesafeye, kanatçık yüksekliğine ve taban yüzeyi ile ortam sıcaklığı arasındaki farka bağlı olduğunu tespit etmişlerdir. Isı transferinin, önce kanatçık aralığının artmasıyla arttığı ve bir maksimuma ulaştıktan sonra azaldığını belirlemişlerdir. Maksimum ısı transferinin olduğu kanatçık aralığına optimum kanatçık aralığı demişlerdir. Optimum kanatçık aralığına, taban yüzeyi ile ortam sıcaklığı arasındaki farkının etkisinin önemli bir etkisinin olmadığını, optimum kanatçık aralığına kanatçık yüksekliğinin önemli bir etkisinin olduğunu tespit etmişlerdir. Kanatçık yüksekliğinin artmasıyla optimum kanatçık aralığının azaldığını belirlemişlerdir.

3. DENEYSEL YÖNTEM

Laminar karışık taşınım şartlarında, akıma paralel kanatçıklar yerleştirilmiş kapalı kanallarda ısı transferinin deneysel incelenmesi için Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makina mühendisliği Termodinamik anabilim dalı'nda başlatılan çalışmalar¹ kapsamında bir deney düzeneği kurulmuştur. Bu bölümde, kurulan deney düzeneği ve deneysel çalışmanın nasıl yapıldığı ile ilgili bilgiler ayrıntılı bir şekilde sunulmuştur.



Şekil 3.1. Deney düzeneğinin şematik görünümü (ölçüler mm'dir.)

3.1. Deney Düzeniği ve Özellikleri

Laminar karışık taşınım şartlarında, akıma paralel kanatçıklar yerleştirilmiş kapalı kanallarda ısı transferinin deneysel incelenmesi için kurulan deney düzeneğinin şematik görünümü Şekil 3.1' de görülmektedir. Boyutsuz sayıların (Re , Gr^*) belirlenmesinde deney düzeneğinin boyutları, ısı transferinin üç farklı taşınım ile ısı

¹ BİLİMSEL ARAŞTIRMA PROJESİ-06/2003-30

transferi (doğal, karışık ve zorlanmış taşınım) durumunda incelenebilmesi dikkate alınmıştır. Şekil 3.1 'de görüldüğü gibi deney düzeneği, 130 W gücünde 1400 d/d hızında ve 750 m³/h kapasiteye sahip AC bir fan, akış düzeltici filtre ve lülenin bulunduğu akım düzenleyici, bakır plakanın, kanatçıkların, yüzeysel ısıtıcı kaynağı ve sıcaklıkların ölçümünde kullanılan çok sayıda ısıl çiftin bulunduğu test odası, sönümleme odası, debi ayar vanası, sıcaklıkların ölçülüp bilgisayar hafızasında depolanmasını sağlayan veri toplama sistemi ve yüzeysel ısıtıcı kaynağına verilen voltajın ayarlanmasında kullanılan varyaktan oluşmaktadır. Deney düzeneğinde plexiglass malzemeden yapılan kanalın genişliği 300 mm, yüksekliği ise 100 mm'dir. Kanalın ısıtılmayan giriş bölümü 600 mm, bakır plakanın ve kanatçıkların bulunduğu ısıtılan bölümü 600 mm ve ısıtılmayan çıkış bölümü ise 300 mm'dir. Resim 3.1, Resim 3.2 ve Resim 3.3'te, kurulan deney düzeneğinin farklı yönlerden çekilmiş fotoğrafları görülmektedir.



Resim 3.1. Deney düzeneğinin fotoğrafları (I) [34]



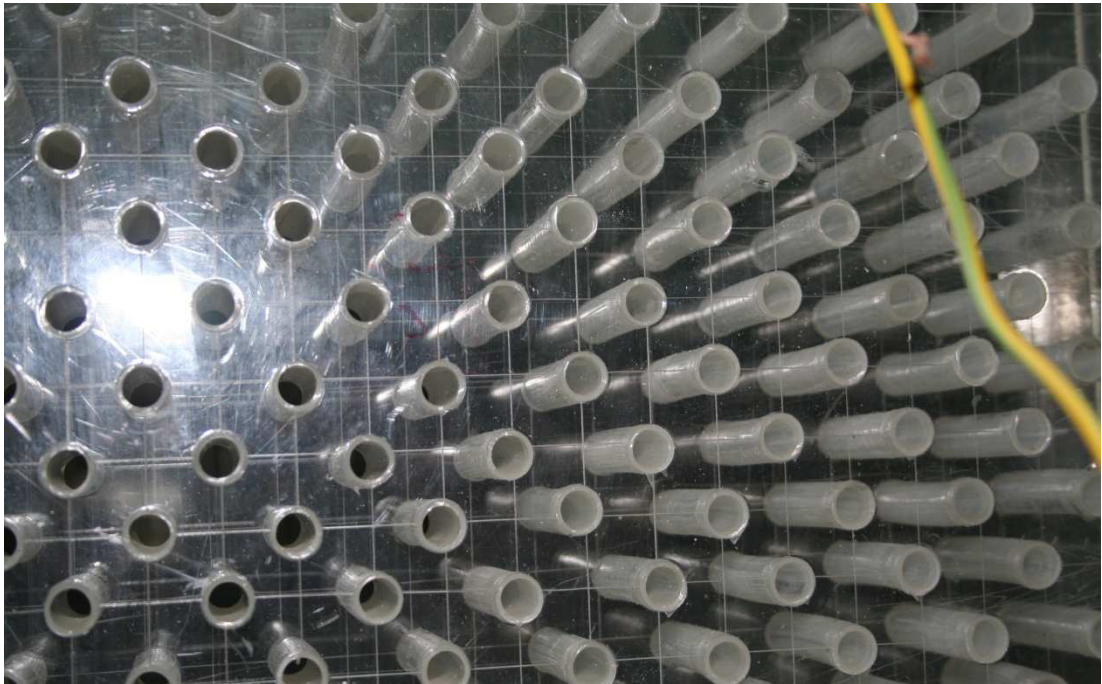
Resim 3.2. Deney düzeneğinin fotoğrafları (II) [34]



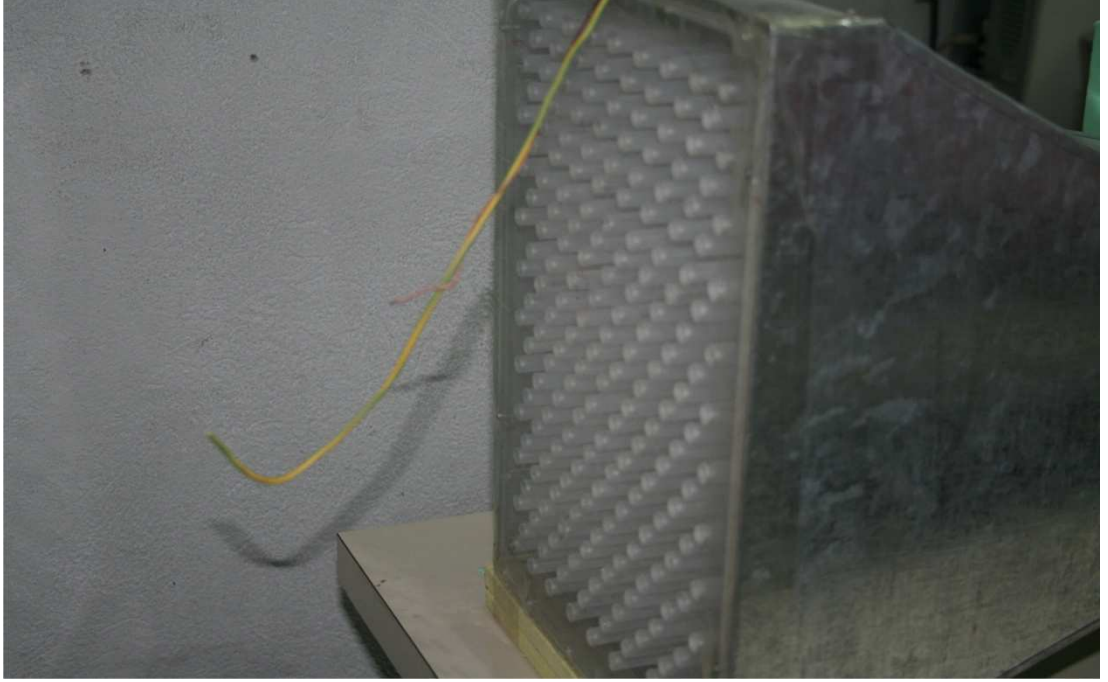
Resim 3.3. Deney düzeneğinin fotoğrafları (III) [34]

3.1.1. Akım düzenleyici

Kanal girişinde, üniform bir akış sağlamak amacıyla Resim 3.4’de görülen akım düzenleyici kanal girişine yerleştirilmiştir. Burada fan ile emilen akışkan, akım düzenleyici sayesinde düzgün bir akış çizgisine sahip olmakta ve böylece kanal girişinde hız profilinin üniform olması sağlamaktadır. Akım düzenleyici, akış düzeltici ve lüleden oluşmaktadır. Akım düzenleyicinin ilk parçası giriş kısmında bulunan akış düzelticidir. Akış düzeltici, 5 mm çapında ve 50 mm uzunluğunda çok fazla sayıda borunun, iki plexiglass plaka arasına yerleştirilmesiyle elde edilmiştir. Akış düzeltici, hem kanal girişinde üniform hız profili sağlamak, hem de akım düzenleyiciye giren akışkanın sahip olduğu vorteksleri en aza indirmek amacıyla kullanılmıştır. Akımı düzenleyici parçalardan bir diğeri de lüledir.



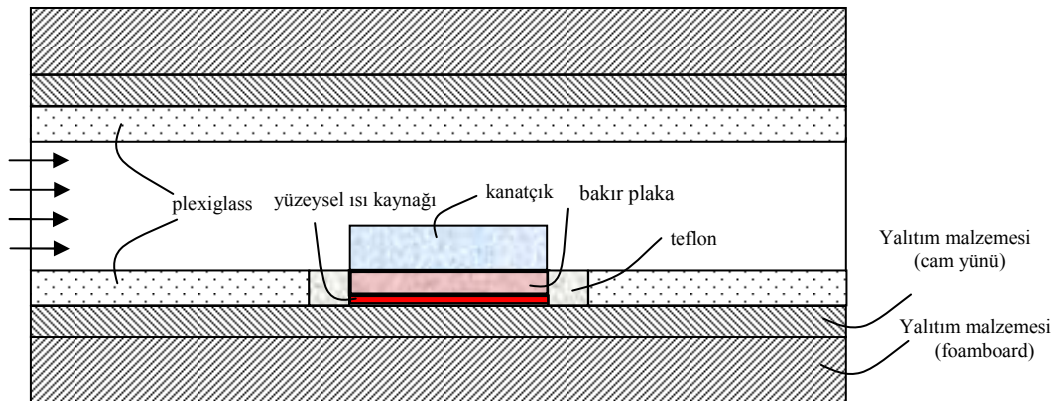
Resim 3.4. Akım düzenleyicinin farklı yönlerden çekilmiş fotoğrafları (I) [34]



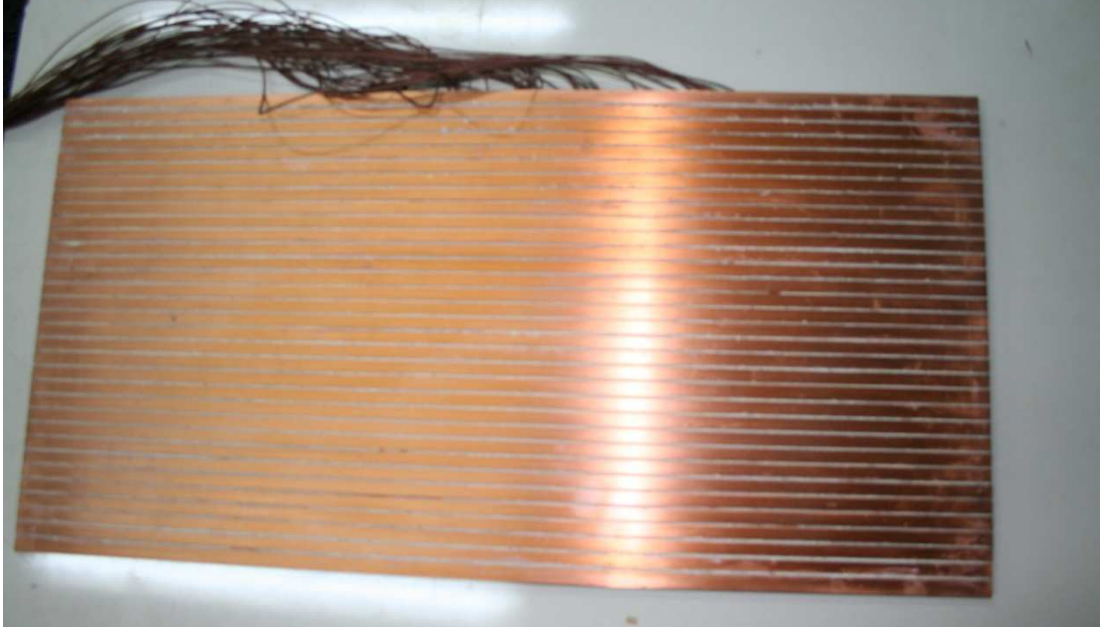
Resim 3.5. Akım düzenleyicinin farklı yönlerden çekilmiş fotoğrafları (II) [34]

3.1.2. Test odası

Test odası, bakır plakanın, alüminyum kanatçıkların, yüzeysel ısı kaynağının, ısı çiftlerinin bulunduğu ve sıcaklık ölçümlerinin yapıldığı bölümdür.



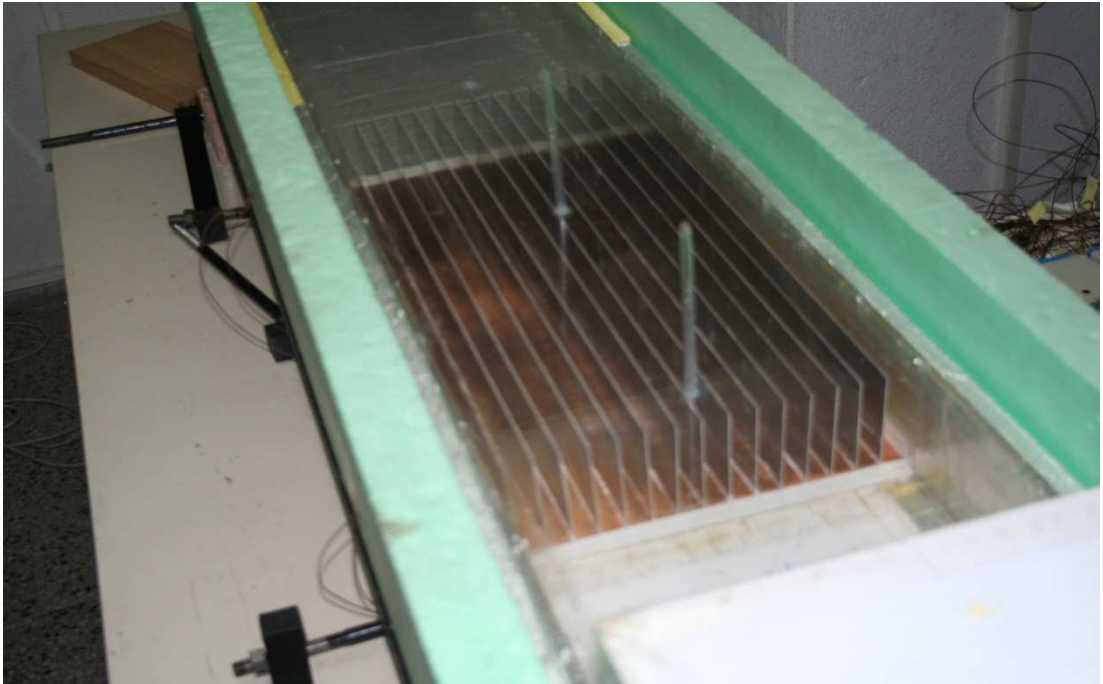
Şekil 3.2. Test odası



Resim 3.6. Kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm olan deneyde kullanılmış bakır plaka [34]

Test odasının şematik görünümü Şekil 3.2’de görüldüğü gibidir. Test odası, 5x300x600 mm boyutlarında bakır plaka, 1 mm kalınlığında 600 mm uzunluğunda alüminyum kanatçıklar, yüzeysel ısı kaynağı, yalıtım malzemeleri, plexiglas levhalar ve ısıl çiftlerden oluşmaktadır. Resim 3.6’da, deneyde kullanılmış kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm olan bir bakır plaka görülmektedir. Alüminyum kanatçıkların bakır plaka üzerine monte edilmesi için Resim 3.6’da da görüldüğü gibi, bakır plaka üzerinde 1mm genişliğinde, 2,5 mm derinliğinde plaka boyunca kanallar açılmıştır. Kanatçıklar, bakır plaka üzerine açılan kanallara monte edilmiş ve bu şekilde kanatçıkların düzgün olması sağlanmıştır. Bakır plaka ve kanatçıklar arasında verimli bir ısı transferinin olması için kanatçıklar ile bakır plaka yüzeyleri arasında havanın kalmaması gerekir. Bunun için kanatçıklar, bakır plaka üzerine monte edilmeden önce bakır plaka üzerinde açılan bu kanallar termal macun ile doldurulmuştur. Daha sonra bakır plaka üzerindeki kanallara kanatçıklar monte edilmiştir. Bu sayede bakır plaka ile kanatçıklar arasında verimli bir ısı transferinin olmasına çalışılmıştır. Resim 3.7’de kanal içerisinde bakır plaka üzerine monte edilmiş alüminyum kanatçıklar ve bakır plaka görülmektedir. Bakır plaka yüzeyleri, ısınım ile olan ısı kayıplarını minimuma indirmek için parlatılmıştır. Ayrıca akışın üniformluğunu

bozacak bakır plaka yüzeyindeki pürüzlerin giderilmesi için bakır plaka yüzeyleri zımpara ile temizlenmiştir. Bakır plakanın akışkanla temasta olan yüzey sıcaklığını ölçmek için toplam 47 tane T tipi copper constantan ısıl çift bakır plakaya monte edilmiştir. Isıl çiftlerin yerleştirilmesi için bakır plaka delinmiş ve ısıl çiftler yüzeye çok yakın bir mesafede bakır plakaya tutturulmuştur. Sıcaklık ölçümleri, ana akım yönünde ve plaka genişliği yönünde yapılmıştır.



Resim 3.7. Kanal içerisinde bakır plaka ve alüminyum kanatçıklar [34]

Bakır plakanın ısınmasıyla, plexiglass kanalın (bakır plakayla teması olan yüzeyler için) şekil değiştirmesi veya erimesini önlemek için yüksek sıcaklıklara dayanıklı saf teflon ($k=0,25$ W/mK) malzemeye bakır plaka, çerçeveye alınmıştır. Bakır plakanın ısıtılması için plaka altına yüzeysel ısı kaynağı yerleştirilmiştir. Yüzeysel ısı kaynağı 300x600 mm boyutlarındadır. Yüzeysel ısı kaynağına verilecek gerilimi ayarlamak için varyak kullanılmıştır. Bu sayede istenilen voltajlarda çalışmak mümkün olmuştur. Test odasının ve kanalın bütün yüzeylerinin yalıtımı için Resim 3.4'te görüldüğü gibi 15 mm kalınlığında bir yüzü folyolu 250°C sıcaklığa kadar dayanıklı cam yünü yalıtım malzemesi ($k=0,048$ W/mK), onun üstünde ise 50 mm kalınlığında 75°C sıcaklığa kadar dayanıklı foamboard yalıtım malzemesi ($k=0,028$ W/mK)

kullanılmıştır. Kanal içerisindeki akışın üniform yapısının bozulmaması için kanalın yapılması aşamasında kanalın düzlemselliği, paralelliği ve pürüzsüzlüğü dikkate alınmıştır. Aksi takdirde akışın üniform yapısı bozularak akış içerisinde girdaplar oluşabilir ve sonuçta ısı transfer hesaplarının yanlış olmasına neden olabilir.

3.1.3. Sönümleme odası

Fan tarafından emilen akışkanın homojen ve üniform olmasını sağlamak amacıyla deney düzeneğinde, kanal çıkışında sönümleme odası olarak tanımlanan bir bölüm bulunmaktadır. Sönümleme odası 3 mm kalınlığında fiberglass malzemeden yapılmıştır. Ayrıca sönümleme odasındaki akışkanın fan tarafından daha iyi emilebilmesi için sönümleme odasının arkasına birde difüzör yerleştirilmiştir.

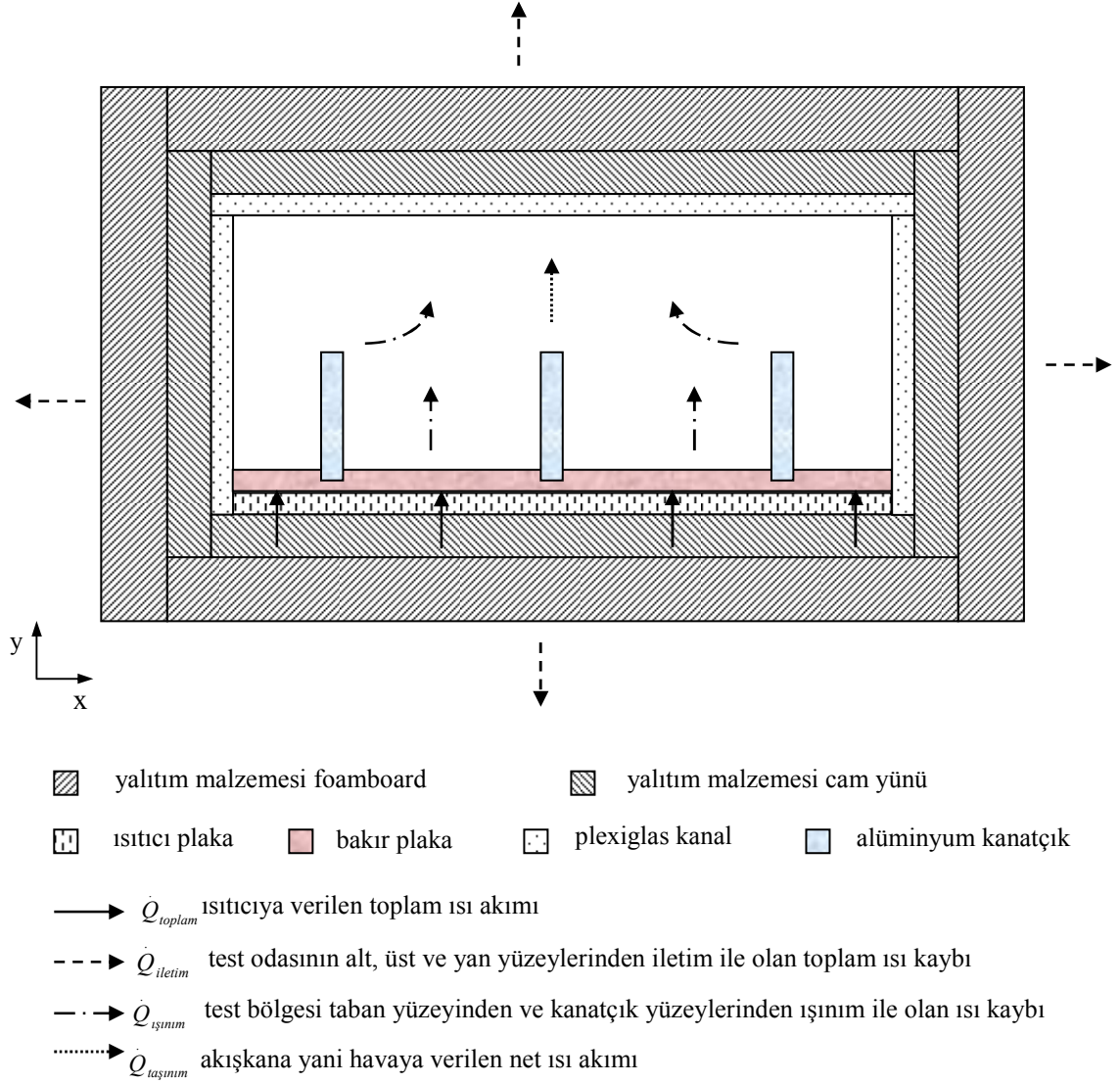
3.2. Verilerin Değerlendirilmesi ve Isıl Analiz

Deneylerde ölçülen büyüklükler, sıcaklık, hız, voltaj ve akım değerleridir. Hız ölçümleri, ölçüm aralığı 0-30 m/sn, hız ölçüm hassasiyeti $\pm 0,015$ m/sn olan hot-wire bir thermoanemometre ile yapılmıştır. Sıcaklık ölçümleri için iki adet 32 kanallı veri toplama ünitesi kullanılmıştır. Deney süresince her 15 saniyede bir sıcaklık ölçümleri yapılmış ve sıcaklık değerleri bilgisayara aktarılmıştır. Akım ve voltaj değerleri voltmetre ile ölçülmüştür. Sistem sürekli şartlara ulaştıktan sonra ölçülen büyüklükler ısı analizinde kullanılmıştır. Bu büyüklükler kullanılarak ısı analizi aşağıdaki gibi yapılmıştır. Şekil 3.3'te verilen, kanal test bölgesinde enerji dengesi yazılarak, taşınım ile akışkana verilen ısı akısı miktarı Eş. 3.1'deki gibi hesaplanmıştır.

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

Burada, $\dot{Q}_{\text{toplam}}$ ısıtıcının çektiği toplam gücü, $\dot{Q}_{\text{taşınım}}$ akışkana yani havaya verilen net ısı akımını, $\dot{Q}_{\text{iletim}}$ test odasının alt, üst ve yan yüzeylerinden iletim ile olan

toplam ısı kaybını ve $\dot{Q}_{ışınım}$ ise test bölgesi taban yüzeyinden ve kanatçık yüzeylerinden ışıınım ile olan ısı kaybını göstermektedir.



Şekil 3.3. Kanal test bölgesinde enerji dengesi

Isıtıcının çektiği toplam güç, ısıtıcıya verilen voltaj V (Volt) ve akımın (Amper) çarpımına eşittir.

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

Test odasının alt, üst ve yan yüzeylerinden iletim ile ısı kayıpları meydana gelmektedir. Bu ısı kaybını belirlemek amacıyla yalıtım malzemesinin iç ve dış yüzeylerin sıcaklıklarını ölçmek için ısı çiftleri yerleştirilmiştir. Her bir yüzey için yalıtım malzemesinin iç ve dış yüzeyine ikişer adet, toplam dört adet ısı çifti yerleştirilmiştir. İletim yoluyla kaybolan ısı transfer miktarının hesabında, yalıtım malzemesinin iç ve dış yüzeylerinde sıcaklık dağılımının üniform ve ısı transferinin tek boyutlu olduğu kabul edilmiştir. Böylece test odasından dış ortama iletim ile olan ısı transferi aşağıdaki Eş. 3.3'deki gibi hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{iletim} = k_{yalitim} A_{yalitim} \frac{T_{du} - T_{ic}}{L_{yalitim}} \quad (3.3)$$

Burada, $k_{yalitim}$, $A_{yalitim}$ ve $L_{yalitim}$ sırasıyla yalıtım malzemesinin ısı iletim katsayısı, ısı transfer alanı ve yalıtım malzemesinin kalınlığını göstermektedir. $T_{dış}$ ve $T_{iç}$ ise yalıtım malzemesinin dış ve iç yüzey sıcaklığını göstermektedir.

Işınım ile olan ısı kaybını belirlemek için, kanatçık ve bakır plaka yüzeyi gri, difüz ve opak yüzeyler kabul edilmiştir. Ayrıca kanatçık yüzey sıcaklığı ve bakır plaka yüzey sıcaklığı, ısı iletim ile olan ısı kaybı hesabında eşit kabul edilmiştir. Işınım ile olan ısı transferi aşağıdaki Eş. 3.4'deki gibi hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{ışınım} = F \sigma A_R (T_w^4 - T_b^4) \quad (3.4)$$

Burada F gri cisim şekil faktörü, A_R ısı iletim alanı, σ Stephan-Boltzman katsayısı, T_w ortalama bakır plaka yüzey sıcaklığı ve T_b ise ortalama akışkan sıcaklığını temsil etmektedir. Şekil faktörü F , Ek-1'de verilen yöntemle belirlenmiştir.

Bakır plaka ve alüminyum kanatçığın yayıcılık oranları Türkiye Elektrik İşleri Etüt İdaresinde ölçülmüş ve sırasıyla 0,05 ve 0,04 bulunmuştur. Deneylerden elde edilen

sonuçlara göre, ışınlama ile olan maksimum ısı kaybının, ısıtıcıya verilen toplam ısı akımının % 6'sını geçmediği belirlenmiştir. Maksimum toplam ısı kayıplarının ise ısıtıcıya verilen toplam ısı akımının 11 %'ini geçmediği belirlenmiştir.

Çalışmada kullanılan boyutsuz sayılar aşağıda açıklanmıştır. Ortalama ısı transfer katsayısı h_{av} , Eş. 3.5 ve Eş. 3.6'da verilmiştir.

$$h_{av} = \frac{\dot{Q}_{taşınım}}{A_b(T_w - T_{in})} \quad (3.5)$$

$$h_{av-top} = \frac{\dot{Q}_{taşınım}}{A_T(T_w - T_{in})} \quad (3.6)$$

Burada $\dot{Q}_{taşınım}$, akışkana verilen net ısı akımını, A_b bakır plaka yüzey alanını, A_T ise toplam kanatçık ve bakır plaka yüzey alanını göstermektedir. T_w bakır plakanın ortalama yüzey sıcaklığını ve T_{in} ise kanala giren akışkan sıcaklığını temsil eder.

Ortalama Nusselt sayısı Nu , Eş. 3.7'da verilmiştir

$$Nu_{av} = \frac{h_{av} D_h}{k_a} \quad (3.7)$$

Yerel Nusselt sayısı Nu_z , ise

$$Nu_z = \frac{\dot{Q}_{taşınım} D_h}{A_b(T_{wz} - T_{in})k_a} \quad (3.8)$$

Eş. 3.8'de verilmiştir Burada T_{wz} yerel bakır plaka yüzey sıcaklığını, D_h kanal hidrolik çapı ve k_a akışkanın (havanın) ısı iletim katsayısını göstermektedir.

Reynolds sayısı Re ,

$$Re = \frac{w_0 D_h}{\nu} \quad (3.9)$$

olup burada, ν akışkanın kinematik viskozitesi, w_0 akışkanın z yönündeki ortalama hızını göstermektedir. Grashof sayısı Gr , Eş.3.10'da gibi tanımlanmıştır.

$$Gr = \frac{g\beta(T_w - T_{in})D_h^3}{\nu^2} \quad (3.10)$$

Uyarlanmış Grashof sayısı Gr^* , ise Eş. 3.11'deki tanımlanmıştır.

$$Gr^* = \frac{g\beta \dot{Q}_{taşınım} D_h^4}{A_b k_a \nu^2} \quad (3.11)$$

Burada g yerçekimi ivmesini, β ısı genleşme katsayısı $\dot{Q}_{taşınım}$ akışkana verilen ısı akımını, ν ve k sırasıyla akışkanın kinematik viskozitesi ve ısı iletim katsayısını göstermektedir.

Richardson sayısı Ri , Eş.3.12'de verilmiştir.

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (3.12)$$

Boyutsuz alt duvar sıcaklığı θ_b ise Eş.3.13'de verilmiştir.

$$\theta_b = \frac{T_{wz} - T_{in}}{T_{wz \max} - T_{in}} \quad (3.13)$$

Burada T_{wz} yerel bakır plaka yüzey sıcaklığı, $T_{wz \max}$ maksimum yerel bakır plaka yüzey sıcaklığı ve T_{in} ise kanala giren akışkan sıcaklığını göstermektedir.

Kanatçık verimi η

$$\eta = \frac{T_f - T_{in}}{T_{fb} - T_{in}} \quad (3.14)$$

olarak tanımlanmıştır. T_f ortalama kanatçık sıcaklığı, T_{fb} ortalama kanatçık taban sıcaklığı ve T_{in} kanala giren akışkan sıcaklığını göstermektedir.

Kullanılan akışkan özellikleri, ortalama bakır plaka yüzey sıcaklığı ile kanala giren akışkan sıcaklığının ortalama değerinde $(T_w + T_{in})/2$ tablolardan alınmıştır [32]. Yapılan deneylerde, kanal içindeki akış yaklaşık 8 saat sonra sürekli hale gelmektedir. Bakır plakaya yerleştirilen ısı çiftlerinden okunan sıcaklık değerlerinin 3 saat boyunca arttığı, 3 saat sonunda sıcaklık artışının azaldığı ve 7-8 saat sonunda ise sıcaklık değişiminin olmadığı yani akının sürekli hale geldiği gözlenmiştir.

3.3. Hata Analizi

Deneyisel çalışmaların hata güvenilirlik sınırlarını belirleyen hata analizlerinin literatürde büyük önemi vardır. Deneyisel çalışma yapılırken ölçüm cihazlarından, fiziksel boyut ve kalibrasyon gibi değişik sebeplerden dolayı bazı yanlış hesaplamalar yapmak mümkündür. Sıcaklık ölçüm hataları, ısı elemanların bağlantıları ve kalibrasyonu ile ölçüm cihazındaki hatalardan kaynaklanmaktadır. Bu nedenle yapılan her deneyde mutlaka bir hata miktarı söz konusudur. Burada önemli olan, gerekli parametrelerin ölçümünde kabul edilebilir hata oranını tespit etmek, uygun ölçü aletlerini kullanmak ve doğru ölçüm yapabilmektir.

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

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

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

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} W_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} W_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} W_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.15)$$

şeklinde ifade edilir [33].

Eş 3.15’de verilen W terimi bağımsız değişkenlerdeki mutlak belirsizliği temsil etmektedir. Yapılan bu çalışmada deneysel hata miktarı bu şekilde hesaplanmıştır. Yapılan hata analizinin detayları Ek-2’de ve hata analizi ile ilgili örnek bir hesaplama da Ek-3’de verilmiştir. Yukarıda anlatılan yöntemle hesaplamalar yapılmış ve sonuçlar Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Değişkenlerin hata oranları

Değişken	Aralık	Hata oranı (%)
Isıtıcıya verilen toplam ısı akımı, Q_{top}	4-137 W	2,8 %
İletim ile kaybolan ısı akımı, Q_{iletim}	0,25-7,5 W	13,8 %
Işınım ile kaybolan ısı akımı, $Q_{ışınım}$	0,5-9,5 W	13,8 %
Akışkana verilen toplam ısı akımı, $Q_{taşınım}$	3,4-120 W	3,2 %
Isı transfer katsayısı, h	4-39 W/m ² °C	6,3 %
Nusselt sayısı, Nu	21-215	6,4 %
Grashof sayısı, Gr	$3,7 \times 10^5$ - $1,97 \times 10^7$	6,3 %
Uyarlanmış Grashof sayısı, Gr^*	$4,17 \times 10^7$ - $1,3 \times 10^9$	4,6 %
Reynolds sayısı, Re	250-2300	2,5 %
Richardson sayısı, Ri	0,05-342	8,1 %

Yapılan hata analizi sonucunda Çizelge 3.1’de görüldüğü gibi ısı transfer katsayısının hesaplanmasında 6,3 %, Nusselt sayısının hesaplanmasında 6,4 %, Grashof sayısının hesaplamasında 6,3 %, uyarlanmış Grashof sayısının hesaplanmasında 4,6 %, Reynolds sayısının hesaplanmasında 2,5 % ve Richardson sayısının hesaplanmasında ise 8,1 % hata oranının olduğu belirlenmiştir.

3.4. Deneysel Çalışma Programı

Bu çalışmada yapılan deneylerle ilgili parametrik değerler tamamı Çizelge 3.2’de verilmektedir.

Çizelge 3.2. Deneysel çalışma programı

Kanal yüksekliği H (mm)	Boşluk parametresi $C=c/H_f$	Kanatçık yüksekliği H_f (mm)	Kanatçıklar arası mesafe S (mm)	Reynolds sayısı Re	Uyarlanmış Grashof sayısı Gr^*	Richardson sayısı $Ri=Gr/Re^2$
100	3	25	4	250	5×10^7	32
100	3	25	4	250	3×10^8	122
100	3	25	4	250	5×10^8	251
100	3	25	4	250	8×10^8	249
100	3	25	4	250	1×10^9	271
100	3	25	4	1500	5×10^7	0,6
100	3	25	4	1500	3×10^8	2,9
100	3	25	4	1500	5×10^8	5,8
100	3	25	4	1500	8×10^8	8,1
100	3	25	4	1500	1×10^9	8,3
100	3	25	4	2300	5×10^7	0,2
100	3	25	4	2300	3×10^8	1,3
100	3	25	4	2300	5×10^8	1,9
100	3	25	4	2300	8×10^8	3,1
100	3	25	4	2300	1×10^9	3,3
100	1	50	4	250	5×10^7	26
100	1	50	4	250	3×10^8	128
100	1	50	4	250	5×10^8	259
100	1	50	4	250	8×10^8	342
100	1	50	4	250	1×10^9	278
100	1	50	4	1500	5×10^7	0,4
100	1	50	4	1500	3×10^8	1,9
100	1	50	4	1500	5×10^8	4,1
100	1	50	4	1500	8×10^8	4,6
100	1	50	4	1500	1×10^9	5,4
100	1	50	4	2300	5×10^7	0,15
100	1	50	4	2300	3×10^8	0,56
100	1	50	4	2300	5×10^8	1,18

Çizelge 3.2. (Devamı) Deneysel çalışma programı

Kanal yüksekliği H (mm)	Boşluk parametresi $C=c/H_f$	Kanatçık yüksekliği H_f (mm)	Kanatçıklar arası mesafe S (mm)	Reynolds sayısı Re	Uyarlanmış Grashof sayısı Gr^*	Richardson sayısı $Ri=Gr/Re^2$
100	1	50	4	2300	8×10^8	1,55
100	1	50	4	2300	1×10^9	1,79
100	0,25	80	4	250	5×10^7	15
100	0,25	80	4	250	3×10^8	67
100	0,25	80	4	250	5×10^8	110
100	0,25	80	4	250	8×10^8	227
100	0,25	80	4	250	1×10^9	251
100	0,25	80	4	1500	5×10^7	0,2
100	0,25	80	4	1500	3×10^8	1,0
100	0,25	80	4	1500	5×10^8	1,7
100	0,25	80	4	1500	8×10^8	2,7
100	0,25	80	4	1500	1×10^9	3,3
100	0,25	80	4	2300	5×10^7	0,2
100	0,25	80	4	2300	3×10^8	0,4
100	0,25	80	4	2300	5×10^8	0,5
100	0,25	80	4	2300	8×10^8	0,9
100	0,25	80	4	2300	1×10^9	1,5
100	3	25	8	250	5×10^7	25
100	3	25	8	250	3×10^8	109
100	3	25	8	250	5×10^8	186
100	3	25	8	250	8×10^8	214
100	3	25	8	250	1×10^9	244
100	3	25	8	1500	5×10^7	0,6
100	3	25	8	1500	3×10^8	3,2
100	3	25	8	1500	5×10^8	4,9
100	3	25	8	1500	8×10^8	6,4
100	3	25	8	1500	1×10^9	7,1
100	3	25	8	2300	5×10^7	0,2
100	3	25	8	2300	3×10^8	1,3
100	3	25	8	2300	5×10^8	1,7
100	3	25	8	2300	8×10^8	2,3
100	3	25	8	2300	1×10^9	2,6
100	1	50	8	250	5×10^7	15
100	1	50	8	250	3×10^8	85

Çizelge 3.2. (Devamı) Deneysel çalışma programı

Kanal yüksekliği H (mm)	Boşluk parametresi $C=c/H_f$	Kanatçık yüksekliği H_f (mm)	Kanatçıklar arası mesafe S (mm)	Reynolds sayısı Re	Uyarlanmış Grashof sayısı Gr^*	Richardson sayısı $Ri=Gr/Re^2$
100	1	50	8	250	5×10^8	137
100	1	50	8	250	8×10^8	216
100	1	50	8	250	1×10^9	299
100	1	50	8	1500	5×10^7	0,4
100	1	50	8	1500	3×10^8	2,0
100	1	50	8	1500	5×10^8	3,7
100	1	50	8	1500	8×10^8	4,6
100	1	50	8	1500	1×10^9	5,2
100	1	50	8	2300	5×10^7	0,1
100	1	50	8	2300	3×10^8	0,5
100	1	50	8	2300	5×10^8	1,1
100	1	50	8	2300	8×10^8	1,5
100	1	50	8	2300	1×10^9	1,7
100	0,25	80	8	250	5×10^7	15
100	0,25	80	8	250	3×10^8	76
100	0,25	80	8	250	5×10^8	128
100	0,25	80	8	250	8×10^8	216
100	0,25	80	8	250	1×10^9	243
100	0,25	80	8	1500	5×10^7	0,2
100	0,25	80	8	1500	3×10^8	1,0
100	0,25	80	8	1500	5×10^8	1,7
100	0,25	80	8	1500	8×10^8	2,5
100	0,25	80	8	1500	1×10^9	3,1
100	0,25	80	8	2300	5×10^7	0,1
100	0,25	80	8	2300	3×10^8	0,3
100	0,25	80	8	2300	5×10^8	0,5
100	0,25	80	8	2300	8×10^8	0,8
100	0,25	80	8	2300	1×10^9	1,1
100	3	25	12	250	5×10^7	30
100	3	25	12	250	3×10^8	115
100	3	25	12	250	5×10^8	211
100	3	25	12	250	8×10^8	235
100	3	25	12	250	1×10^9	253
100	3	25	12	1500	5×10^7	0,7

Çizelge 3.2. (Devamı) Deneysel çalışma programı

Kanal yüksekliği H (mm)	Boşluk parametresi $C=c/H_f$	Kanatçık yüksekliği H_f (mm)	Kanatçıklar arası mesafe S (mm)	Reynolds sayısı Re	Uyarlanmış Grashof sayısı Gr^*	Richardson sayısı $Ri=Gr/Re^2$
100	3	25	12	1500	3×10^8	3,5
100	3	25	12	1500	5×10^8	5,0
100	3	25	12	1500	8×10^8	6,3
100	3	25	12	1500	1×10^9	7,3
100	3	25	12	2300	5×10^7	0,2
100	3	25	12	2300	3×10^8	1,3
100	3	25	12	2300	5×10^8	1,8
100	3	25	12	2300	8×10^8	2,4
100	3	25	12	2300	1×10^9	2,7
100	1	50	12	250	5×10^7	20
100	1	50	12	250	3×10^8	103
100	1	50	12	250	5×10^8	156
100	1	50	12	250	8×10^8	211
100	1	50	12	250	1×10^9	250
100	1	50	12	1500	5×10^7	0,4
100	1	50	12	1500	3×10^8	2,2
100	1	50	12	1500	5×10^8	3,8
100	1	50	12	1500	8×10^8	4,6
100	1	50	12	1500	1×10^9	5,5
100	1	50	12	2300	5×10^7	0,1
100	1	50	12	2300	3×10^8	0,6
100	1	50	12	2300	5×10^8	1,2
100	1	50	12	2300	8×10^8	1,5
100	1	50	12	2300	1×10^9	1,8
100	0,25	80	12	250	5×10^7	18
100	0,25	80	12	250	3×10^8	92
100	0,25	80	12	250	5×10^8	148
100	0,25	80	12	250	8×10^8	224
100	0,25	80	12	250	1×10^9	248
100	0,25	80	12	1500	5×10^7	0,2
100	0,25	80	12	1500	3×10^8	1,0
100	0,25	80	12	1500	5×10^8	1,9
100	0,25	80	12	1500	8×10^8	2,8
100	0,25	80	12	1500	1×10^9	3,1

Çizelge 3.2. (Devamı) Deneysel çalışma programı

Kanal yüksekliği H (mm)	Boşluk parametresi $C=c/H_f$	Kanatçık yüksekliği H_f (mm)	Kanatçıklar arası mesafe S (mm)	Reynolds sayısı Re	Uyarlanmış Grashof sayısı Gr^*	Richardson sayısı $Ri=Gr/Re^2$
100	0,25	80	12	2300	5×10^7	0,1
100	0,25	80	12	2300	3×10^8	0,4
100	0,25	80	12	2300	5×10^8	0,5
100	0,25	80	12	2300	8×10^8	0,9
100	0,25	80	12	2300	1×10^9	1,2
100	3	25	18	250	5×10^7	25
100	3	25	18	250	3×10^8	94
100	3	25	18	250	5×10^8	180
100	3	25	18	250	8×10^8	305
100	3	25	18	250	1×10^9	279
100	3	25	18	1500	5×10^7	0,6
100	3	25	18	1500	3×10^8	3,0
100	3	25	18	1500	5×10^8	4,6
100	3	25	18	1500	8×10^8	6,0
100	3	25	18	1500	1×10^9	6,5
100	3	25	18	2300	5×10^7	0,3
100	3	25	18	2300	3×10^8	1,1
100	3	25	18	2300	5×10^8	2,2
100	3	25	18	2300	8×10^8	2,4
100	3	25	18	2300	1×10^9	2,5
100	1	50	18	250	5×10^7	18
100	1	50	18	250	3×10^8	83
100	1	50	18	250	5×10^8	133
100	1	50	18	250	8×10^8	286
100	1	50	18	250	1×10^9	320
100	1	50	18	1500	5×10^7	0,6
100	1	50	18	1500	3×10^8	1,9
100	1	50	18	1500	5×10^8	3,7
100	1	50	18	1500	8×10^8	5,0
100	1	50	18	1500	1×10^9	6,1
100	1	50	18	2300	5×10^7	0,1
100	1	50	18	2300	3×10^8	0,6
100	1	50	18	2300	5×10^8	1,2
100	1	50	18	2300	8×10^8	1,6

Çizelge 3.2. (Devamı) Deneysel çalışma programı

Kanal yüksekliği H (mm)	Boşluk parametresi $C=c/H_f$	Kanatçık yüksekliği H_f (mm)	Kanatçıklar arası mesafe S (mm)	Reynolds sayısı Re	Uyarlanmış Grashof sayısı Gr^*	Richardson sayısı $Ri=Gr/Re^2$
100	1	50	18	2300	1×10^9	1,8
100	0,25	80	18	250	5×10^7	16
100	0,25	80	18	250	3×10^8	94
100	0,25	80	18	250	5×10^8	162
100	0,25	80	18	250	8×10^8	275
100	0,25	80	18	250	1×10^9	289
100	0,25	80	18	1500	5×10^7	0,3
100	0,25	80	18	1500	3×10^8	1,0
100	0,25	80	18	1500	5×10^8	2,0
100	0,25	80	18	1500	8×10^8	3,2
100	0,25	80	18	1500	1×10^9	4,9
100	0,25	80	18	2300	5×10^7	0,07
100	0,25	80	18	2300	3×10^8	0,38
100	0,25	80	18	2300	5×10^8	0,76
100	0,25	80	18	2300	8×10^8	1,09
100	0,25	80	18	2300	1×10^9	1,28

Çizelge 3.2’de verilen deneysel çalışma programına göre çalışılan Reynolds sayısının aralığı 250-2300, uyarlanmış Grashof sayısının aralığı 5×10^7 - 1×10^9 ve Richardson sayısı aralığı ise 0,05-342’dir. Kanatçıklar arası mesafe 4-18 mm aralığında değiştirilmiş, boşluk parametresi C ise 0,25-3 arasında değiştirilmiştir. Kanal yüksekliği H 100 mm’de, kanatçık boyu L_f ise 600 mm’de sabit tutulmuştur. Bu değerler kanal içerisinde Richardson sayısına bağlı olarak laminar akış şartlarında zorlanmış taşınım, karışık taşınım ve doğal taşınımın önemli olduğu çeşitli durumlara karşılık gelmektedir. Deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar Bölüm 6’da sunulmuştur.

4. SAYISAL YÖNTEM

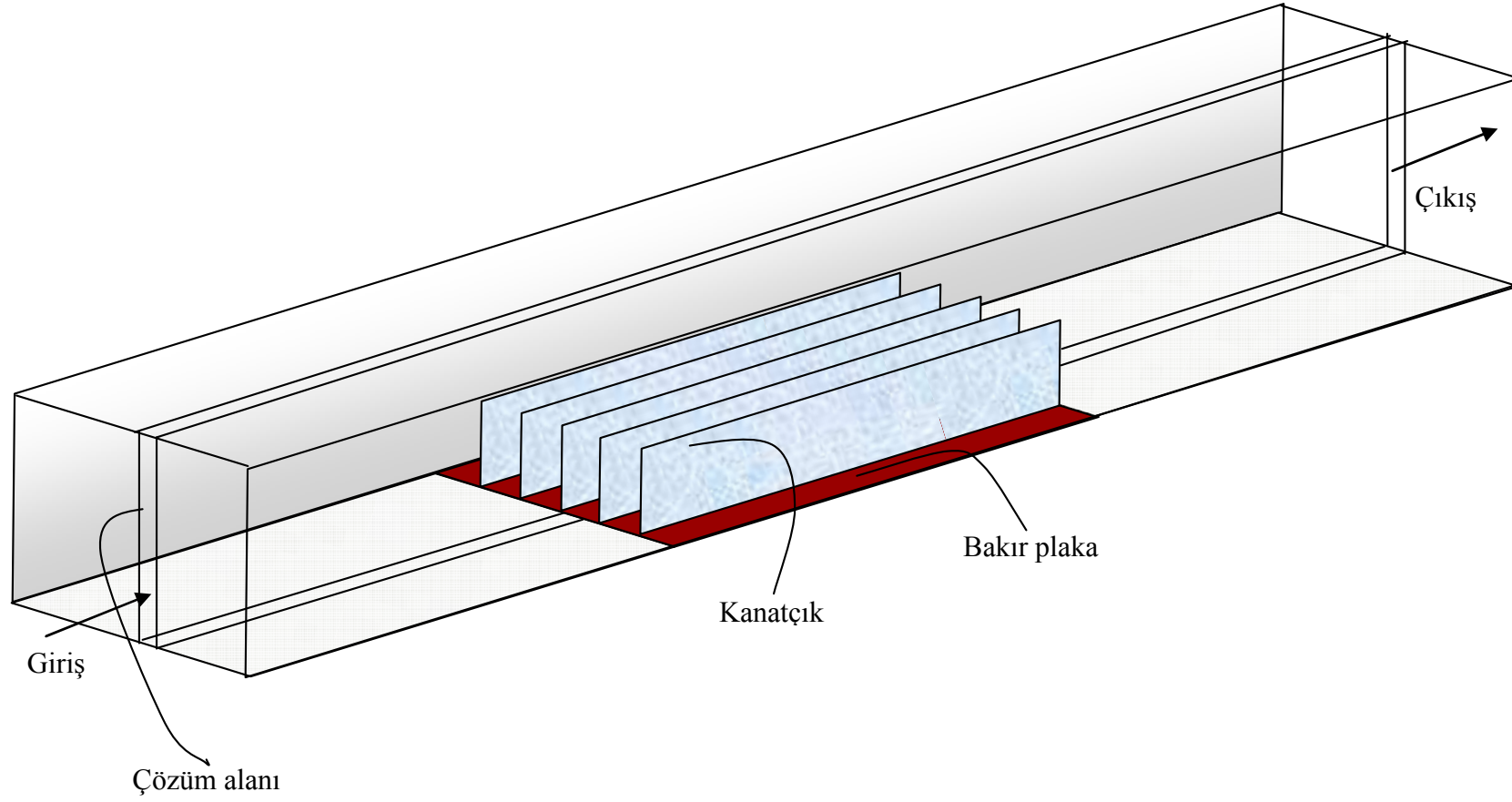
Akıma paralel dikdörtgen kesitli kanatçıklar yerleştirilmiş kapalı kanallarda karışık taşınım ile ısı transferinin analizi için kullanılan denklemler, uygulanan sınır şartları ve yapılan kabuller bu bölümde verilmiştir. Ayrıca kanal geometrisi, kullanılan koordinat sistemi ve bilgisayarda modellenen hesaplama bölgesi ile ilgili bilgiler de bu bölümde ayrıntılı bir şekilde verilmiştir. Bu çalışmada sayısal çözüm için FLUENT paket programı kullanılmıştır.

4.1. Problemin Tanımı

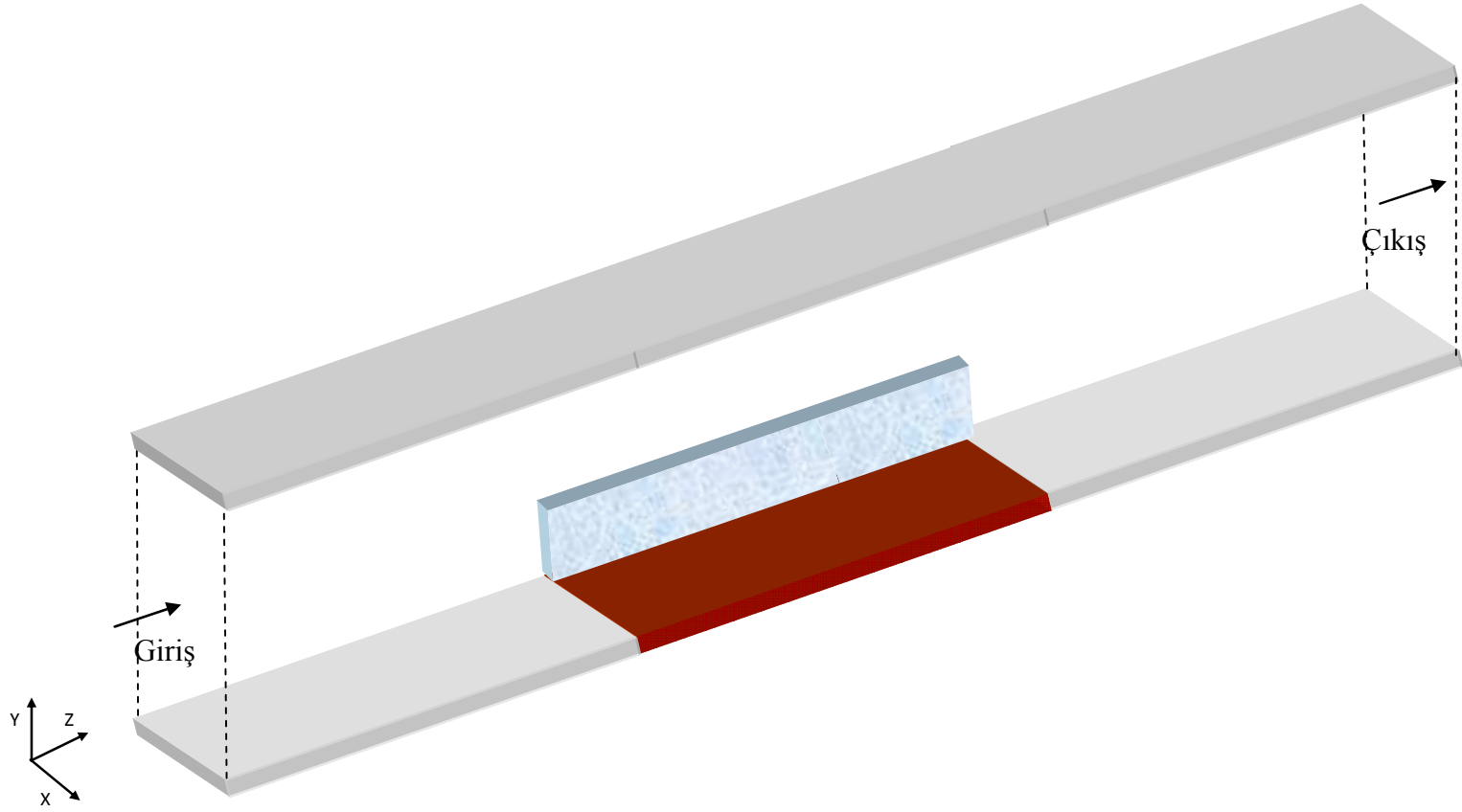
Bu çalışmada, laminar akış şartlarında akıma paralel kanatçıklar yerleştirilmiş kapalı kanallarda karışık taşınım ile birleşik ısı transferi incelenmiştir. Ele alınan problemin geometrisi Şekil 4.1’de verilmiştir. Bakır plakaya sabit ısı akısı ısı sınır şartı uygulanmış, kanalın diğer yüzeyleri ise adyabatik kabul edilmiştir. Bakır plaka ve alüminyum kanatçık içerisinde üç boyutlu ısı iletim denklemi, kanal içerisindeki akışkan için kütle, momentum ve enerjinin korunumunu temsil eden denklemler uygun sınır şartları kullanılarak FLUENT paket programında çözülmüştür.

4.2. Fiziksel Model

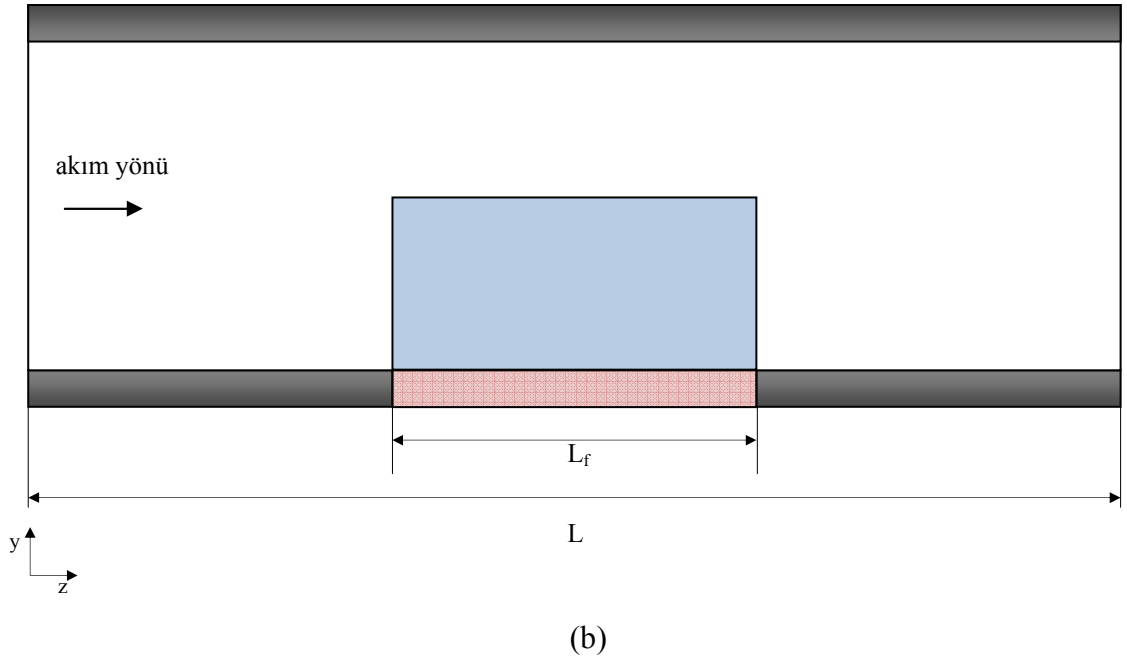
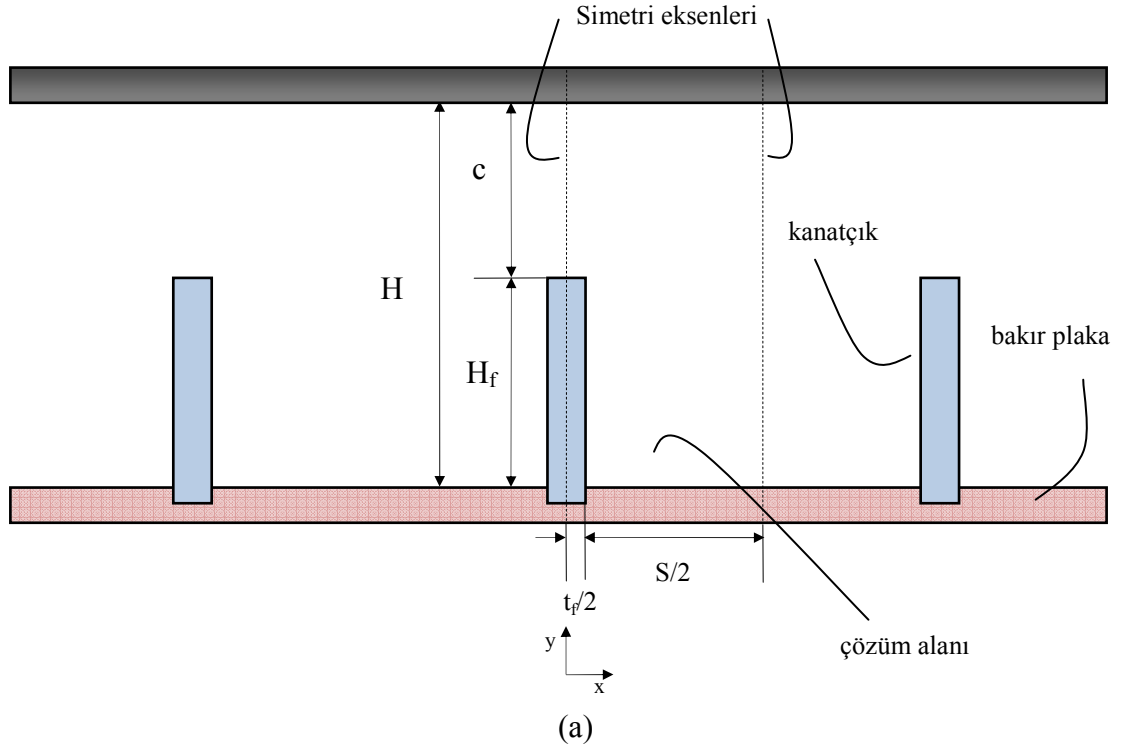
İncelenen kanatçık dizisinin geometrisi ve çözüm alanı Şekil 4.1’de verilmiştir. Bilgisayarda modellenen çözüm alanının daha iyi anlaşılabilmesi için, Şekil 4.2’de çözüm alanı ayrıntılı bir şekilde verilmiştir. Şekil 4.3’de ise çözüm alanının farklı düzlemlerde görünüşleri ve geometrinin tanımlamaları verilmektedir. Bu şekillerde görüldüğü gibi H kanal yüksekliğini, H_f kanatçık yüksekliğini, c kanatçık üst noktası ile kanal üst duvarı arasında kalan mesafeyi, S/2 kanatçıklar arasındaki mesafenin yarısını, L_f kanatçık uzunluğunu $t_f/2$ kanatçık kalınlığının yarısını ve L kanal uzunluğunu göstermektedir.



Şekil 4.1. Kanal geometrisi



Şekil 4.2. Çözüm alanı

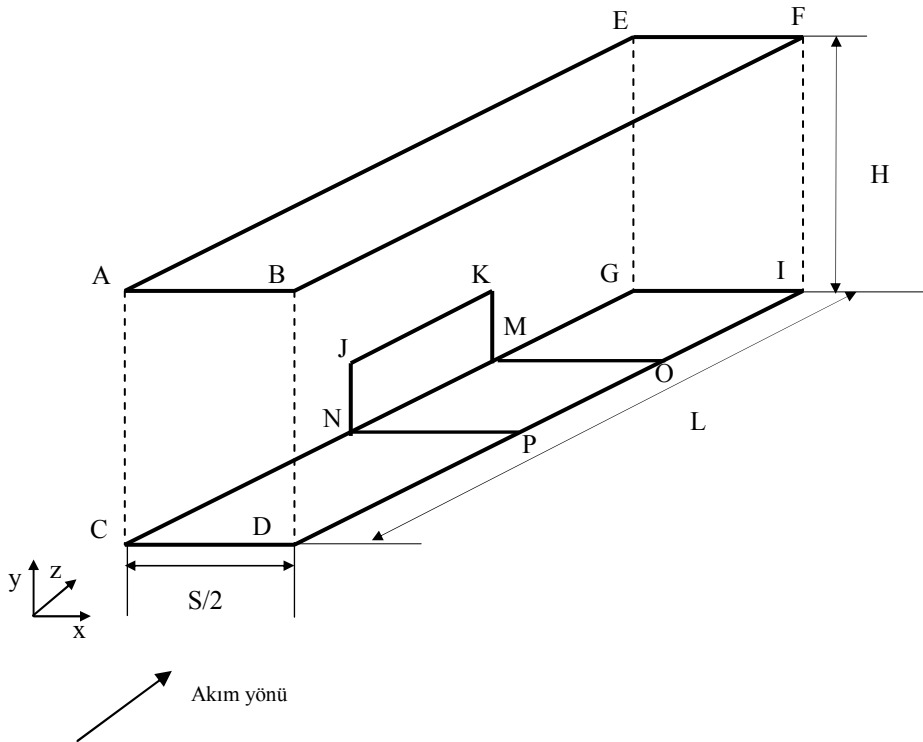


Şekil 4.3. a) Kanalin x-y düzlemindeki görünüşü b) Kanalin y-z düzlemindeki görünüşü

4.3. Matematiksel Model

Sayısal çalışmalarda genel denklemlerin çözülebilmesi için, problemle ilgili olarak bazı kabullerin yapılması gerekmektedir. Yapılan kabuller yardımıyla genel denklemler basite indirgenmiş olur. Bu çalışmada, akımın laminar ve sürekli olduğu kabulü yapılmıştır. Ayrıca viskoz dissipasyon etkileri ihmal edilmiş ve Boussinesq yaklaşımı kullanılmıştır. Bu yaklaşımda kütle kuvvetindeki yoğunluk değişimi hariç diğer bütün akışkan taşınım özellikleri sabit kabul edilmiştir. Bütün kanatçık aralıklarında akışkan akışı ile şartların aynı olduğu kabul edilmiş ve problem tek bir kanatçık aralığı için çözülmüştür.

Şekil 4.4’de üç boyutlu problem için kartezyen koordinat sistemi görülmektedir. Kanatçık aralığı yönünde x, kanatçık yüksekliği yönünde y ve kanatçık uzunluğu yönünde z eksenini seçilmiştir. Şekil 4.4’de görülen hesaplama bölgesi, simetriden dolayı iki kanatçık arasında kalan bölgenin yarısı olarak seçilmiştir.



Şekil 4.4. Koordinat sistemi ve çözüm alanı

4.3.1. Genel denklemler

Problemin çözümünde fiziksel olay, ısı iletimi, kütlenin, momentumun ve enerjinin korunumunu temsil eden diferansiyel denklemlerle ifade edilmiş ve uygun sınır şartları kullanılarak çözülmüştür. Sürekli rejim şartlarında üç boyutlu laminar, sıkıştırılamaz akış için süreklilik, momentum, ve enerji denklemleri ile kanatçık ve taban malzemesi için ısı iletim denklemi, kartezyen koordinatlarda aşağıdaki gibi yazılabilir.

Isı iletim denklemi

Bakır plaka ve alüminyum kanatçık içerisinde ısı iletim denkleminin çözümünde bazı kabuller yapılmıştır. Bakır plaka ve alüminyum kanatçık, ısı iletim katsayılarının, yoğunluklarının, özgül ısılarının sabit olduğu ve içerisinde enerji üretimi olmayan katı cisim olarak kabul edilmiştir. Bu kabuller sonucunda sürekli şartlarda üç boyutlu ısı iletim denklemi, Eş. 4.1’de verilmiştir.

$$\nabla^2 T = 0 \quad (4.1)$$

Kartezyen koordinatlarda bu denklem aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (4.2)$$

Kütlenin korunumu denklemi

Akışkan içerisinde kütlenin korunumu, momentumun korunumu ve enerjinin korunumu denklemlerinin çözülmesi gereklidir. Kütlenin korunumu denklemi, kartezyen koordinat sisteminde aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (4.3)$$

Yapılan kabullerle gerekli basitleştirmeler yapılarak süreklilik denklemi aşağıdaki gibi düzenlenmiştir.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (4.4)$$

Burada u, v, w sırasıyla x, y ve z yönündeki hızları temsil eder.

Momentum denklemleri

Momentum denkleminin genel ifadesi,

$$\frac{\partial(\rho \vec{V})}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla)(\rho \vec{V}) = -\nabla P + \mu(\nabla^2 \vec{V}) + \vec{g}(\rho - \rho_0) \quad (4.5)$$

şeklindedir. Burada $\vec{V}$, ∇ vektörel büyüklükler olup gradyan ve hız vektörlerini, ρ_0 ise referans sıcaklıkta akışkan yoğunluğunu temsil eder. Sürekli şartlarda yukarıdaki varsayımlar da dikkate alınarak bu denklemler aşağıdaki şekilde yazılabilir.

x- yönündeki momentum denklemi

$$\left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (4.6)$$

y- yönündeki momentum denklemi

$$\left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + \beta g(T - T_0) \quad (4.7)$$

Eş 4.7'deki $\beta g(T-T_0)$ ifadesi fiziksel olarak kaldırma kuvveti (buoyancy force) olarak tanımlanır ve akışkanın yoğunluk değişimi etkisiyle ivmelenmesini gösterir. T_0 ise referans sıcaklığı göstermektedir.

z- yönündeki momentum denklemi

$$\left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4.8)$$

Enerji denklemi

Enerji denkleminin genel ifadesi,

$$\frac{\partial(\rho \vec{V})}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla)(\rho T) = \frac{k}{c_p} (\nabla^2 T) \quad (4.9)$$

şeklinde. Burada $\vec{V}$, ∇ vektörel büyüklükler olup gradyan ve hız vektörlerini temsil eder. Sürekli şartlarda yukarıdaki varsayımlar da dikkate alınarak bu denklem aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (4.10)$$

Burada $\alpha = k/\rho c_p$ ısıl yayılım katsayısıdır.

4.3.2. Sınır şartları

Şekil 4.4'de gösterilen çözüm alanı ve koordinat sistemidir. Burada ACNJKMG EA ve BDPOIFB düzlemi simetri düzlemleridir. ABDCA düzlemi giriş bölgesi, EFIGE düzlemi ise çıkış bölgesidir. Üst duvar ABFEA adyabatik, ısıtılmayan alt duvarlar CDPNC, OIGMO adyabatik ve ısıtılan bakır plaka POMNP düzlemleridir. Kanatçık

ise JNMKJ düzlemidir. Buna göre problemin çözümünde uygulanan sınır şartları aşağıda verilmiştir.

Giriş sınır şartları

$$u_{z=0} = 0, \quad v_{z=0} = 0, \quad w_{z=0} = w_0, \quad T_{z=0} = T_{in}, \quad P_{z=0} = P_0 \quad (4.11)$$

Çıkış sınır şartları

$$\left. \frac{\partial u}{\partial z} \right|_{z=L} = 0, \quad \left. \frac{\partial v}{\partial z} \right|_{z=L} = 0, \quad \left. \frac{\partial w}{\partial z} \right|_{z=L} = 0, \quad \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{z=L} = 0 \quad (4.12)$$

Duvar sınır şartları

Alt ve üst duvarlarda, kanatçık yüzeyinde kaymanın olmadığı (no-slip condition) kabul edilerek bu yüzeylerde hızlar sıfır kabul edilmiştir.

Kanal üst duvar

$$k \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=H} = 0 \quad (4.13)$$

Kanal alt duvarı (ısıtılmayan kısımlar)

$$k \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} = 0 \quad (4.14)$$

Kanal alt duvarı sabit ısı akısı ısııl sınır şartı (bakır plaka)

$$-k \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} = q_{taşınım}^u \quad (4.15)$$

Kanatçık yüzeyi

Kanatçık yüzeylerine temas eden akışkan ile kanatçık yüzey sıcaklığı birbirine eşittir.

$$T_s = T \quad (4.16)$$

Burada T akışkan sıcaklığı ve T_s ise kanatçık yüzey sıcaklığını göstermektedir.

Simetri sınır şartları

Kanatçık içerisinde simetri sınır şartı

Kanatçık içerisinde, simetri düzlemindeki sıcaklığın, simetri düzleminin normaline göre türevi sıfırdır.

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} = 0 \quad (4.17)$$

Akışkan alanı için simetri sınır şartı

Simetri düzlemlerinde hız vektörlerinin normal bileşen değerleri, simetri sınırlarında sıfırdır. Şekil 4.3-a'da görüldüğü gibi, kanatçık içerisinde x=0 ve kanatçıklar arası mesafenin orta noktasında x=(t_f/2 + S/2) simetri olduğundan

$$u \Big|_{x=0, (t_f/2 + S/2)} = 0, \quad \frac{\partial w}{\partial x} \Big|_{x=0, (t_f/2 + S/2)} = 0, \quad \frac{\partial v}{\partial x} \Big|_{x=0, (t_f/2 + S/2)} = 0,$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0, (t_f/2 + S/2)} = 0 \quad (4.18)$$

4.3.3. Denklemlerin boyutsal analizi

Boyutlu denklemlerin boyutsuz denklemlere dönüştürmenin iki temel amacı vardır. Bunlardan birisi, parametrik çalışmada değişkenlerin sayısı, bir çok boyutlu değer yerine birkaç boyutsuz parametreye indirgenir ve sonuçların yorumlanmasında kolaylık sağlar. Ayrıca sonuçların diğer çalışmalarla karşılaştırılması imkanını sağlar. Bir diğeri ise, çözüm sırasında oluşabilecek yuvarlatma hatalarını indirgenmesi nedeniyle problemin çözümünün doğruluğu artar. Bu nedenle genel denklemler, aşağıdaki boyutsuz parametreler kullanılarak boyutsuz hale getirilmiştir.

$$x^* = \frac{x}{D_h}$$

$$y^* = \frac{y}{D_h}$$

$$z^* = \frac{z}{D_h}$$

$$u^* = \frac{u}{w_0}$$

$$v^* = \frac{v}{w_0}$$

$$w^* = \frac{w}{w_0}$$

$$p^* = \frac{p}{\rho w_0^2}$$

$$Gr^* = \frac{\beta g q'' D_h^4}{k \nu^2}$$

$$Re = \frac{w_0 D_h}{\nu}$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$$

$$Gr = \frac{\beta g (T_w - T_{in}) D_h^3}{\nu^2}$$

$$\theta_q = \frac{T - T_{in}}{q''_{taşınım} \frac{D_h}{k}}$$

alınmıştır.

Yukarıda tanımlanan boyutsuz değişkenler, temel denklemlerde yerine konulursa aşağıdaki boyutsuz denklemler elde edilir.

Boyutsuz ısı iletim denklemi

$$\frac{\partial^2 \theta_q}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 \theta_q}{\partial y^{*2}} + \frac{\partial^2 \theta_q}{\partial z^{*2}} = 0 \quad (4.19)$$

Boyutsuz kütle korunumu denklemi

$$\frac{\partial(u^* w_0)}{\partial(x^* D_h)} + \frac{\partial(v^* w_0)}{\partial(y^* D_h)} + \frac{\partial(w^* w_0)}{\partial(z^* D_h)} = 0 \quad (4.20)$$

veya

$$\frac{\partial u^*}{\partial x^*} + \frac{\partial v^*}{\partial y^*} + \frac{\partial w^*}{\partial z^*} = 0 \quad (4.21)$$

Boyutsuz momentum denklemleri

x-yönündeki momentum denklemi

$$\begin{aligned} & \left((u^* w_0) \frac{\partial(u^* w_0)}{\partial(x^* D_h)} + (v^* w_0) \frac{\partial(u^* w_0)}{\partial(y^* D_h)} + (w^* w_0) \frac{\partial(u^* w_0)}{\partial(z^* D_h)} \right) = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial(p^* \rho w_0^2)}{\partial(x^* D_h)} \\ & + \nu \left(\frac{\partial^2(u^* w_0)}{\partial(x^* D_h)^2} + \frac{\partial^2(u^* w_0)}{\partial(y^* D_h)^2} + \frac{\partial^2(u^* w_0)}{\partial(z^* D_h)^2} \right) \end{aligned} \quad (4.22)$$

veya

$$u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial v^*}{\partial y^*} + w^* \frac{\partial w^*}{\partial z^*} = \frac{\partial p^*}{\partial x^*} + \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 u^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}} + \frac{\partial^2 u^*}{\partial z^{*2}} \right) \quad (4.23)$$

y-yönündeki momentum denklemi

$$\begin{aligned} & \left((u^* w_0) \frac{\partial(v^* w_0)}{\partial(x^* D_h)} + (v^* w_0) \frac{\partial(v^* w_0)}{\partial(y^* D_h)} + (w^* w_0) \frac{\partial(v^* w_0)}{\partial(z^* D_h)} \right) = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial(p^* \rho w_0^2)}{\partial(y^* D_h)} \\ & + \nu \left(\frac{\partial^2(v^* w_0)}{\partial(x^* D_h)^2} + \frac{\partial^2(v^* w_0)}{\partial(y^* D_h)^2} + \frac{\partial^2(v^* w_0)}{\partial(z^* D_h)^2} \right) + \beta g \theta_q q'' \frac{D_h}{k} \end{aligned} \quad (4.24)$$

veya

$$u^* \frac{\partial v^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial v^*}{\partial y^*} + w^* \frac{\partial v^*}{\partial z^*} = -\frac{\partial p^*}{\partial y^*} + \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 v^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 v^*}{\partial y^{*2}} + \frac{\partial^2 v^*}{\partial z^{*2}} \right) + \frac{Gr^*}{\text{Re}^2} \theta_q \quad (4.25)$$

z-yönündeki momentum denklemi

$$\begin{aligned} & \left((u^* w_0) \frac{\partial (w^* w_0)}{\partial (x^* D_h)} + (v^* w_0) \frac{\partial (w^* w_0)}{\partial (y^* D_h)} + (w^* w_0) \frac{\partial (w^* w_0)}{\partial (z^* D_h)} \right) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial (p^* \rho w_0^2)}{\partial (z^* D_h)} \\ & + \nu \left(\frac{\partial^2 (w^* w_0)}{\partial (x^* D_h)^2} + \frac{\partial^2 (w^* w_0)}{\partial (y^* D_h)^2} + \frac{\partial^2 (w^* w_0)}{\partial (z^* D_h)^2} \right) \end{aligned} \quad (4.26)$$

veya

$$u^* \frac{\partial w^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial w^*}{\partial y^*} + w^* \frac{\partial w^*}{\partial z^*} = \frac{\partial p^*}{\partial z^*} + \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 w^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 w^*}{\partial y^{*2}} + \frac{\partial^2 w^*}{\partial z^{*2}} \right) \quad (4.27)$$

Boyutsuz enerji denklemi

$$\begin{aligned} & \left((u^* w_0) \left(q'' \frac{D_h}{k} \right) \frac{\partial \theta_q}{\partial (x^* D_h)} + (v^* w_0) \left(q'' \frac{D_h}{k} \right) \frac{\partial \theta_q}{\partial (y^* D_h)} + (w^* w_0) \left(q'' \frac{D_h}{k} \right) \frac{\partial \theta_q}{\partial (z^* D_h)} \right) = \\ & + \frac{k}{\rho c_p} \left(\left(q'' \frac{D_h}{k} \right) \frac{\partial^2 \theta_q}{\partial (x^* D_h)^2} + \left(q'' \frac{D_h}{k} \right) \frac{\partial^2 \theta_q}{\partial (y^* D_h)^2} + \left(q'' \frac{D_h}{k} \right) \frac{\partial^2 \theta_q}{\partial (z^* D_h)^2} \right) \end{aligned}$$

veya

$$u^* \frac{\partial \theta_q}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial \theta_q}{\partial y^*} + w^* \frac{\partial \theta_q}{\partial z^*} = \frac{1}{\text{Pr}} \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 \theta_q}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 \theta_q}{\partial y^{*2}} + \frac{\partial^2 \theta_q}{\partial z^{*2}} \right) \quad (4.28)$$

Yukarıdaki denklemlerden görüldüğü gibi probleme etki eden boyutsuz parametreler Reynolds sayısı Re, uyarlanmış Grashof sayısı Gr^* ve Prandtl sayısı Pr'dır.

4.4. Sayısal Çözüm Yöntemi

Bu çalışmada, sürekli şartlarda ısı iletimi, kütleinin, momentumun ve enerjinin korunumunu temsil eden Eş. 4.19, Eş. 4.20, Eş. 4.21, Eş. 4.22, Eş. 4.23 ve Eş. 4.24'deki denklemler, yukarıda verilen sınır şartları kullanılarak FLUENT paket programı ile çözülmüştür.

4.5. Sayısal Çalışma Programı

Sayısal çalışmada, yapılan bütün deneylere karşılık gelen durumlar bire bir olarak FLUENT paket programı kullanılarak çözülmüş ve Çizelge 4.1'de verilmiştir. Sayısal çalışmada ayrıca deneyini yapamadığımız, kanatçık uzunluğunun ısı transferine etkisi sayısal olarak araştırılmış ve sayısal çalışma programı Çizelge 4.2'de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Sayısal çalışma programı

Kanal yüksekliği H (mm)	Boşluk parametresi $C=c/H_f$	Kanatçık yüksekliği H_f (mm)	Kanatçıklar arası mesafe S (mm)	Reynolds sayısı Re	Uyarlanmış Grashof sayısı Gr^*	Richardson sayısı $Ri=Gr/Re^2$
100	3	25	4	250	5×10^7	32
100	3	25	4	250	3×10^8	122
100	3	25	4	250	5×10^8	251
100	3	25	4	250	8×10^8	249
100	3	25	4	250	1×10^9	271
100	3	25	4	1500	5×10^7	0,6
100	3	25	4	1500	3×10^8	2,9
100	3	25	4	1500	5×10^8	5,8
100	3	25	4	1500	8×10^8	8,1
100	3	25	4	1500	1×10^9	8,3
100	3	25	4	2300	5×10^7	0,2
100	3	25	4	2300	3×10^8	1,3
100	3	25	4	2300	5×10^8	1,9
100	3	25	4	2300	8×10^8	3,1
100	3	25	4	2300	1×10^9	3,3

Çizelge 4.1. (Devamı) Sayısal çalışma programı

Kanal yüksekliği H (mm)	Boşluk parametresi $C=c/H_f$	Kanatçık yüksekliği H_f (mm)	Kanatçıklar arası mesafe S (mm)	Reynolds sayısı Re	Uyarlanmış Grashof sayısı Gr^*	Richardson sayısı $Ri=Gr/Re^2$
100	3	25	4	2300	5×10^7	0,2
100	3	25	4	2300	3×10^8	1,3
100	3	25	4	2300	5×10^8	1,9
100	3	25	4	2300	8×10^8	3,1
100	3	25	4	2300	1×10^9	3,3
100	1	50	4	250	5×10^7	26
100	1	50	4	250	3×10^8	128
100	1	50	4	250	5×10^8	259
100	1	50	4	250	8×10^8	342
100	1	50	4	250	1×10^9	278
100	1	50	4	1500	5×10^7	0,4
100	1	50	4	1500	3×10^8	1,9
100	1	50	4	1500	5×10^8	4,1
100	1	50	4	1500	8×10^8	4,6
100	1	50	4	1500	1×10^9	5,4
100	1	50	4	2300	5×10^7	0,15
100	1	50	4	2300	3×10^8	0,56
100	1	50	4	2300	5×10^8	1,18
100	1	50	4	2300	8×10^8	1,55
100	1	50	4	2300	1×10^9	1,79
100	0,25	80	4	250	5×10^7	15
100	0,25	80	4	250	3×10^8	67
100	0,25	80	4	250	5×10^8	110
100	0,25	80	4	250	8×10^8	227
100	0,25	80	4	250	1×10^9	251
100	0,25	80	4	1500	5×10^7	0,2
100	0,25	80	4	1500	3×10^8	1,0
100	0,25	80	4	1500	5×10^8	1,7
100	0,25	80	4	1500	8×10^8	2,7
100	0,25	80	4	1500	1×10^9	3,3
100	0,25	80	4	2300	5×10^7	0,2
100	0,25	80	4	2300	3×10^8	0,4
100	0,25	80	4	2300	5×10^8	0,5
100	0,25	80	4	2300	8×10^8	0,9

Çizelge 4.1. (Devamı) Sayısal çalışma programı

Kanal yüksekliği H (mm)	Boşluk parametresi $C=c/H_f$	Kanatçık yüksekliği H_f (mm)	Kanatçıklar arası mesafe S (mm)	Reynolds sayısı Re	Uyarlanmış Grashof sayısı Gr^*	Richardson sayısı $Ri=Gr/Re^2$
100	0,25	80	4	2300	1×10^9	1,5
100	3	25	8	250	5×10^7	25
100	3	25	8	250	3×10^8	109
100	3	25	8	250	5×10^8	186
100	3	25	8	250	8×10^8	214
100	3	25	8	250	1×10^9	244
100	3	25	8	1500	5×10^7	0,6
100	3	25	8	1500	3×10^8	3,2
100	3	25	8	1500	5×10^8	4,9
100	3	25	8	1500	8×10^8	6,4
100	3	25	8	1500	1×10^9	7,1
100	3	25	8	2300	5×10^7	0,2
100	3	25	8	2300	3×10^8	1,3
100	3	25	8	2300	5×10^8	1,7
100	3	25	8	2300	8×10^8	2,3
100	3	25	8	2300	1×10^9	2,6
100	1	50	8	250	5×10^7	15
100	1	50	8	250	3×10^8	85
100	1	50	8	250	5×10^8	137
100	1	50	8	250	8×10^8	216
100	1	50	8	250	1×10^9	299
100	1	50	8	1500	5×10^7	0,4
100	1	50	8	1500	3×10^8	2,0
100	1	50	8	1500	5×10^8	3,7
100	1	50	8	1500	8×10^8	4,6
100	1	50	8	1500	1×10^9	5,2
100	1	50	8	2300	5×10^7	0,1
100	1	50	8	2300	3×10^8	0,5
100	1	50	8	2300	5×10^8	1,1
100	1	50	8	2300	8×10^8	1,5
100	1	50	8	2300	1×10^9	1,7
100	0,25	80	8	250	5×10^7	15
100	0,25	80	8	250	3×10^8	76
100	0,25	80	8	250	5×10^8	128

Çizelge 4.1. (Devamı) Sayısal çalışma programı

Kanal yüksekliği H (mm)	Boşluk parametresi $C=c/H_f$	Kanatçık yüksekliği H_f (mm)	Kanatçıklar arası mesafe S (mm)	Reynolds sayısı Re	Uyarlanmış Grashof sayısı Gr^*	Richardson sayısı $Ri=Gr/Re^2$
100	0,25	80	8	250	8×10^8	216
100	0,25	80	8	250	1×10^9	243
100	0,25	80	8	1500	5×10^7	0,2
100	0,25	80	8	1500	3×10^8	1,0
100	0,25	80	8	1500	5×10^8	1,7
100	0,25	80	8	1500	8×10^8	2,5
100	0,25	80	8	1500	1×10^9	3,1
100	0,25	80	8	2300	5×10^7	0,1
100	0,25	80	8	2300	3×10^8	0,3
100	0,25	80	8	2300	5×10^8	0,5
100	0,25	80	8	2300	8×10^8	0,8
100	0,25	80	8	2300	1×10^9	1,1
100	3	25	12	250	5×10^7	30
100	3	25	12	250	3×10^8	115
100	3	25	12	250	5×10^8	211
100	3	25	12	250	8×10^8	235
100	3	25	12	250	1×10^9	253
100	3	25	12	1500	5×10^7	0,7
100	3	25	12	1500	3×10^8	3,5
100	3	25	12	1500	5×10^8	5,0
100	3	25	12	1500	8×10^8	6,3
100	3	25	12	1500	1×10^9	7,3
100	3	25	12	2300	5×10^7	0,2
100	3	25	12	2300	3×10^8	1,3
100	3	25	12	2300	5×10^8	1,8
100	3	25	12	2300	8×10^8	2,4
100	3	25	12	2300	1×10^9	2,7
100	1	50	12	250	5×10^7	20
100	1	50	12	250	3×10^8	103
100	1	50	12	250	5×10^8	156
100	1	50	12	250	8×10^8	211
100	1	50	12	250	1×10^9	250
100	1	50	12	1500	5×10^7	0,4
100	1	50	12	1500	3×10^8	2,2

Çizelge 4.1. (Devamı) Sayısal çalışma programı

Kanal yüksekliği H (mm)	Boşluk parametresi $C=c/H_f$	Kanatçık yüksekliği H_f (mm)	Kanatçıklar arası mesafe S (mm)	Reynolds sayısı Re	Uyarlanmış Grashof sayısı Gr^*	Richardson sayısı $Ri=Gr/Re^2$
100	1	50	12	1500	5×10^8	3,8
100	1	50	12	1500	8×10^8	4,6
100	1	50	12	1500	1×10^9	5,5
100	1	50	12	2300	5×10^7	0,1
100	1	50	12	2300	3×10^8	0,6
100	1	50	12	2300	5×10^8	1,2
100	1	50	12	2300	8×10^8	1,5
100	1	50	12	2300	1×10^9	1,8
100	0,25	80	12	250	5×10^7	18
100	0,25	80	12	250	3×10^8	92
100	0,25	80	12	250	5×10^8	148
100	0,25	80	12	250	8×10^8	224
100	0,25	80	12	250	1×10^9	248
100	0,25	80	12	1500	5×10^7	0,2
100	0,25	80	12	1500	3×10^8	1,0
100	0,25	80	12	1500	5×10^8	1,9
100	0,25	80	12	1500	8×10^8	2,8
100	0,25	80	12	1500	1×10^9	3,1
100	0,25	80	12	2300	5×10^7	0,1
100	0,25	80	12	2300	3×10^8	0,4
100	0,25	80	12	2300	5×10^8	0,5
100	0,25	80	12	2300	8×10^8	0,9
100	0,25	80	12	2300	1×10^9	1,2
100	3	25	18	250	5×10^7	25
100	3	25	18	250	3×10^8	94
100	3	25	18	250	5×10^8	180
100	3	25	18	250	8×10^8	305
100	3	25	18	250	1×10^9	279
100	3	25	18	1500	5×10^7	0,6
100	3	25	18	1500	3×10^8	3,0
100	3	25	18	1500	5×10^8	4,6
100	3	25	18	1500	8×10^8	6,0
100	3	25	18	1500	1×10^9	6,5
100	3	25	18	2300	5×10^7	0,3

Çizelge 4.1. (Devamı) Sayısal çalışma programı

Kanal yüksekliği H (mm)	Boşluk parametresi $C=c/H_f$	Kanatçık yüksekliği H_f (mm)	Kanatçıklar arası mesafe S (mm)	Reynolds sayısı Re	Uyarlanmış Grashof sayısı Gr^*	Richardson sayısı $Ri=Gr/Re^2$
100	3	25	18	2300	3×10^8	1,1
100	3	25	18	2300	5×10^8	2,2
100	3	25	18	2300	8×10^8	2,4
100	3	25	18	2300	1×10^9	2,5
100	1	50	18	250	5×10^7	18
100	1	50	18	250	3×10^8	83
100	1	50	18	250	5×10^8	133
100	1	50	18	250	8×10^8	286
100	1	50	18	250	1×10^9	320
100	1	50	18	1500	5×10^7	0,6
100	1	50	18	1500	3×10^8	1,9
100	1	50	18	1500	5×10^8	3,7
100	1	50	18	1500	8×10^8	5,0
100	1	50	18	1500	1×10^9	6,1
100	1	50	18	2300	5×10^7	0,1
100	1	50	18	2300	3×10^8	0,6
100	1	50	18	2300	5×10^8	1,2
100	1	50	18	2300	8×10^8	1,6
100	1	50	18	2300	1×10^9	1,8
100	0,25	80	18	250	5×10^7	16
100	0,25	80	18	250	3×10^8	94
100	0,25	80	18	250	5×10^8	162
100	0,25	80	18	250	8×10^8	275
100	0,25	80	18	250	1×10^9	289
100	0,25	80	18	1500	5×10^7	0,3
100	0,25	80	18	1500	3×10^8	1,0
100	0,25	80	18	1500	5×10^8	2,0
100	0,25	80	18	1500	8×10^8	3,2
100	0,25	80	18	1500	1×10^9	4,9
100	0,25	80	18	2300	5×10^7	0,07
100	0,25	80	18	2300	3×10^8	0,38
100	0,25	80	18	2300	5×10^8	0,76
100	0,25	80	18	2300	8×10^8	1,09
100	0,25	80	18	2300	1×10^9	1,28

Çizelge 4.2. Sayısal çalışma programı

Kanal yüksekliği H (mm)	Boşluk parametresi $C=c/H_f$	Kanatçık yüksekliği H_f (mm)	Kanatçıklar arası mesafe S (mm)	Kanatçık uzunluğu L_f (mm)	Reynolds sayısı Re	Uyarlanmış Grashof sayısı Gr^*
100	1	50	4	150	1500	5×10^8
100	1	50	8	150	1500	5×10^8
100	1	50	12	150	1500	5×10^8
100	1	50	18	150	1500	5×10^8
100	1	50	4	300	1500	5×10^8
100	1	50	8	300	1500	5×10^8
100	1	50	12	300	1500	5×10^8
100	1	50	18	300	1500	5×10^8
100	1	50	4	600	1500	5×10^8
100	1	50	8	600	1500	5×10^8
100	1	50	12	600	1500	5×10^8
100	1	50	18	600	1500	5×10^8

Çizelge 4.2’de görüldüğü gibi, kanatçık uzunluğu 150-600 mm aralığında değiştirilmiş ve sabit bir H_f , Re sayısı ve Gr^* sayısı için optimum kanatçık aralığının bulunmasına çalışılmıştır. Yapılan bu çalışma sonuçları bölüm 5.2.5’te verilmiştir.

5. SAYISAL ÇALIŞMA

Sayısal akışkanlar dinamiği (SAD) yöntemleri kullanarak birçok problemi bilgisayar ortamında modellemek ve çözümler elde etmek mümkündür. Elde edilen çözümlerin, fizik kanunlarına ve gerçek fiziksel olaya uygun olması gerekmektedir. Sayısal akışkanlar dinamiği yöntemleri ile yapılan çözümlerde doğru sonuçların elde edilmesi mümkün olmayabilir. Sonuçların doğruluğunun ve geçerliliğinin kontrolü yapılmalıdır. Bunun için yapılan çözüm sonunda, çözümle ilgili aşağıda verilen beş ana sorunun cevaplanması gerekir.

5.1. Yakınsama Kriterlerinin Kontrolü

Çözümün yakınsaklığı

FLUENT'te iterasyon sayısına bağlı bütün değişkenlerin kalıntıları grafik halinde verilmektedir. Bu grafik üzerinde çözümü yapılan bütün değişkenlerin kalıntılarının iterasyon sayısı ile değişimi verilmektedir. Çözümün yakınsaması için bütün değişkenlerin kalıntıları monoton veya değişken bir azalma göstermelidir. Grafikselsel olarak yakınsamanın kontrolü yapıldıktan sonra birde her bir değişken için kalıntı değerlerine bakılır ve bu kalıntı değerlerinin sıfıra yakın veya çok küçük değerler olması istenir.

Çözümün iterasyon sayısından bağımsızlığı

Çözüm iterasyon sayısı ile yakından ilişkilidir. Bazı problemlerin çözümü 100 iterasyon ile geçerli duruma gelebilir. Oysa daha kompleks problemler için 10000 iterasyon bile geçerli olmayabilir. Bundan dolayı iterasyon sayısı değiştirilerek birinci sorunun cevabı aranır. Yani iterasyon sayısı artışı ile yakınsamanın nasıl değiştiği sürekli olarak gözlemlenir. Burada amaç iterasyon sayısının artışı ile yakınsamanın değişmediğini veya devam ettiğini gözlemektir. Buna ilave olarak sadece kalıntılara bakmak yeterli değildir. Yakınsamış ve iterasyon sayısından bağımsız bir çözümde bütün değişkenler için kalıntı değerleri sürekli olarak

küçülmeli veya sabit kalmalı, anlık değerleri ise belirli bir aşamadan sonra sürekli olarak sabit kalmalıdır.

Korunum denklemlerinin sağlanması

İlk iki sorunun cevabı olumlu cevaplandıktan sonra çözümünü elde etmeye çalıştığımız fiziksel problemi tanımlayan kütle ve enerjinin korunumu denklemlerinin sağlanıp sağlanmadığı kontrol edilir.

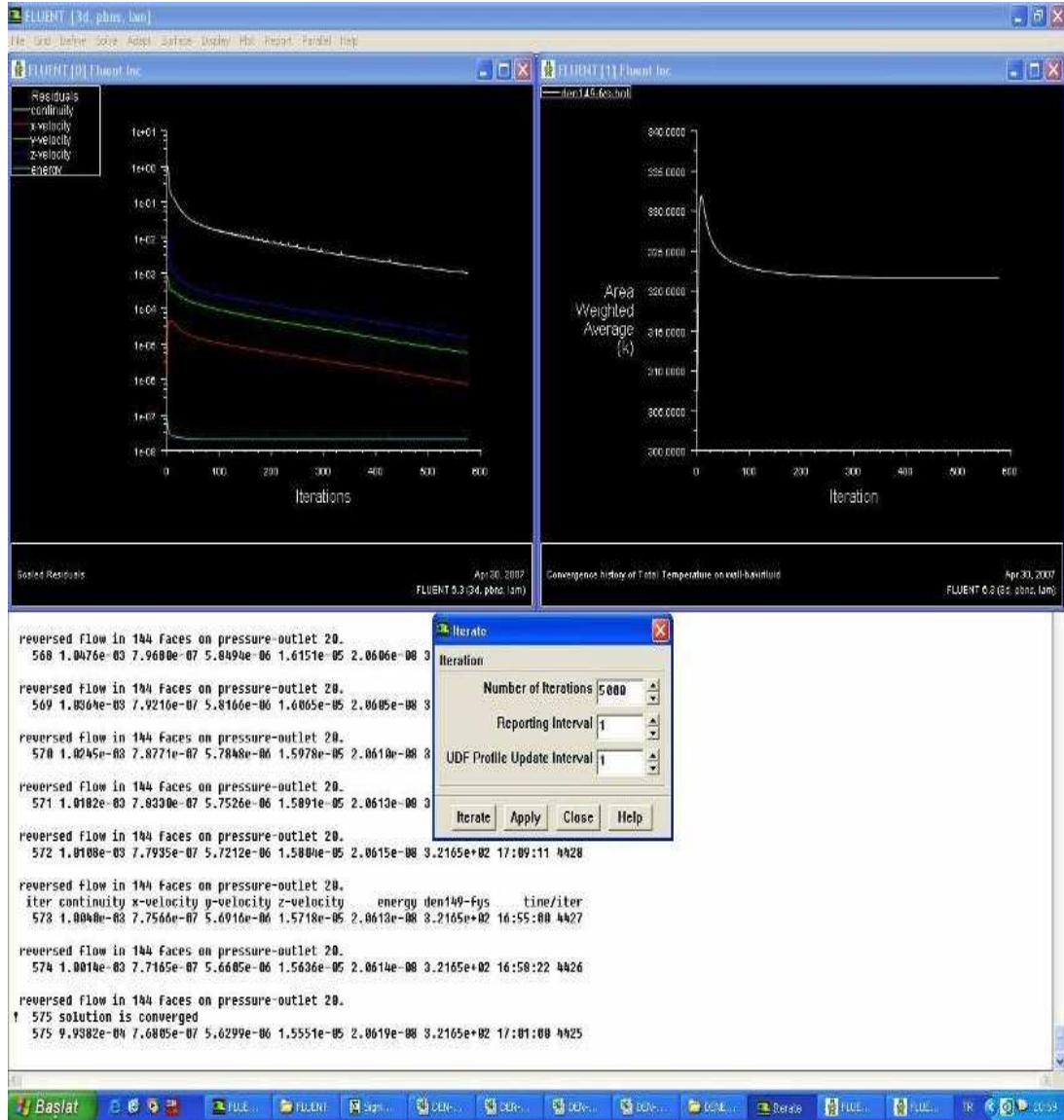
Çözümün hücre yapısından bağımsız olması

Yukarıdaki sorulara doğru cevap alınmasına rağmen elde edilen sonuçlar gerçek değerlerden uzak olabilir. Bunun nedeni çözüm alanı için belirlenen hücre sayısı ve dağılımıdır. Bu sorunun olumlu cevabı için elde edilen sonucun hücre yapısındaki yeni değişiklikler sonucunda çok ufak değişimler gösteren bir duruma gelmiş olması gerekir.

Sonuçların deneysel sonuçlar ile uyumlu olması

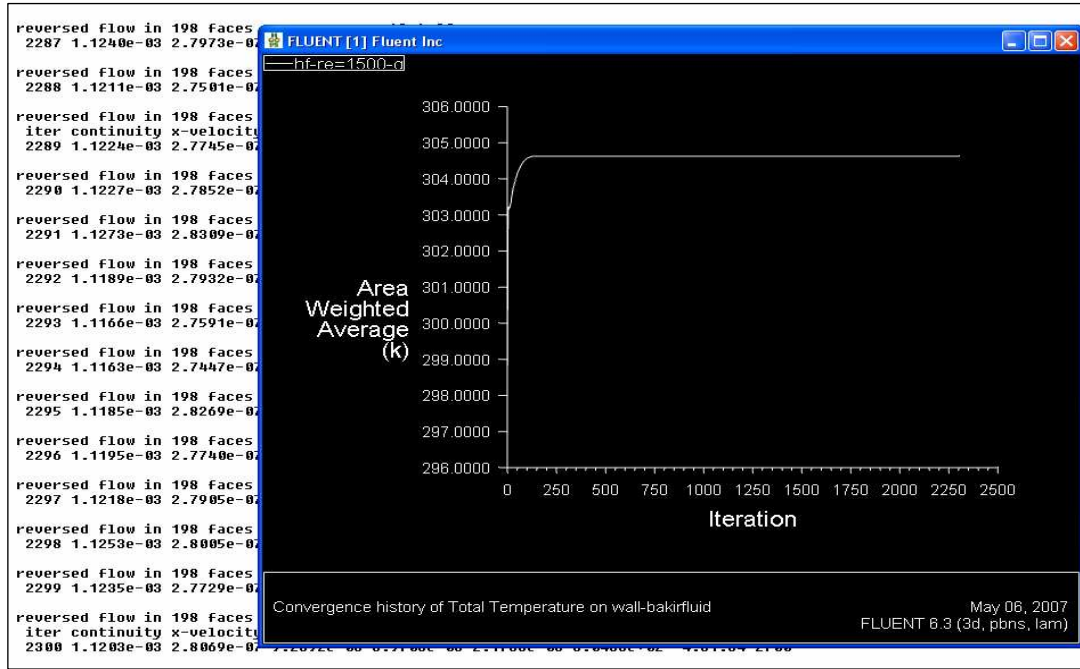
Yukarıdaki bütün sorulara olumlu cevap alındıktan sonra SAD çözüm ve sonuçlarının gerçek fiziksel değerlerle doğruluğu ve uyumluluğu ilk dört sorunun olumlu olarak cevaplandırılmasından sonra literatürde mevcut veya kendi deneysel değerlerinizle karşılaştırılması işi ile ispat edilmiş olur. Eğer hiçbir şekilde deneysel veri mevcut değil ise bu kesin karşılaştırma literatürde kabul görmüş teorik, analitik veya diğer bir nümerik çözümle karşılaştırma yapılabilir.

Bu çalışmada, SAD yöntemleri kullanılarak yapılan çözümlerin ve sonuçların, doğruluğunun ve geçerliliğinin kontrolü yapılmış ve yukarıda bahsedilen beş sorunun cevabı aşağıda verilmiştir. SAD sonuçlarının güvenilirlik kontrollerinden ilk sorunun cevabını, Şekil 5.1’de cevaplandırabiliriz. Şekil 5.1’de de görüldüğü gibi çözümü yapılan bütün değişkenlerin kalıntıları azalmaktadır.

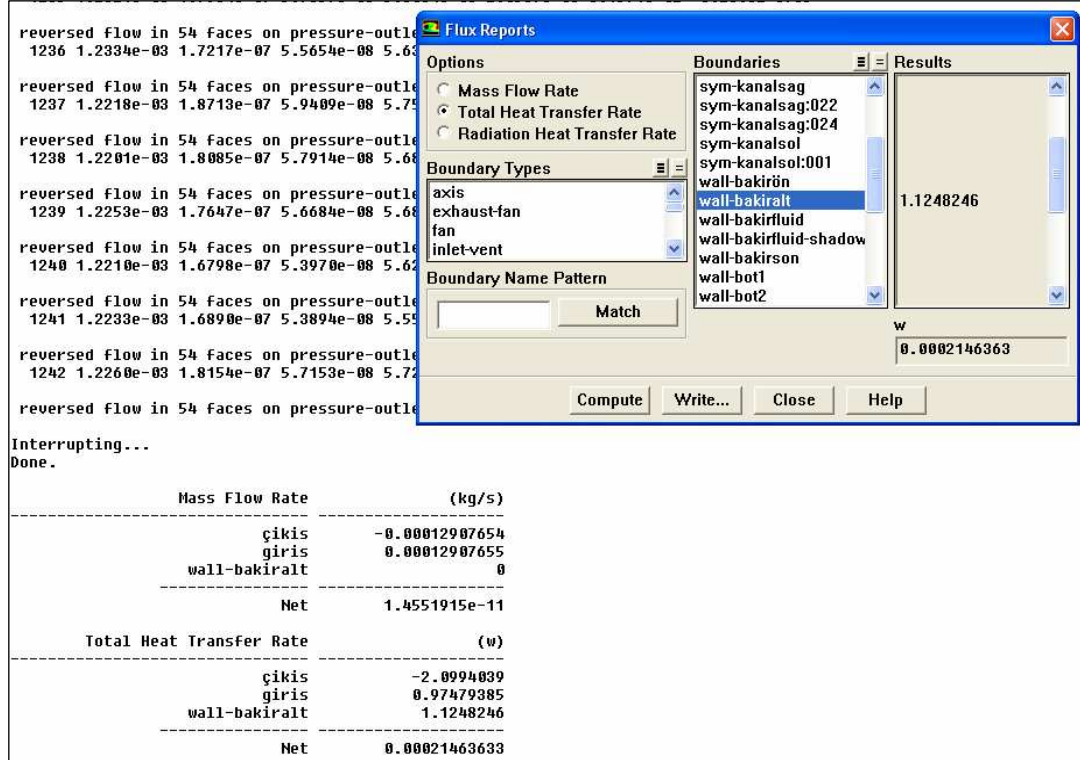


Şekil 5.1. Örnek bir çözümün kalıntı değerleri

İkinci sorunun cevabını ise Şekil 5.2’de cevaplayabiliriz. Çözümü yapılan değişkenin anlık değeri de belli bir iterasyon sayısından sonra değişmemektedir. Üçüncü sorunun cevabı yani süreklilik ve enerjinin korunumunun sağlanıp sağlanmadığını ekrandan kontrol edebiliriz. Şekil 5.3’de görüldüğü gibi bu sorunun cevabı kontrol edilebilir.

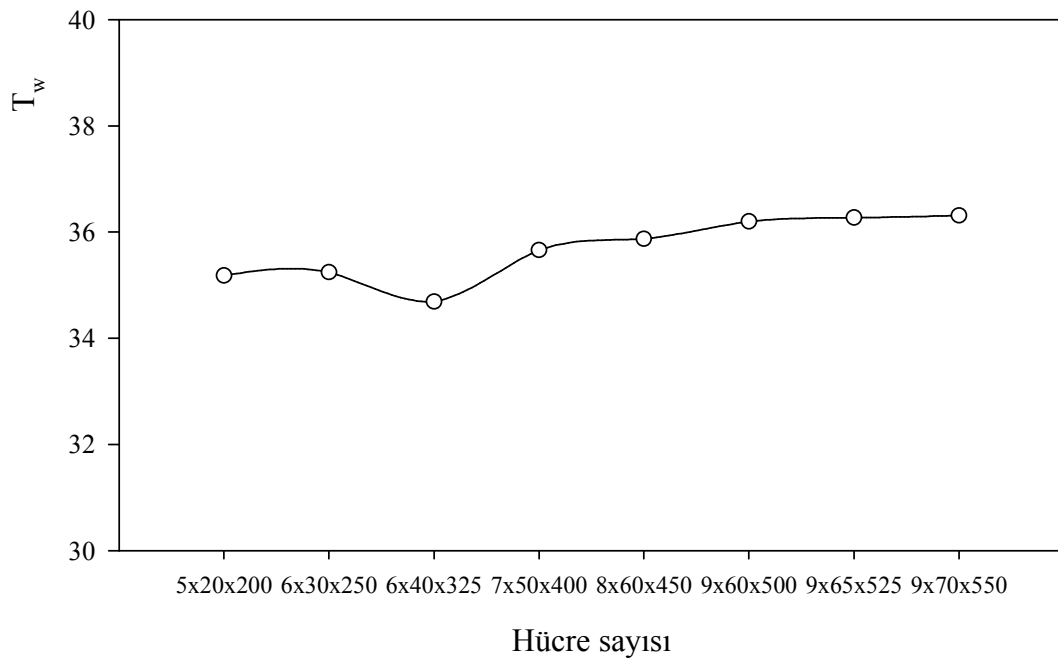


Şekil 5.2. Çözümü yapılan değişkenin iterasyon sayısı ile değişimi



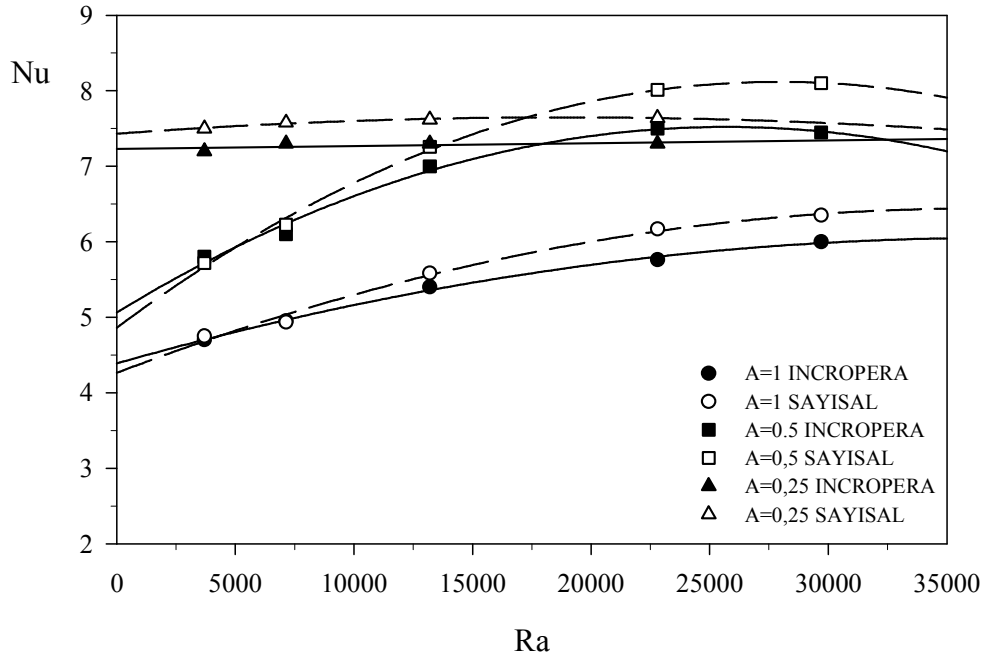
Şekil 5.3. Örnek bir çözümün, süreklilik ve enerjinin korunumunun kontrolü

SAD sonuçlarının doğruluğunun kabul edilebilebilmesi için dördüncü kriter çözümün hücre yapısından bağımsız olmasıdır. Bununla ilgili yapılan çalışma Şekil 5.4’de verilmiştir. Şekil 5.4’de farklı hücre sayılarında ortalama bakır plaka yüzey sıcaklığı ile hücre sayısı değişimi görülmektedir. Hücre sayısı 9x60x500’den sonra sıcaklık değişmemektedir. Bu nedenle yapılan bu çalışmada 9x60x500 hücre sayısı kullanılmıştır.



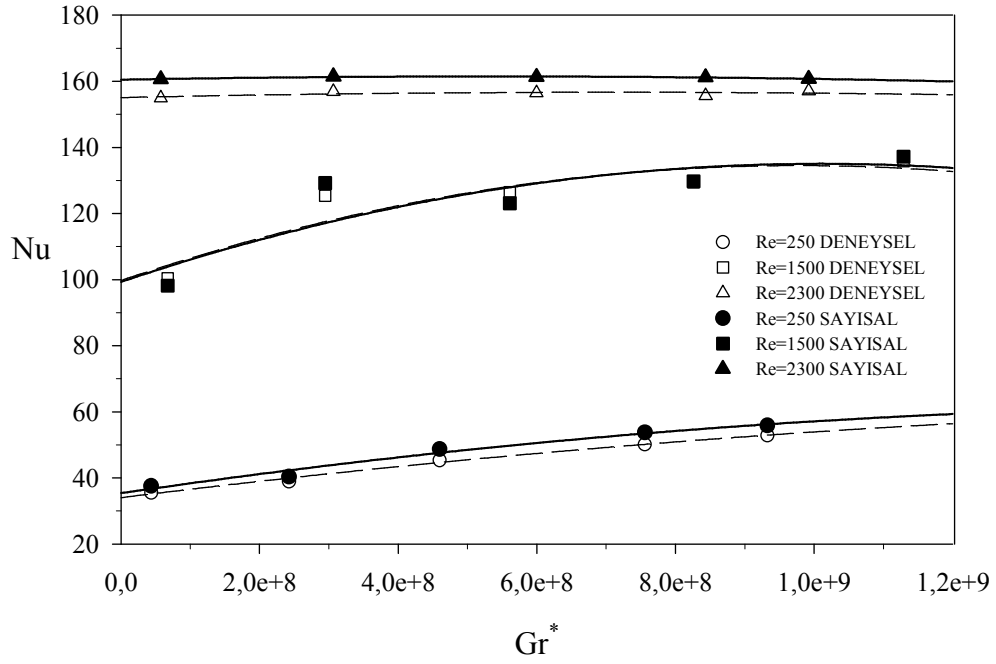
Şekil 5.4. Farklı hücre sayıları için ortalama bakır plaka yüzey sıcaklığının değişimi

J.R.Maughan, F.P. Incropera [2], akıma paralel kanatçıklar yerleştirilmiş paralel plakalı kanalda, üç farklı kanatçık aralığında $A=1$, $A=0,5$ ve $A=0,25$ ($A=S/2H$) karışık taşınım ile olan ısı transferini deneysel olarak araştırmışlardır. Yapmış oldukları bu çalışma şartlarında, problem Fluent’te çözülmüş ve sonuçların karşılaştırılması Şekil 5.5’te sunulmuştur. Grafikte görüldüğü gibi, J.R.Maughan, F.P. Incropera [2] tarafından yapılan deneysel çalışma ile sayısal çalışma sonuçlarının uyum içerisinde olduğu görülmektedir.

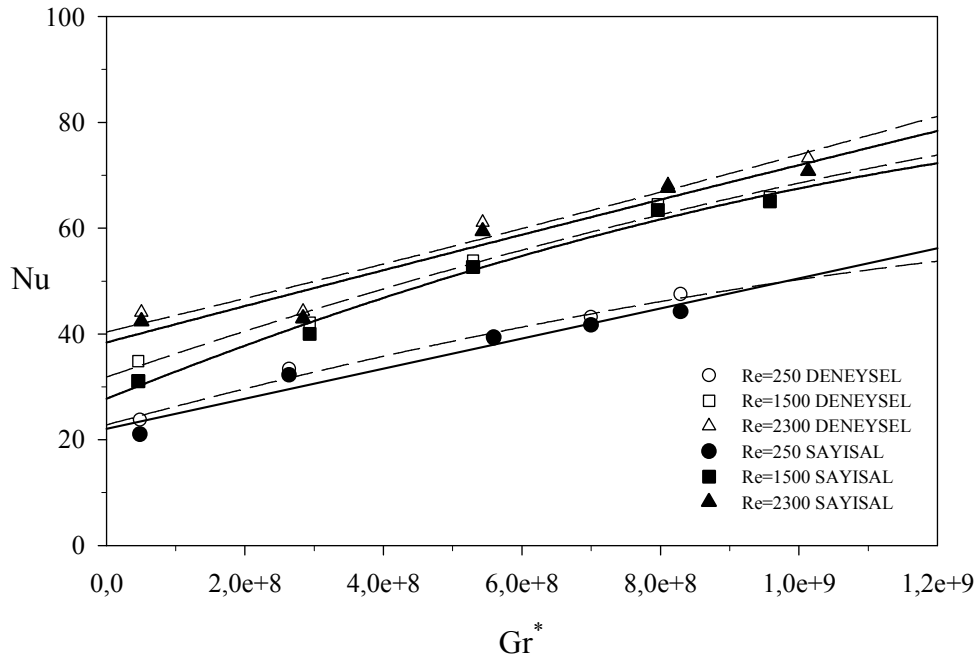


Şekil 5.5. Re=1000 için üç farklı kanatçık aralığında deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması [2]

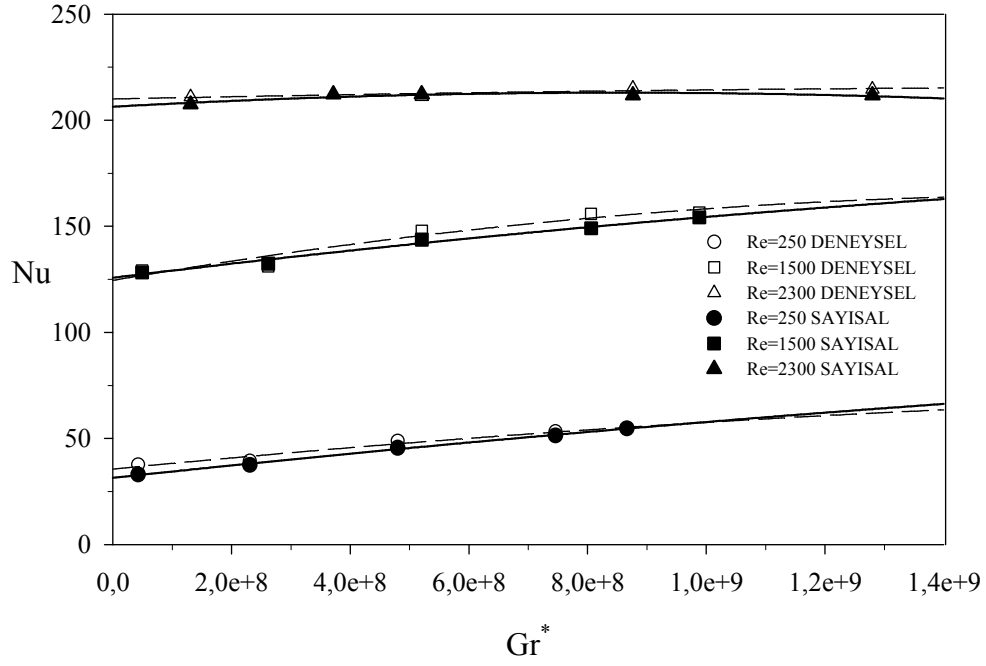
Yukarıda anlatılan SAD çözümlerinin güvenilirlik kontrolleri yapıldıktan sonra yapmış olduğumuz deneylerle de karşılaştırma yapılmıştır. Şekil 5.6, Şekil 5.7, Şekil 5.8 ve Şekil 5.9’da sırasıyla kanatçık aralığı S=18-12-8-4 mm için yapılan deneyler ile bu deneylerin Fluent’te çözülmüş sonuçları karşılaştırılmıştır. Grafiklerde de görüldüğü gibi deneysel ve sayısal sonuçlar uyum içerisinde. Yapılan karşılaştırmalar sonucunda, sayısal çözümlerin sonuçları ile deneysel sonuçlar arasında $\pm 6\%$ civarında fark olduğu belirlenmiştir.



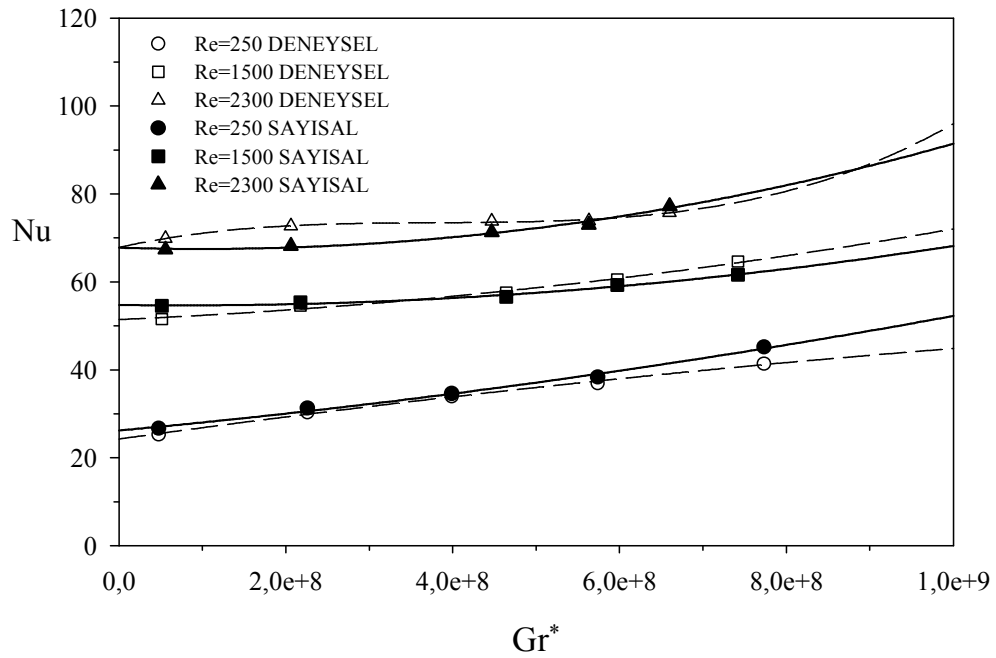
Şekil 5.6. Kanatçık yüksekliği $H_f=80$ mm ve $S=18$ mm için üç farklı Reynolds sayısında deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması



Şekil 5.7. Kanatçık yüksekliği $H_f=25$ mm ve $S=12$ mm için üç farklı Reynolds sayısında deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması



Şekil 5.8. Kanatçık yüksekliği $H_f=80$ mm ve $S=8$ mm için üç farklı Reynolds sayısında deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması



Şekil 5.9. Kanatçık yüksekliği $H_f=50$ mm ve $S=4$ mm için üç farklı Reynolds sayısında deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması

5.2. Sayısal Çalışma Sonuçları

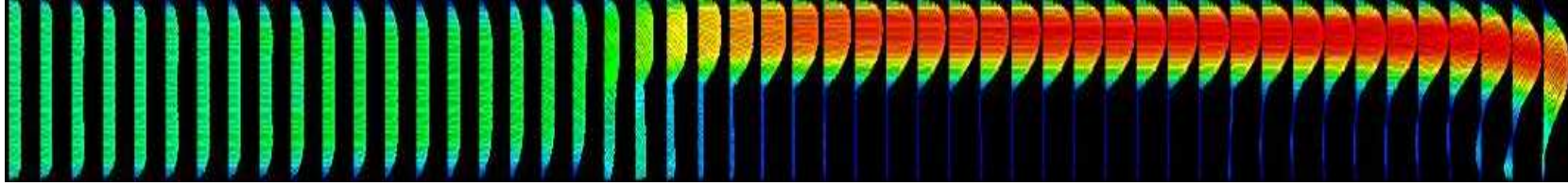
Bu bölümde, akıma paralel kanatçıklar yerleştirilmiş kapalı kanallarda laminar karışık taşınım ile ısı transferine, kanatçık aralığının, kanatçık yüksekliğinin, Reynolds sayısının ve uyarlanmış Grashof sayısının etkileri araştırılmış ve sonuçlar grafik olarak sunulmuştur. Ayrıca bu parametrelerin ısı transferine etkileri, Fluent çözümlerinden elde edilen sıcaklık dağılımları ve hız vektörlerinden yararlanılarak ayrıntılı bir şekilde açıklanmaya çalışılmıştır.

5.2.1. Kanatçıklar arası mesafenin ısı transferine etkisi

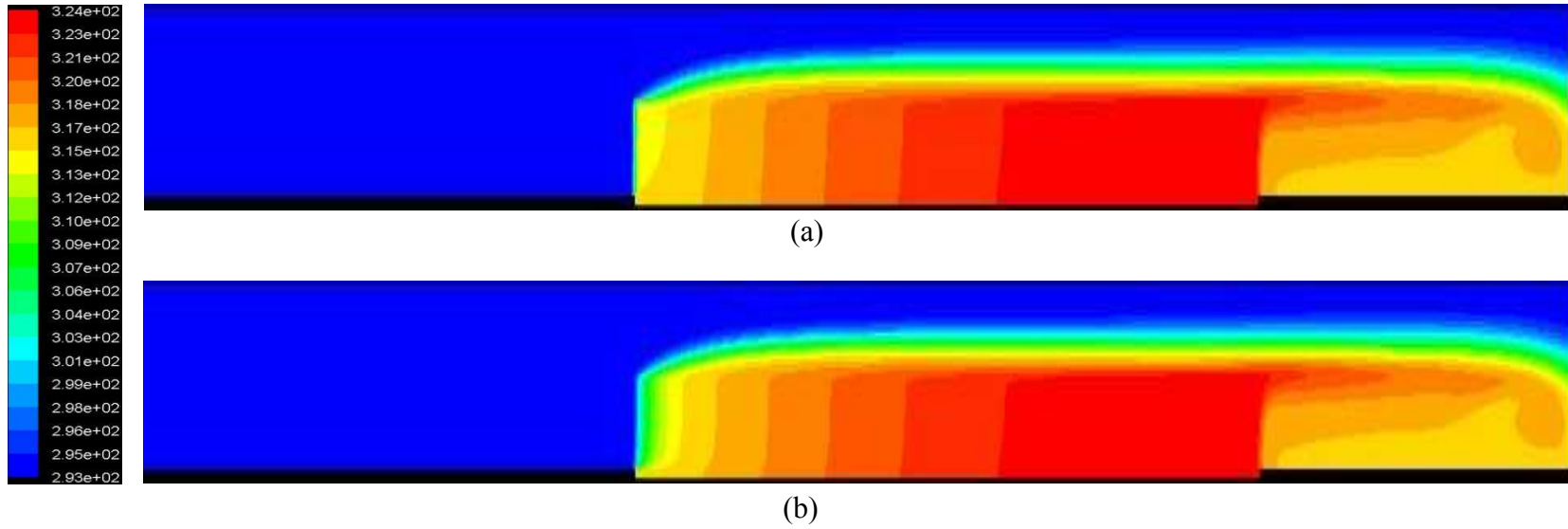
Isı transferinin artırılması için kullanılan kanatçık dizilerinde, kanatçıklar arasındaki mesafe ısı transferinde dikkat edilmesi gereken önemli parametrelerden biridir. Bu çalışmada, kanatçıkların yerleştirildiği kanal alt duvarı alanı değişmediği için fazla kanatçık kullanılması sonucunda, toplam ısı transferi yüzey alanı artacağından ısı transfer katsayısının büyük olması umulur. Ancak kanatçık sayısının arttırılması, kanatçıklar arasındaki mesafenin azalmasına ve bunun sonucunda ise kanatçıklar yüzeyinde gelişen sınır tabakalarının kesişmesine neden olmaktadır. Sınır tabakalarının kesişmesi, kanatçıklar arasındaki akışkan akış hızının azalmasına sebep olarak kanala giren soğuk akışkanın kanatçıklar arasına yüksek hızlarda girmesine engel olmakta ve bunun sonucunda kanatçıklar arasında ısınan akışkan daha fazla bir süre kanatçıklar arasında kalmaktadır. Akışkan hızının azalması, akışkanın ısınan yüzeylerden enerjiyi kolaylıkla alıp taşıyamamasına dolayısıyla kanalın büyük bir kısmının durgun sayılabilecek ısınmış hava ile işgal edilmesine ve verimli bir ısı transferinin sağlanamamasına neden olur. Kanatçıklar arası mesafenin arttırılmasıyla da ortalama ısı transfer katsayısı düşmektedir. Çünkü kanatçıklar arası mesafenin artması (kanatçık sayısının azalması) toplam ısı transferi yüzey alanının azalmasına dolayısıyla ısı transferinin azalmasına neden olmaktadır. Bu nedenle kanatçık dizilerinin tasarımında, maksimum ısı transferi elde etmek için kanatçıklar arası mesafenin optimum bir değerde olması gerekmektedir. Fluent paket programında yapılan çözümler sonucunda elde edilen sonuçlar aşağıda grafik olarak sunulmuştur. $Re = 250$ için Şekil 5.16, Şekil 5.17 ve Şekil 5.18’de ortalama ısı transfer

katsayısının, üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafe ile değişimi verilmiştir. Grafiklerde görüldüğü gibi yukarıda bahsedilen nedenden dolayı ısı transfer katsayısı, kanatçıklar arası mesafenin artması ile artmakta, bir maksimuma noktaya ulaştıktan sonra kanatçıklar arası mesafenin artmasıyla azalmaktadır. Isı transfer katsayısının maksimum olduğu kanatçıklar arası mesafe, optimum kanatçık aralığı (S_{opt}) olarak tanımlanmaktadır.

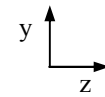
Kanatçıklar arası mesafenin küçük olduğu durumlarda, sınır tabakaların kesişmesi sebebiyle kanatçıklar arasındaki akışkan hızının azaldığını, kanatçıklar arası mesafenin arttırılmasıyla kanatçıklar arasındaki akışkan hızının arttığını gösteren, kanal içerisindeki vektörel hız dağılımları ve sıcaklık dağılımları aşağıda verilmiştir. Şekil 5.10, Şekil 5.12 ve Şekil 5.14’de kanatçık aralığı $S=4-8-18$ mm için, çözüm alanının orta noktasında, y-z düzleminde akım yönünde vektörel hız dağılımları sırasıyla verilmiştir. Şekil 5.11.a, Şekil 5.13.a Şekil 5.15.a’da kanatçık içerisinde, Şekil 5.11.b, Şekil 5.13.b, ve Şekil 5.15.b’de ise çözüm alanının orta noktasında kanatçık aralığı $S=4-8-18$ mm için y-z düzleminde sırasıyla akım yönündeki sıcaklık dağılımları verilmiştir. Bu çözümlerde Reynolds sayısı $Re=1500$, kanatçık yüksekliği $H_f=50$ mm ve uyarlanmış Grashof sayısı $Gr^*=5 \times 10^8$ alınmıştır. Verilen şekillerde görüldüğü gibi kanatçıklar arası mesafenin küçük olduğu durumda (Şekil 5.10, $S=4$ mm) kanatçık bölgesinde akışkan hızı neredeyse sıfır olmaktadır. Aynı kanatçık aralığı için verilen kanal içerisindeki sıcaklık dağılımına bakıldığında (Şekil 5.11.a ve Şekil 5.11.b), akışkan hızının azalması sonucunda sıcak akışkanın kanatçık bölgesinin büyük bir bölümünü işgal ettiği görülmektedir. Bunun sonucunda da verimli bir ısı transferi olamamaktadır. Kanatçıklar arası mesafeyi arttırdığımızda (Şekil 5.12, $S=8$ mm), kanatçık bölgesindeki akışkan hızında artış görülmekte ve bunun sonucunda kanal içerisindeki sıcaklık dağılımında görüldüğü gibi (Şekil 5.13.a ve Şekil 5.13.b), akışkanın ısınan yüzeylerden enerjiyi kolaylıkla alıp kanal çıkışına doğru taşıyabildiği görülmektedir. Kanatçıklar arası mesafeyi arttırdığımızda (Şekil 5.14 $S=18$ mm) diğer kanatçık aralıklarına göre akışkanın hızının neredeyse hiç azalmadığı görülmektedir. Fakat kanatçıklar arası mesafeyi gereğinden fazla arttırdığımızda toplam ısı transferi yüzey alanı azalacağından dolayı ısı transfer miktarı da azalacaktır.

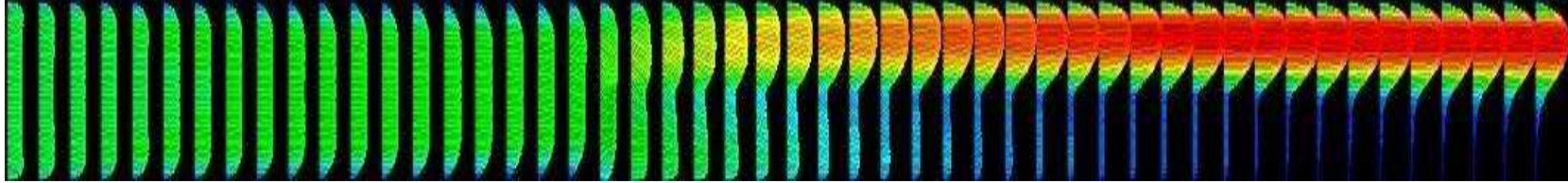


Şekil 5.10. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve kanatçık aralığı $S=4$ mm'de çözüm alanının orta noktasında ana akım yönündeki vektörel hız dağılımı

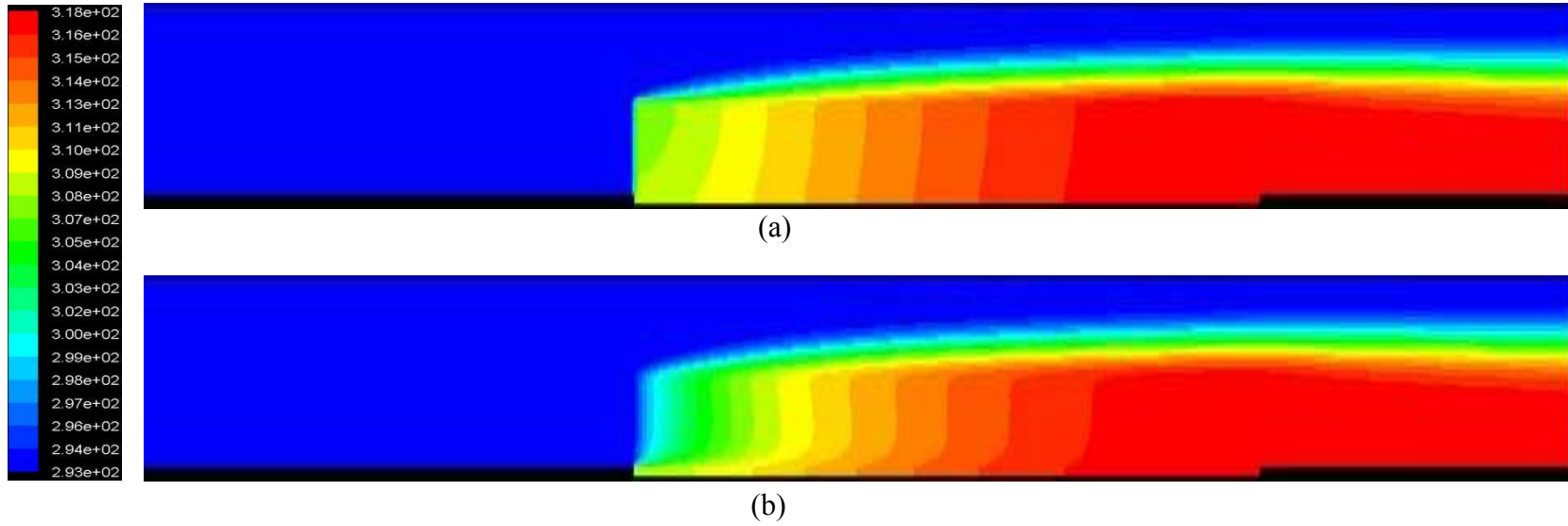


Şekil 5.11. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve kanatçık aralığı $S=4$ mm'de kanal içerisinde sıcaklık dağılımı
a) kanatçık merkezindeki simetri düzleminde
b) çözüm alanının orta noktasında

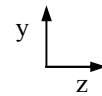


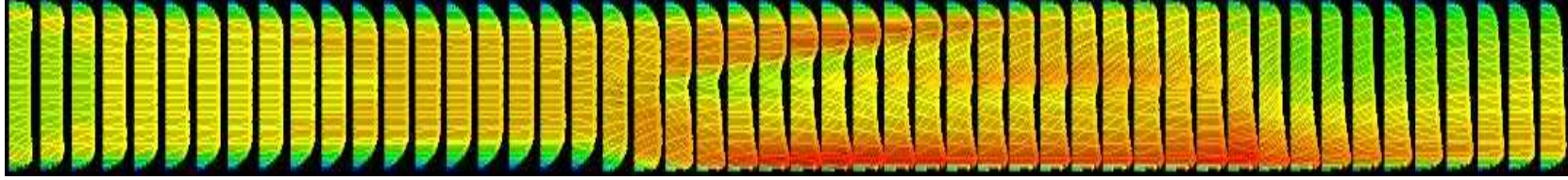


Şekil 5.12. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve kanatçık aralığı $S=8$ mm’de çözüm alanının orta noktasında ana akım yönündeki vektörel hız dağılımı

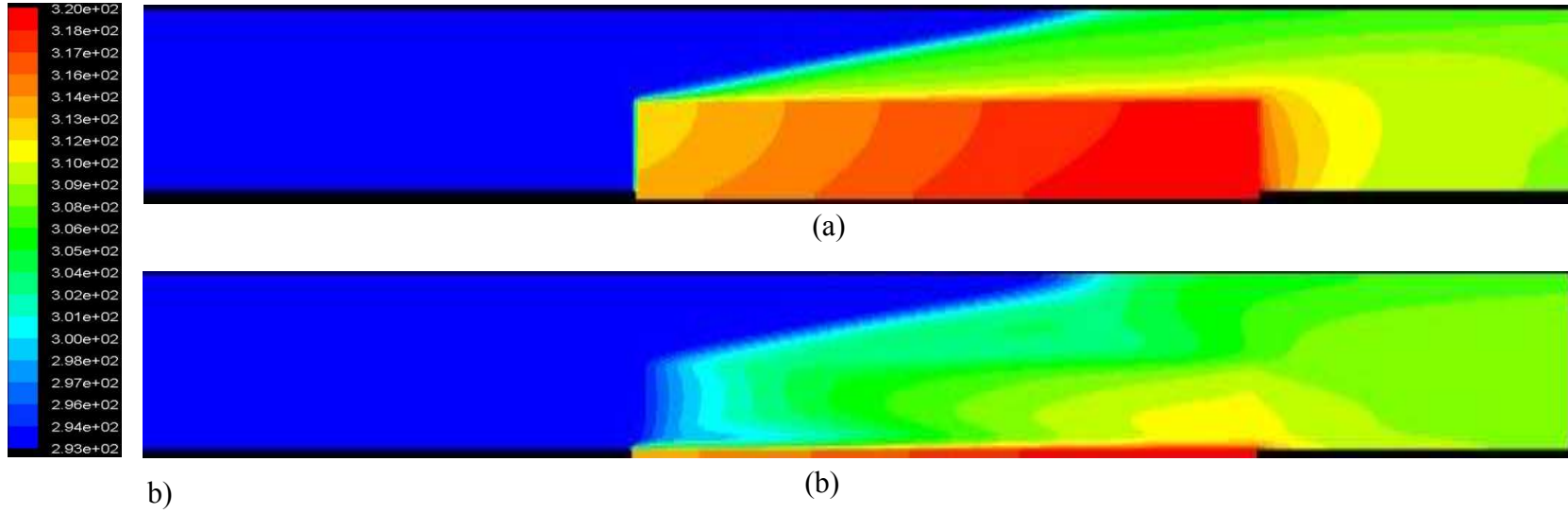


Şekil 5.13. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve kanatçık aralığı $S=8$ mm’de kanal içerisinde sıcaklık dağılımı
a) kanatçık merkezindeki simetri düzleminde
b) çözüm alanının orta noktasında

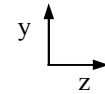




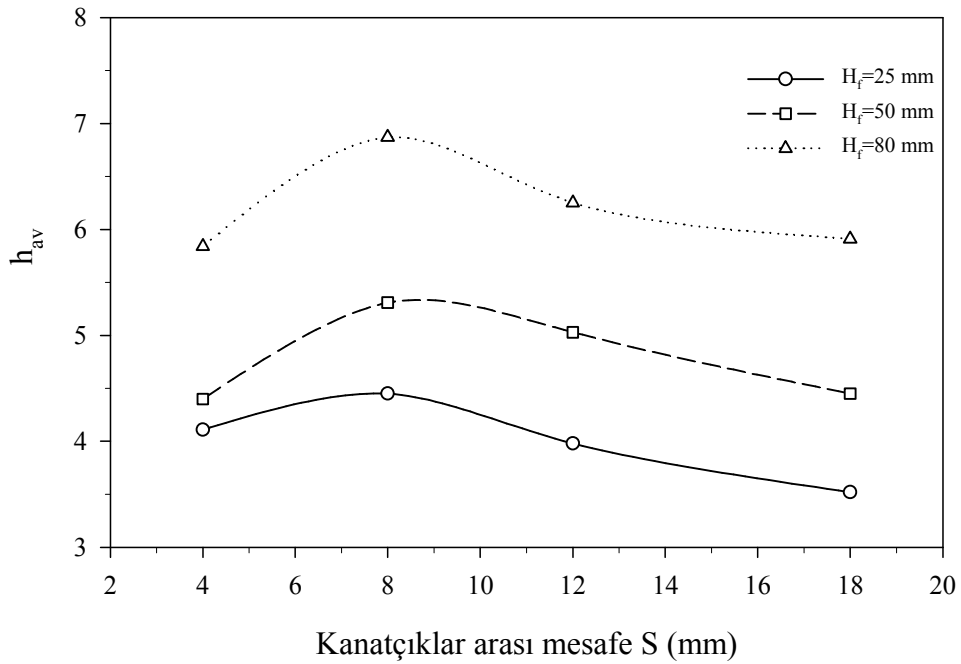
Şekil 5.14. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve kanatçık aralığı $S=18$ mm'de çözüm alanının orta noktasında ana akım yönündeki vektörel hız dağılımı



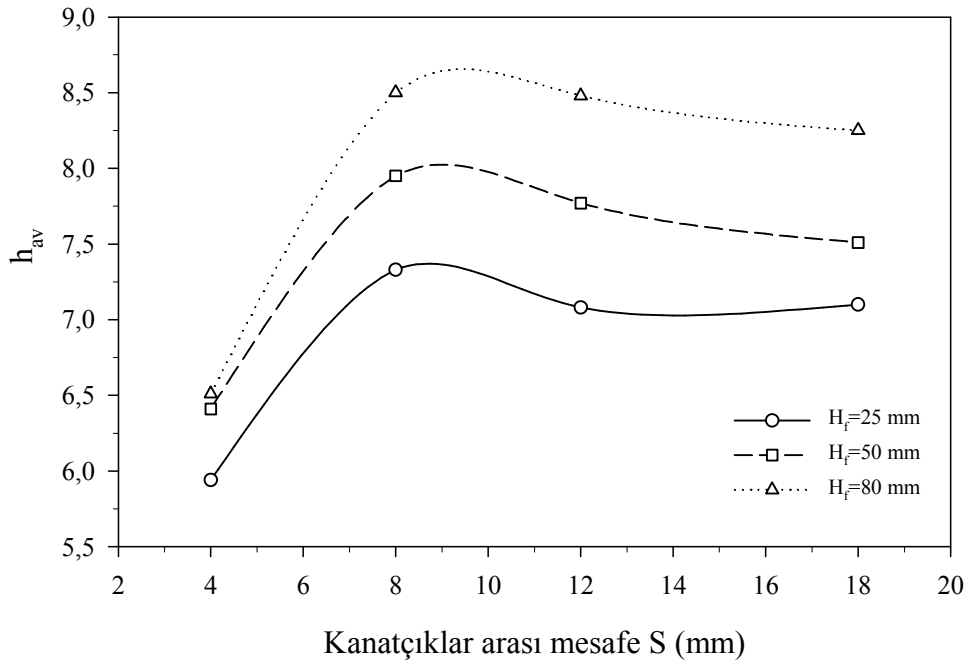
Şekil 5.15. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve kanatçık aralığı $S=18$ mm'de kanal içerisinde sıcaklık dağılımı
a) kanatçık merkezindeki simetri düzleminde
b) çözüm alanının orta noktasında



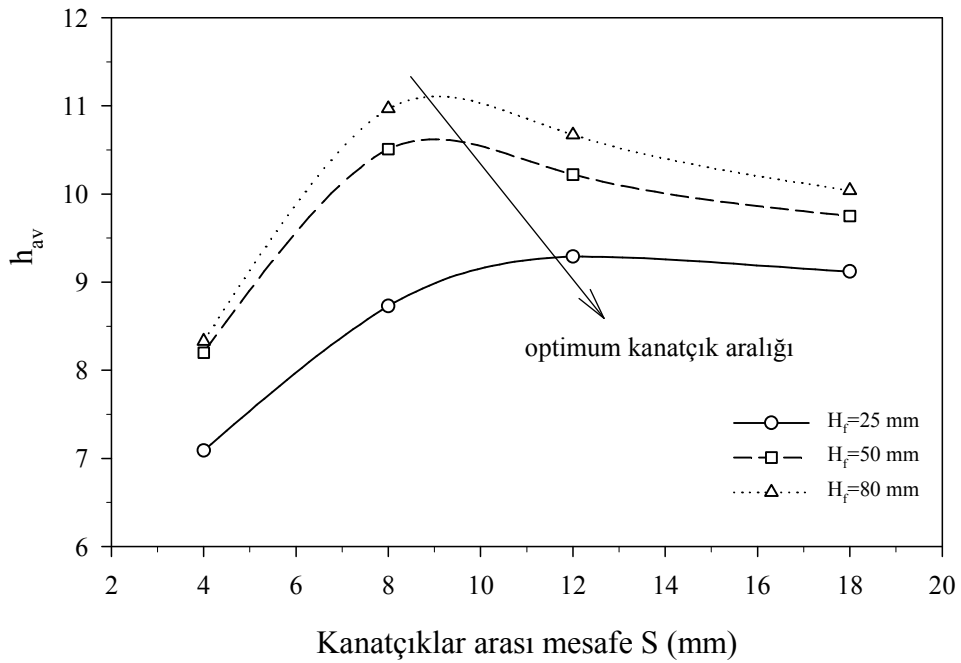
Şekil 5.16, Şekil 5.17 ve Şekil 5.18’de $Re=250$ için sırasıyla $Gr^*=5 \times 10^7$, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve $Gr^*=1 \times 10^9$ ’da, üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ile değişimi verilmiştir. Şekillerden görüldüğü gibi yukarıda açıklandığı şekilde önce kanatçık aralığının artmasıyla ısı transfer katsayısı artmakta, bir maksimum noktaya ulaştıktan sonra kanatçık aralığının artmasıyla birlikte azalmaktadır. Şekil 5.16’da kanatçık yüksekliği $H_f=25$ mm’de optimum kanatçık aralığının $S_{opt}=8$ mm civarında olduğu görülmektedir. Uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla, Şekil 5.17’de, kanatçık yüksekliği $H_f=25$ mm’de optimum kanatçık aralığının $S_{opt}=9$ mm civarında olduğu, Şekil 5.18’de ise optimum kanatçık aralığının $S_{opt}=12$ mm civarında olduğu görülmektedir. Yani kanatçık yüksekliğinin $H_f=25$ mm olduğu durumda uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla optimum kanatçık aralığı artmaktadır. Aynı şekilde Şekil 5.16’da kanatçık yüksekliğinin $H_f=50$ mm olduğu durumda da, optimum kanatçık aralığının $S_{opt}=8$ mm civarında olduğu, Şekil 5.18’de ise aynı kanatçık yüksekliği için optimum kanatçık aralığının $S_{opt}=10$ mm civarında olduğu görülmektedir.



Şekil 5.16. $Re=250$ ve $Gr^*=5 \times 10^7$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi



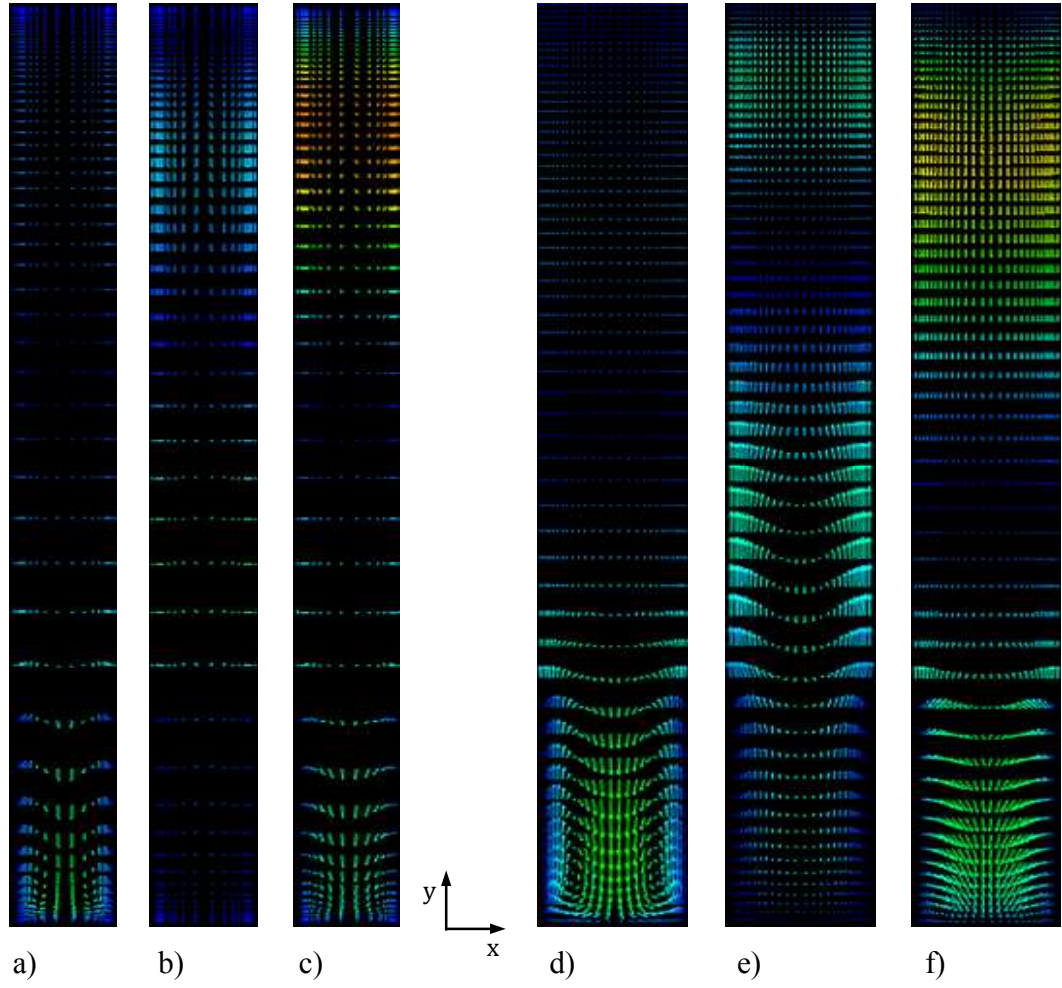
Şekil 5.17. $Re=250$ ve $Gr^*=5 \times 10^8$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi



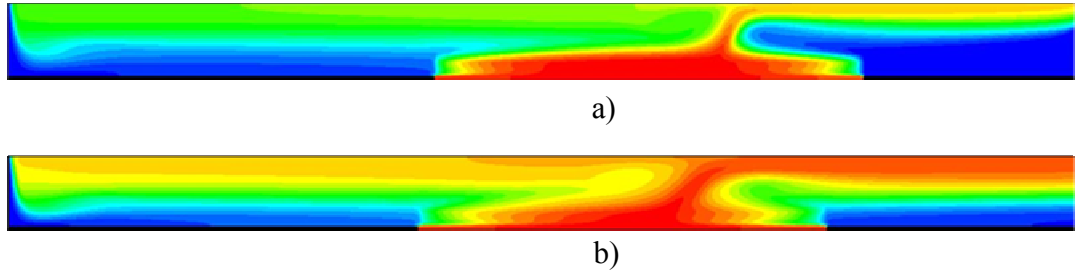
Şekil 5.18. $Re=250$ ve $Gr^*=1 \times 10^9$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi

Uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla optimum kanatçık aralığının artmasının nedeni, Şekil 5.19 ve Şekil 5.20’de açıkça görülmektedir. Şekil 5.19’da $Re=250$, kanatçık yüksekliği $H_f=25$ mm ve $Gr^*=1 \times 10^9$ durumunda kanatçıklar arası mesafe $S=8-12$ mm için $z=2L/5$, $z=3L/5$ ve $z=4L/5$ noktalarında y-x düzleminde vektörel hız dağılımları verilmiştir. Akım yönünde $z=2L/5$ noktası kanatçık ve bakır plakanın başlangıç noktası, $z=3L/5$ noktası kanatçık ve bakır plakanın ortası ve $z=4L/5$ noktası ise kanatçık ve bakır plakanın bittiği noktadır. Buna ek olarak Şekil 5.20.a ve Şekil 5.20.b’de sırasıyla kanatçık aralığı $S=8$, ve $S=12$ mm için, çözüm alanının orta noktasında, y-z düzleminde kanal içerisindeki sıcaklık dağılımları verilmiştir. Uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla, ısı transferinde doğal taşınım etkileri artmakta bunun sonucunda da kaldırma kuvveti etkili ikincil akışlar oluşmaktadır. Şekil 5.19.a, Şekil 5.19.b ve Şekil 5.19.c’de görüldüğü gibi, kanatçık aralığı $S=8$ mm’de ikincil akışların oluştuğu, fakat kanatçık aralığının yeteri kadar büyük olmadığından dolayı ikincil akışların yeteri kadar güçlenemediği görülmektedir. Şekil 5.19.d, Şekil 5.19.e ve Şekil 5.19.f’de görüldüğü gibi kanatçık aralığı $S=12$ mm’de ise kanatçık aralığının yeteri kadar büyük olduğundan ikincil akışlar, kanatçık aralığının $S=8$ mm olduğu duruma göre daha fazla artmaktadır. Dolayısıyla, ikincil akışların güçlenmesi sonucunda daha verimli bir ısı transferi olmaktadır. Kanatçık aralığı, $S=8$ ve $S=12$ mm için verilen kanal içerisindeki sıcaklık dağılımlarına bakıldığında da $S=12$ mm’de daha verimli bir ısı transferinin olduğu görülmektedir. Bu nedenle optimum kanatçık aralığı $S_{opt}=8$ mm’den $S_{opt}=12$ mm’ye artmıştır.

Şekil 5.16, Şekil 5.17 ve Şekil 5.18’de $Re=250$ için sırasıyla $Gr^*=5 \times 10^7$, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve $Gr^*=1 \times 10^9$ ’da verilen grafiklerde kanatçık yüksekliği $H_f=80$ mm’de, kanatçık yüksekliği $H_f=25$ mm’e göre uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla optimum kanatçık aralığı pek değişmemektedir. Şekil 5.21’de görüldüğü gibi her iki kanatçıklar arası mesafe $S=8$ ve $S=12$ mm’de, uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla ısı transferinde doğal taşınım etkilerinin artması sonucu kaldırma kuvveti etkili ikincil akışlar oluşmaktadır. Kanatçık yüksekliğinin artması sonucunda kanatçıklar arasında yeteri kadar basınç düşüşü olduğundan, kanatçıklar arası mesafe 12 mm’de olduğu gibi kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm’de de, verilen şekilde görüldüğü gibi (Şekil 5.21) ikincil akışlar gelişmektedir. Bu nedenle kanatçık

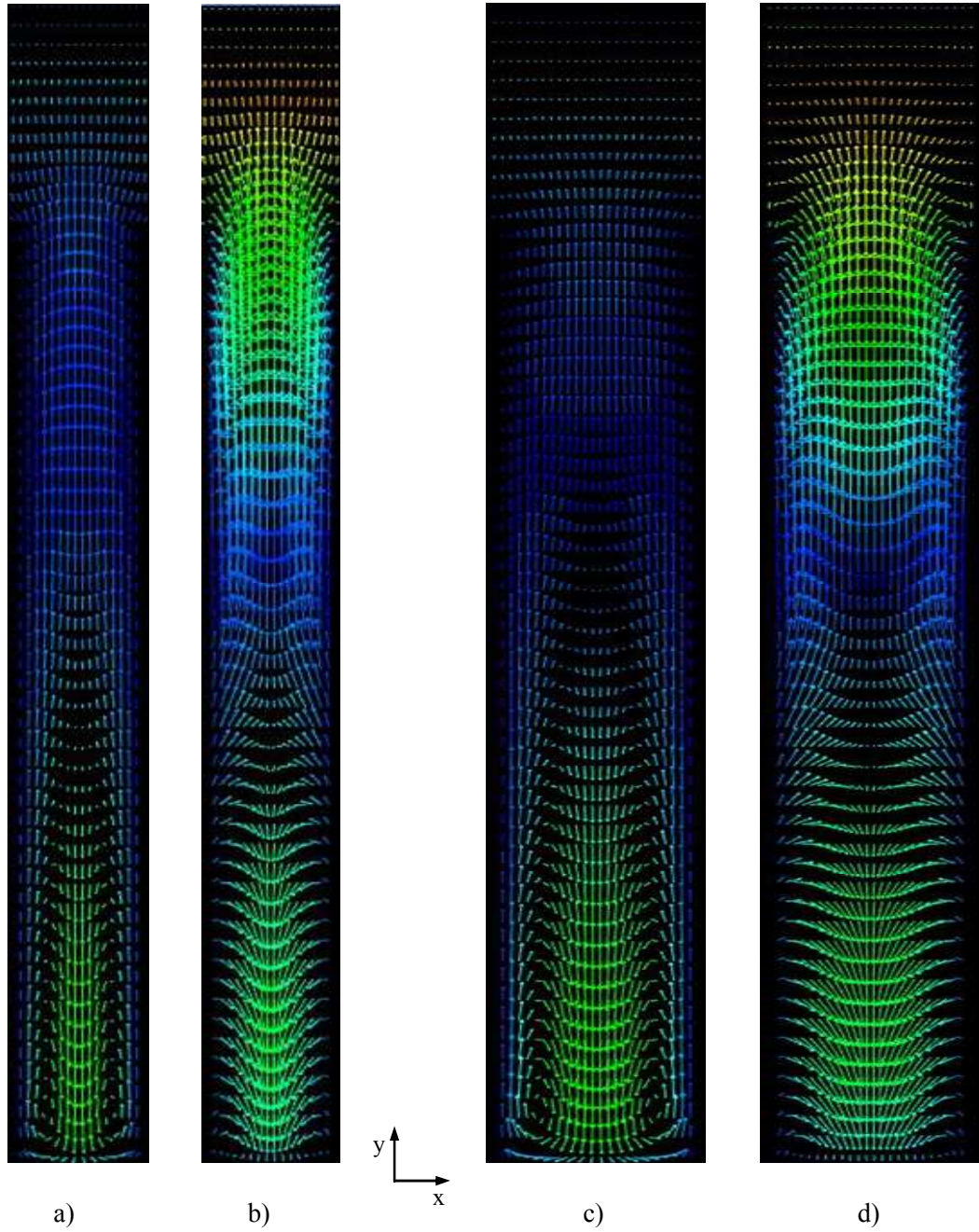


Şekil 5.19. $Re=250$, $H_f=25$ mm ve $Gr^*=1 \times 10^9$ olduğu durumda noktalarındaki y-x düzleminde vektörel hız dağılımları
 $S=8$ mm için a) $z=2L/5$, b) $z=3L/5$, c) $z=4L/5$
 $S=12$ mm için d) $z=2L/5$, e) $z=3L/5$, f) $z=4L/5$



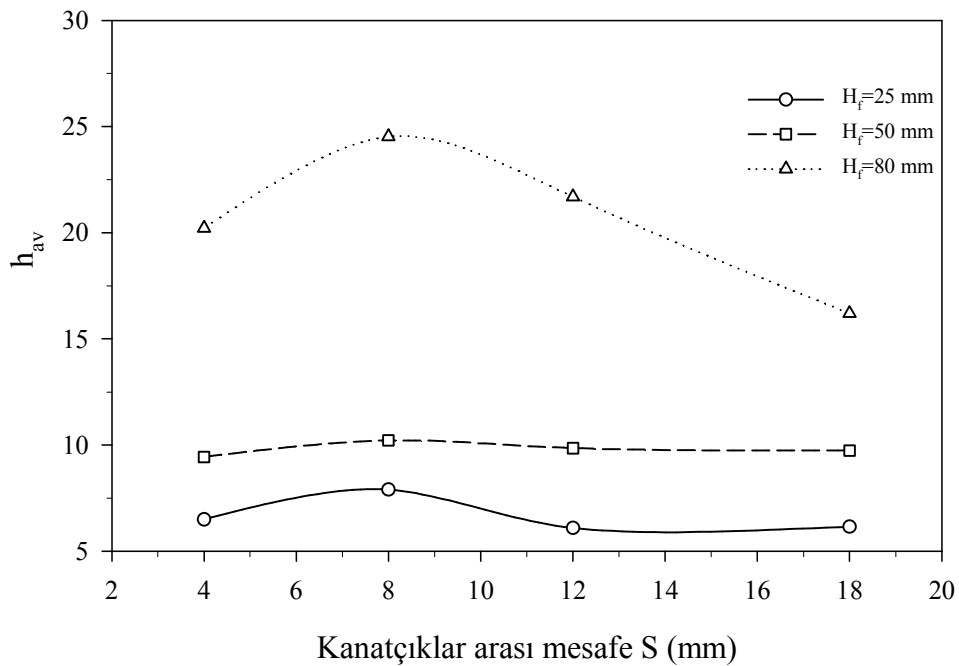
Şekil 5.20. $Re=250$, $H_f=25$ mm ve $Gr^*=1 \times 10^9$ olduğu durumda y-z düzleminde kanal içerisinde sıcaklık dağılımları
a) $S=8$ mm için çözüm alanının orta noktasında
b) $S=12$ mm için çözüm alanının orta noktasında

yüksekliği büyük olduğu durumlarda $H_f=80$ mm, kanatçık yüksekliğinin küçük olduğu $H_f=25$ mm duruma göre uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla optimum kanatçık aralığı çok az değişmektedir.

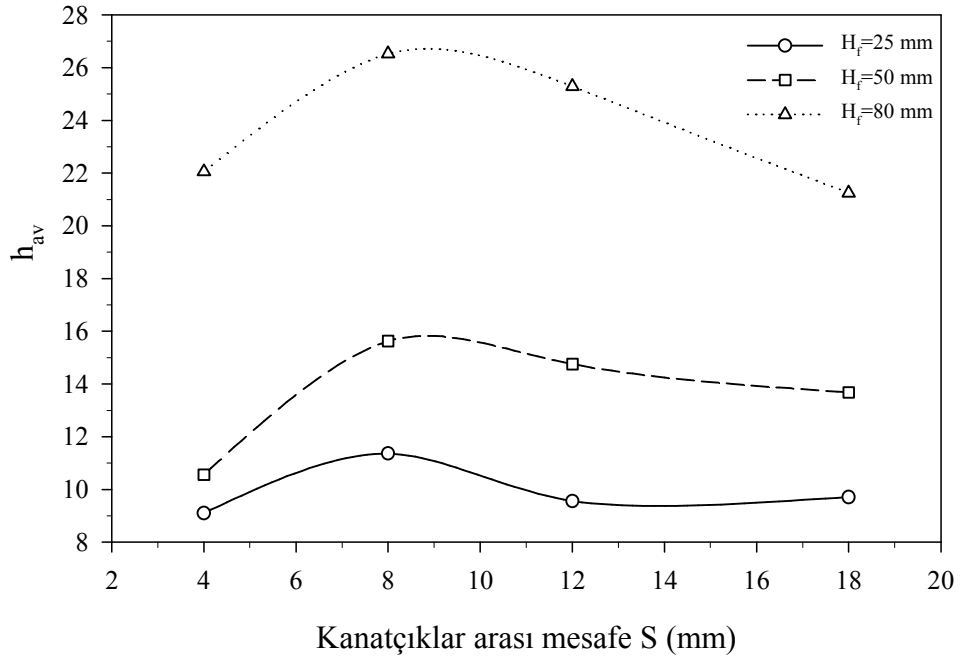


Şekil 5.21. $Re=250$, $H_f=80$ mm ve $Gr^*=1 \times 10^9$ olduğu durumda y-x düzleminde vektörel hız dağılımları
 $S=8$ mm için a) $z=2L/5$, b) $z=4L/5$,
 $S=12$ mm için c) $z=2L/5$, d) $z=4L/5$

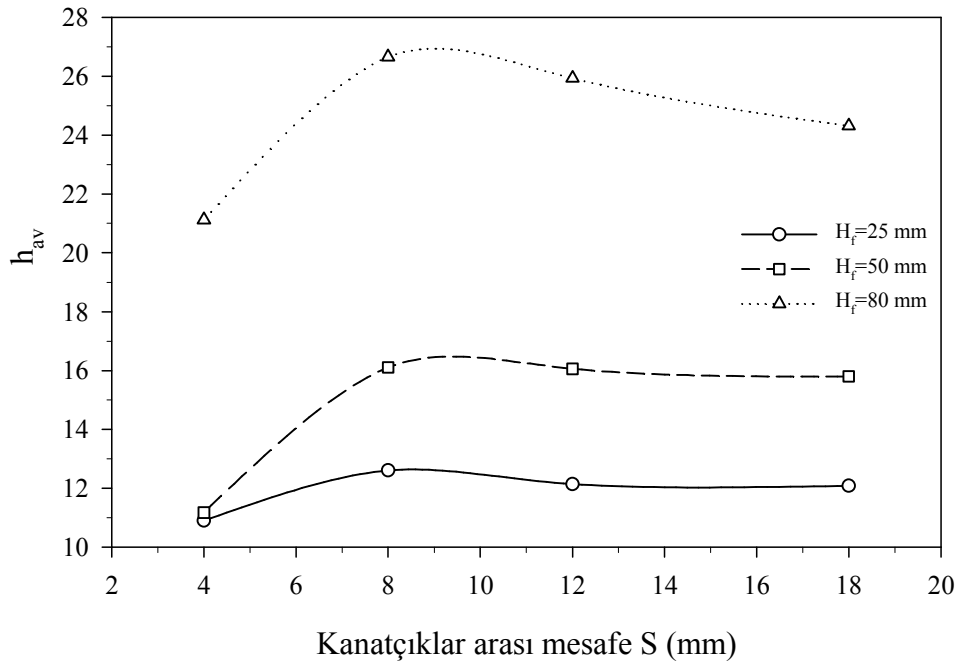
Re=1500 için Şekil 5.22, Şekil 5.23 ve Şekil 5.24'te sırasıyla uyarlanmış Grashof sayısı $Gr^*=5 \times 10^7$, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve $Gr^*=1 \times 10^9$ 'de üç farklı kanatçık yüksekliğinde ortalama ısı transfer katsayısının kanatçıklar arası mesafe ile değişimi verilmektedir. Grafiklerde görüldüğü gibi kanatçıklar arası mesafenin artması ile ısı transfer katsayısı artmakta bir maksimum noktaya ulaştıktan sonra kanatçıklar arası mesafenin artmasıyla azalmaktadır. Verilen bu grafiklerdeki deneylerde Richardson sayısının değeri, $0,2 \leq Ri=Gr/Re^2 \leq 6$ aralığındadır. Şekil 5.22'de üç kanatçık yüksekliği için optimum kanatçık aralığı $S_{opt}=8$ mm'dir. Uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla, ısı transferinde doğal taşınım etkileri artmakta ve bunun sonucunda Şekil 5.24'te görüldüğü gibi, üç kanatçık yüksekliği için optimum kanatçık aralığı yaklaşık $S_{opt}=9$ mm olarak belirlenmiştir. Re=1500'de Re=250'ye göre ısı transferinde doğal taşınım etkileri daha az baskın olduğu için uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla optimum kanatçık aralığındaki artış küçük olmuştur.



Şekil 5.22. Re=1500 ve $Gr^*=5 \times 10^7$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi

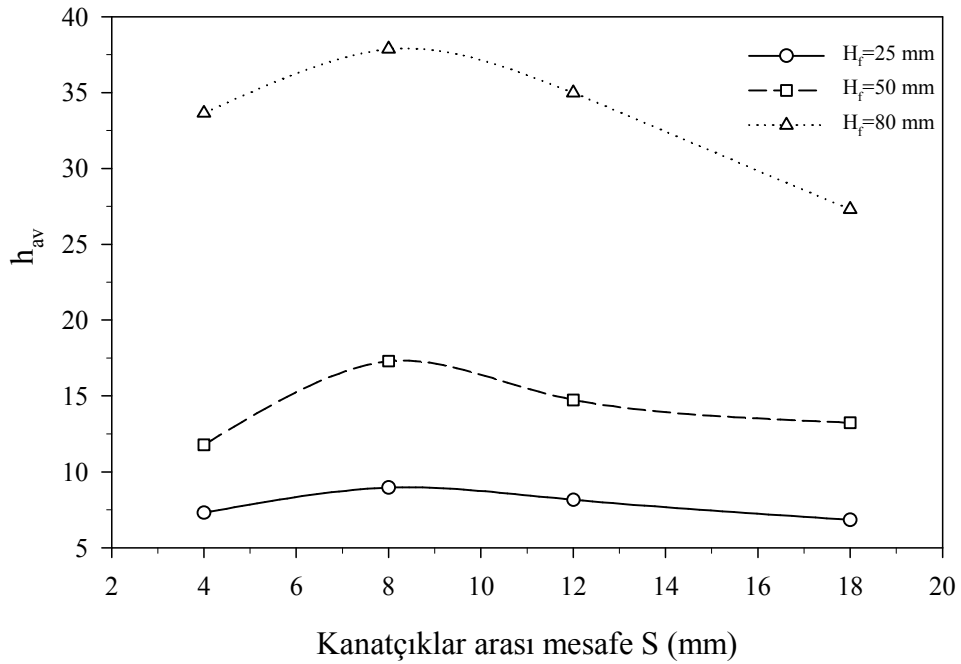


Şekil 5.23. $Re=1500$ ve $Gr^*=5 \times 10^8$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi

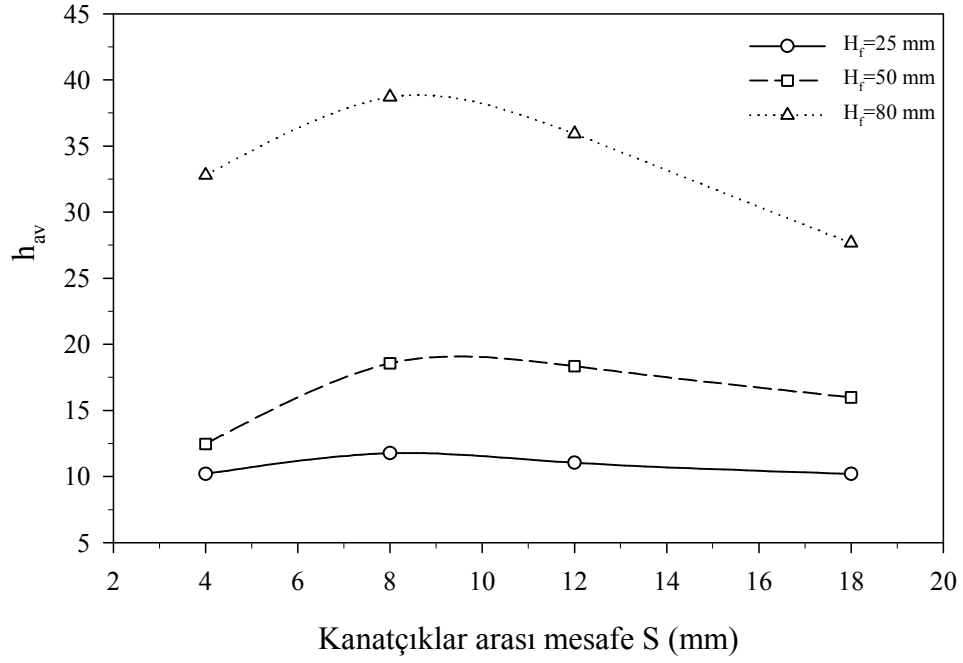


Şekil 5.24. $Re=1500$ ve $Gr^*=1 \times 10^9$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi

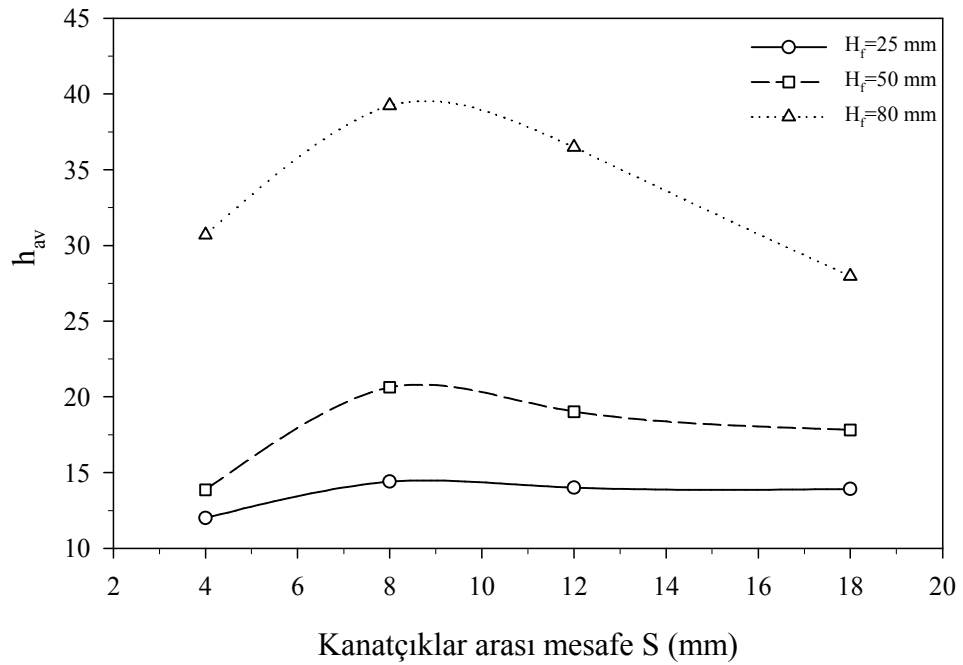
$Re=2300$ için Şekil 5.25, Şekil 5.26 ve Şekil 5.27’te sırasıyla uyarlanmış Grashof sayısı $Gr^*=5 \times 10^7$, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve $Gr^*=1 \times 10^9$ ’de ortalama ısı transfer katsayısının kanatçıklar arası mesafe ile değişimi verilmektedir. Grafiklerde görüldüğü gibi kanatçıklar arası mesafenin artması ile ısı transfer katsayısı artmakta bir maksimum noktaya ulaştıktan sonra kanatçıklar arası mesafenin artmasıyla azalmaktadır. Verilen bu şekillerde görüldüğü gibi üç kanatçık yüksekliği için optimum kanatçık aralığı $S_{opt}=8$ mm civarındadır. Yapılan çalışma sonunda verilen bu grafiklerde Richardson sayısı $0,03 \leq Ri=Gr/Re^2 \leq 2$ aralığında olduğu belirlenmiş ve ısı transferinde zorlanmış taşınım etkilerinin doğal taşınım etkilerine göre daha baskın olduğu söylenebilir. Bu nedenle uyarlanmış Grashof sayısının artması ile Şekil 5.24’te görüldüğü gibi, optimum kanatçık aralığı yaklaşık $S_{opt}=8$ mm civarında elde edilmiştir.



Şekil 5.25. $Re=2300$ ve $Gr^*=5 \times 10^7$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi



Şekil 5.26. $Re=2300$ ve $Gr^*=5 \times 10^8$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi



Şekil 5.27. $Re=2300$ ve $Gr^*=1 \times 10^9$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi

5.2.2. Kanatçık yüksekliğinin ısı transferine etkisi

Momentumun korunumu denklemi göz önüne alındığında, akışkana etki eden üç tip kuvvet vardır. Bunlar akışkanın kanalın bir ucundan girip diğer ucundan çıkmasında etkili olan atalet kuvvetleri, kanal uzunluğu boyunca etkili olan viskoz kuvvetler ve üçüncüsü ise kaldırma kuvvetidir. Kaldırma kuvvetinin etkisini anlayabilmek için yerçekimi yönündeki yani y-yönündeki momentum denkleminde atalet ve viskoz kuvvetlerin etkisini ihmal edersek kanaldaki basınç gradyanını aşağıdaki gibi ifade edebiliriz.

$$\frac{dP}{dy} = \rho g \beta (T_w - T_0) \quad (5.1)$$

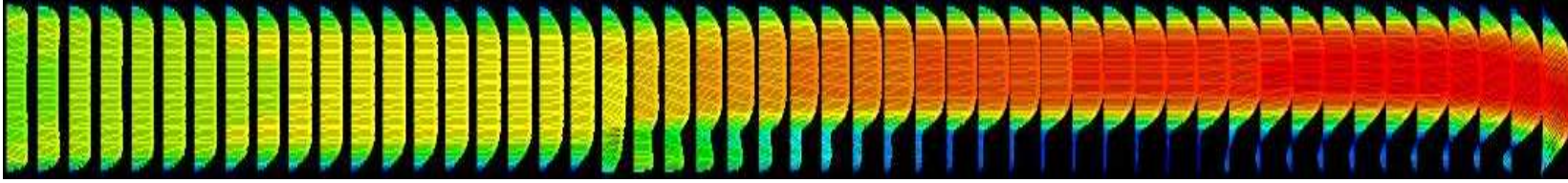
Kanatçık yüksekliğinin y-yönündeki basınç gradyanına etkisini belirlemek için yukarıdaki eşitlik $y=0$ 'dan $y=H_f$ 'a kadar integre edilirse kanatçık yüksekliği boyunca olan basınç farkı aşağıdaki gibi olacaktır.

$$\Delta P = \rho g \beta (T_w - T_0) H_f \quad (5.2)$$

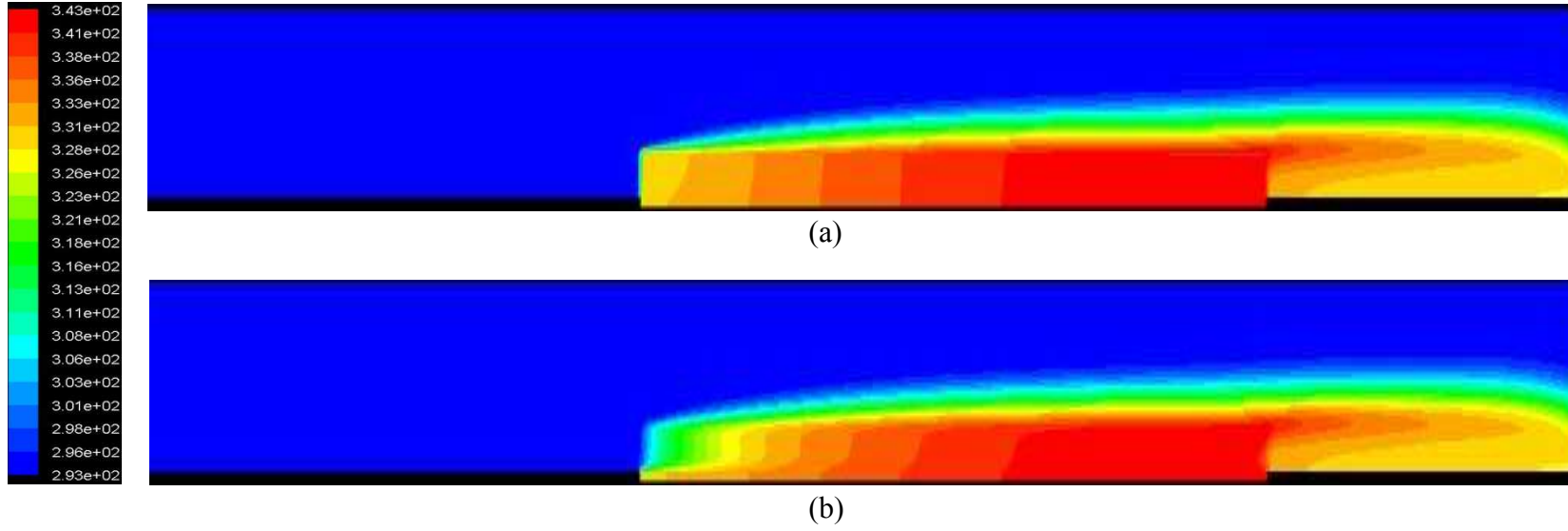
Yukarıdaki Eş. 5.2'de görüldüğü gibi kanal içerisindeki basınç farkı, kanatçık yüksekliğine ve kanatçık duvar sıcaklığı ile ortam havasının sıcaklığı arasındaki farka bağlıdır. Kanatçık yüksekliğinin artması basınç gradyanının artmasına, dolayısıyla kanaldaki akışkanın hızlanmasına sebep olur.

Kanatçık yüksekliğinin, kanatçık bölgesindeki akışkan akış hızına etkisinin daha iyi anlaşılabilmesi için aynı kanatçıklar arası mesafede $S=8$ mm, Reynolds sayısı $Re=1500$ ve uyarlanmış Grashof sayısının $Gr^*=5 \times 10^8$ olduğu durumda Fluentte yapılmış çözüm sonuçları Şekil 5.28- Şekil 5.33'de verilmiştir. Şekil 5.28'de kanatçık yüksekliği $H_f=25$ mm, Şekil 5.30'da kanatçık yüksekliği $H_f=50$ mm ve Şekil 5.32'de ise kanatçık yüksekliği $H_f=80$ mm için çözüm alanının orta noktasında, y-z düzleminde ana akım yönündeki vektörel hız dağılımları verilmiştir.

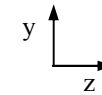
Şekil 5.29.a’da kanatçık yüksekliği $H_f=25$ mm, Şekil 5.31.a’da kanatçık yüksekliği $H_f=50$ mm ve Şekil 5.33.a’da ise kanatçık yüksekliği $H_f=80$ mm için kanatçık merkezindeki simetri düzleminde kanal içerisinde sıcaklık dağılımı verilmiştir. Ayrıca, Şekil 5.29.b’de kanatçık yüksekliği $H_f=25$ mm, Şekil 5.31.b’de kanatçık yüksekliği $H_f=50$ mm ve Şekil 5.33.b’de ise kanatçık yüksekliği $H_f=80$ mm için çözüm alanının orta noktasında sıcaklık dağılımları verilmiştir. Kanatçık yüksekliğinin küçük olduğu durumda (Şekil 5.28), kanatçıklar arasına giren akışkanın hızı azalarak, kanatçık bölgesinin sonuna doğru neredeyse sıfır olacak biçimde ilerlemekte ve kanala giren soğuk akışkanın neredeyse tamamı kanatçık ile kanal üst duvarı arasında kalan bölgeden geçerek kanalı terk etmektedir. Kanatçık bölgesindeki akışkanın hızının azalması, akışkanın ısınan yüzeylerden ısıyı alıp taşıyamamasına ve ayrıca kanala giren soğuk akışkanın kanatçık ile kanal üst duvarı arasındaki bölgeden kanalı terk etmesi sebebiyle de kanatçık yüksekliğinin küçük olduğu durumlarda, kanatçık yüksekliğinin büyük olduğu durumlara göre verimli bir ısı transferi gerçekleşmemektedir. Şekiller de görüldüğü gibi, kanatçık yüksekliğinin büyük olduğu durumda (Şekil 5.30), kanatçık yüksekliğinin küçük olduğu duruma göre, kanatçık bölgesinin sonuna doğru kanatçık bölgesine giren akışkanın akış hızındaki azalma daha az olmaktadır. Kanatçık yüksekliğinin artırılması ile kanala giren akışkan, büyük kanatçıklar tarafından oluşturulan kanala girmeye zorlanmaktadır ve buda ısı transferinde artışa neden olmaktadır [1,30]. Kanatçık yüksekliğinin büyük olduğu durumlarda (Şekil 5.32) kanala giren soğuk akışkan, kanatçık bölgesinden geçmektedir. Dolayısıyla kanatçık yüksekliğinin büyük olduğu durumlarda, kanatçık bölgesine giren soğuk akışkan ısınan yüzeylerden ısıyı alıp uzaklaştırabilmektedir. Ayrıca kanatçık yüksekliğini artırılması ısı transferi yüzey alanının artmasına ve böylece kanatçık yüksekliğinin küçük olduğu duruma göre verimli bir ısı transferini olması sağlanmaktadır. Kanal içerisindeki sıcaklık dağılımlarına baktığımızda küçük kanatçıklarda, büyük kanatçıklara göre kanatçık bölgesinde daha fazla sıcak akışkanın mevcut olduğu görülmektedir.

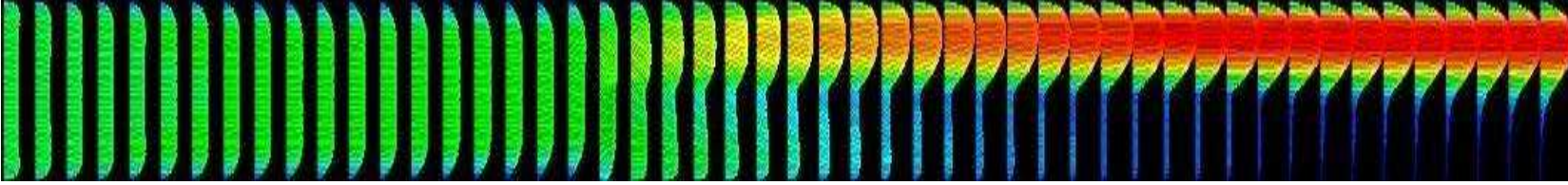


Şekil 5.28. $Re=1500$, $H_f=25$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve kanatçık aralığı $S=8$ mm'de çözüm alanının orta noktasında, ana akım yönündeki vektörel hız dağılımı

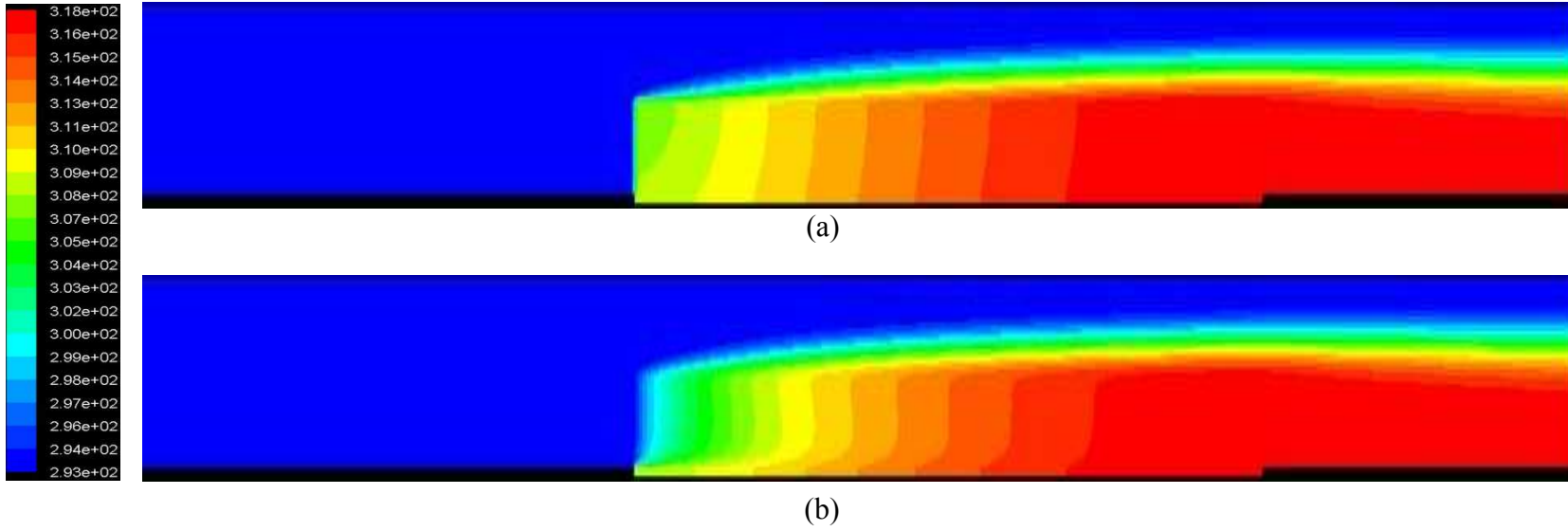


Şekil 5.29. $Re=1500$, $H_f=25$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve kanatçık aralığı $S=8$ mm'de kanal içerisinde sıcaklık dağılımları
a) kanatçık merkezindeki simetri düzleminde
b) çözüm alanının orta noktasında

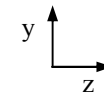


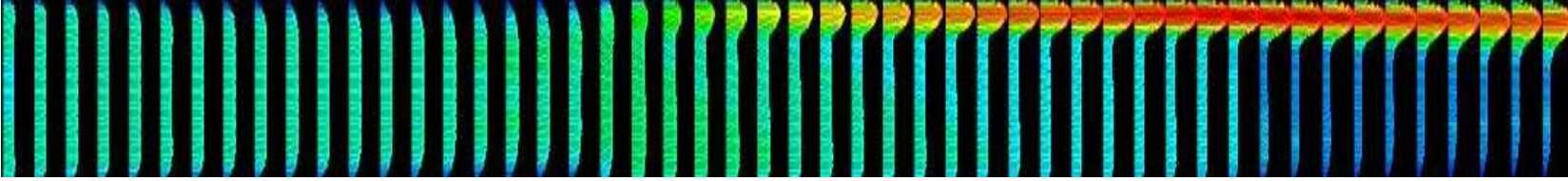


Şekil 5.30. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve kanatçık aralığı $S=8$ mm’de çözüm alanının orta noktasında, ana akım yönündeki vektörel hız dağılımı

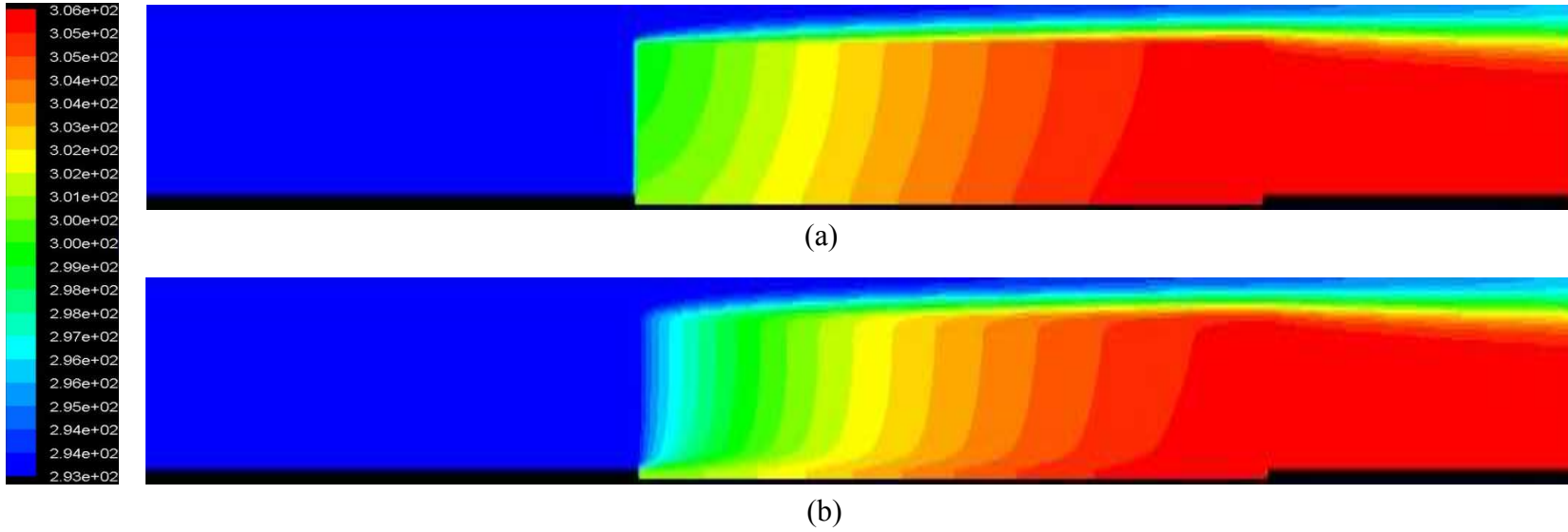


Şekil 5.31. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve kanatçık aralığı $S=8$ mm’de kanal içerisinde sıcaklık dağılımları
a) kanatçık merkezindeki simetri düzleminde
b) çözüm alanının orta noktasında





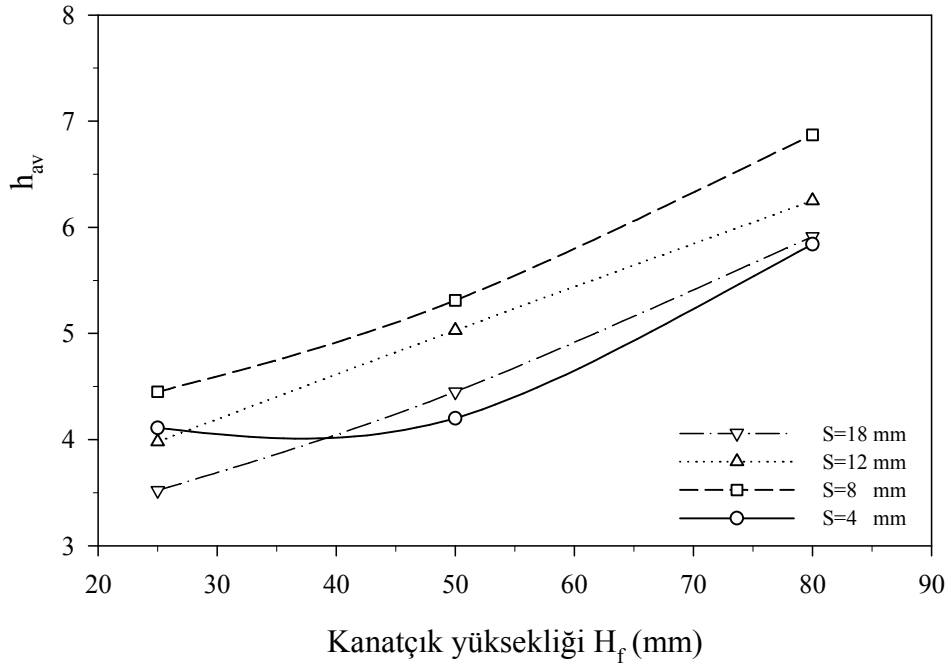
Şekil 5.32. $Re=1500$, $H_f=80$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve kanatçık aralığı $S=8$ mm’de çözüm alanının orta noktasında, ana akım yönündeki vektörel hız dağılımı



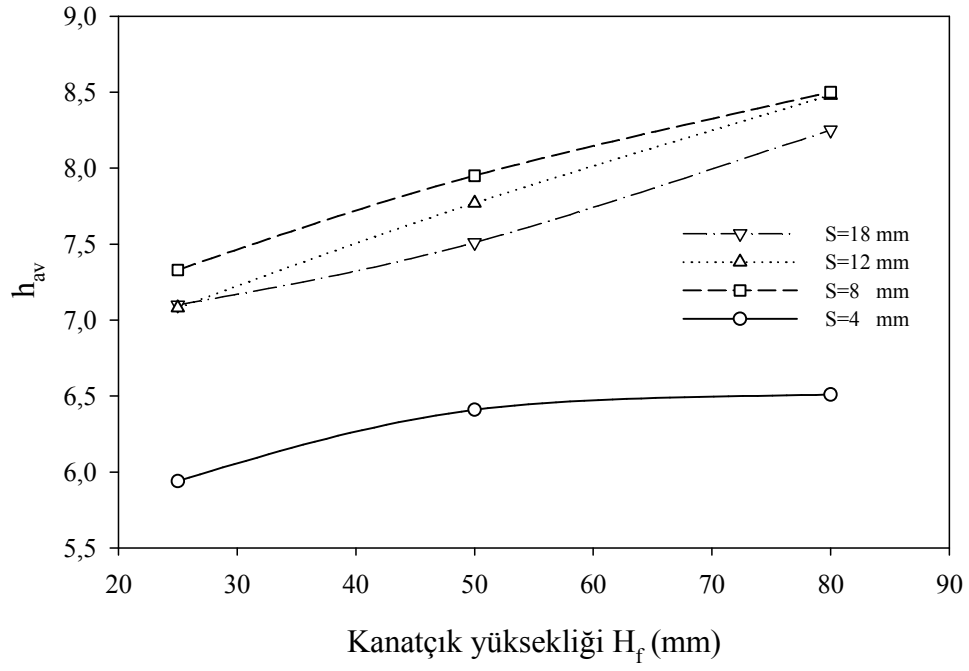
Şekil 5.33. $Re=1500$, $H_f=80$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve kanatçık aralığı $S=8$ mm’de kanal içerisinde sıcaklık dağılımları
a) kanatçık merkezindeki simetri düzleminde
b) çözüm alanının orta noktasında



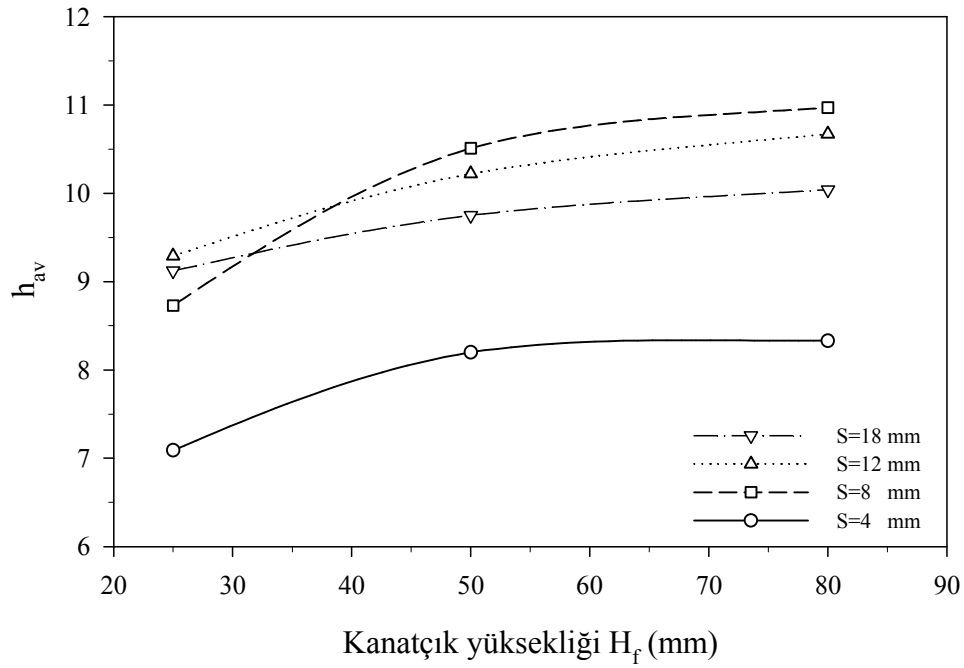
Şekil 5.34, Şekil 5.35 ve Şekil 5.36’da, $Re=250$ ve dört farklı kanatçıklar arası mesafede, uyarlanmış Grashof sayıları $Gr^*=5 \times 10^7$, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve $Gr^*=1 \times 10^9$ için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık yüksekliğiyle değişimi verilmiştir. Şekillerden görüldüğü gibi her bir kanatçık aralığı için kanatçık yüksekliğinin artmasıyla yukarıda açıklandığı gibi ortalama ısı transfer katsayısı artmaktadır. Şekil 5.34’de her bir kanatçık aralığında ortalama ısı transfer katsayısı birbirine yakın değerlerdedir. Fakat Şekil 5.35 ve Şekil 5.36’da ortalama ısı transfer katsayısı, kanatçık aralığı $S = 4$ mm’de diğer kanatçık aralığı mesafelerine göre küçük elde edilmiştir. Verilen bu grafiklerde Richardson sayısı $15 \leq Ri = Gr/Re^2 \leq 378$ aralığında olup, doğal taşınım etkileri zorlanmış taşınım etkilerine göre daha baskın olduğu söylenebilir. Doğal taşınım etkilerinin artmasıyla oluşan kaldırma kuvveti etkili ikincil akışlar, kanatçık aralığının küçük olması ($S=4$ mm) nedeniyle, kanatçık yüzeylerinde gelişen sınır tabakalarının keşismesi sonucu güçlenememektedir. Bu nedenle kanatçıklar arası mesafe $S=4$ mm için diğer kanatçıklar arası mesafelerine göre ortalama ısı transfer katsayısı küçük elde edilmiştir. Kanatçıklar arası mesafenin ikincil akışlara etkisi yukarıda açıklandığı gibi ayrıca Şekil 5.19’da da görülmektedir.



Şekil 5.34. $Re=250$ ve $Gr^*=5 \times 10^7$ durumunda ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi

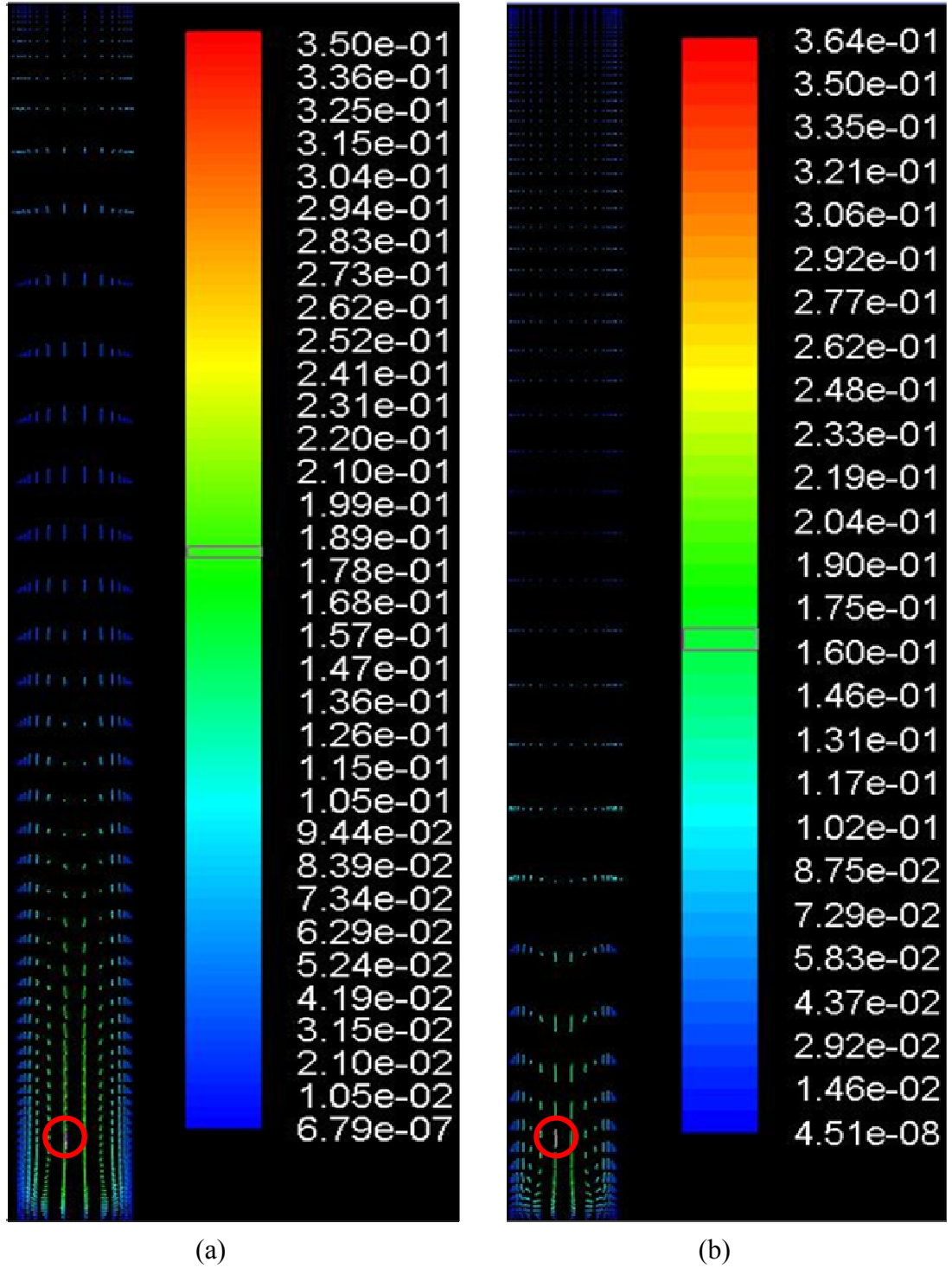


Şekil 5.35. $Re=250$ ve $Gr^*=5 \times 10^8$ durumunda ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi

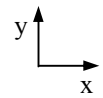


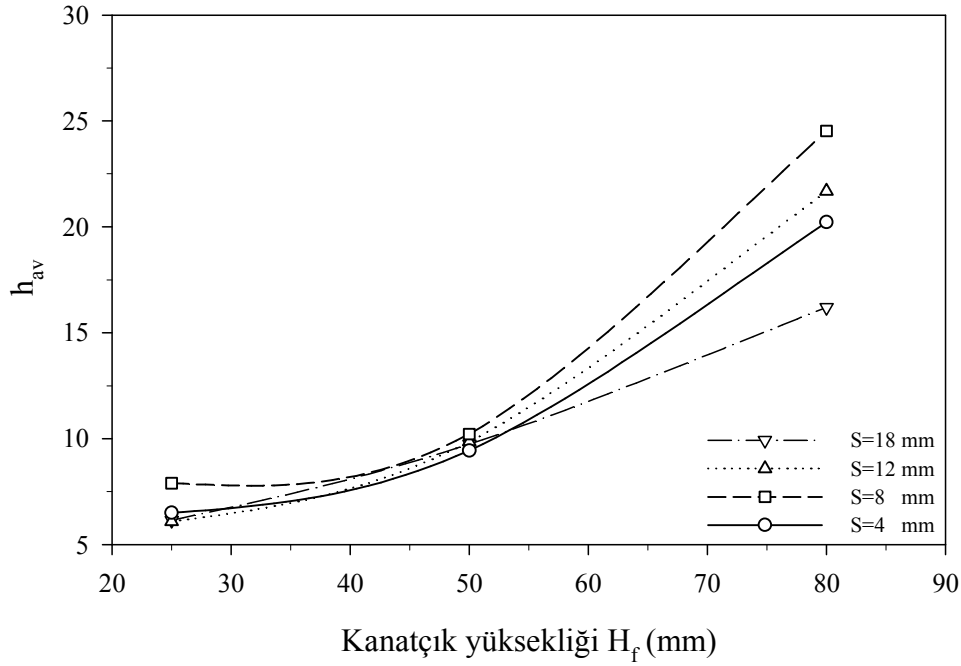
Şekil 5.36. $Re=250$ ve $Gr^*=1 \times 10^9$ durumunda ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi

Isı transferinde doğal taşınım etkilerinin artması ile kaldırma kuvveti etkili ikincil akışlar güçlenmektedir. Fakat kanatçıklar arası mesafe yeteri kadar büyük değilse, kanatçıklar arasında gelişen sınır tabakaların kesişmesinden dolayı ikincil akışlar güçlenememektedir. Kanatçıklar arası mesafenin küçük olmasına rağmen, kanatçık yüksekliğinin büyük olduğu durumlarda kaldırma kuvveti etkili ikincil akışlar güçlenebilmektedir. Bu sebeple, uyarlanmış Grashof sayısı $Gr^*=5 \times 10^7$ için Şekil 5.16'da kanatçık yüksekliğinin $H_f=25$ mm ve $H_f=80$ mm olduğu durumda optimum kanatçık aralığı $S_{opt}=8$ mm iken, uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla ($Gr^*=1 \times 10^9$) Şekil 5.18'de kanatçık yüksekliği $H_f=25$ mm için optimum kanatçık aralığı $S_{opt}=12$ mm'ye, kanatçık yüksekliğinin $H_f=80$ mm olduğu durumda ise optimum kanatçık aralığı $S_{opt}=9$ mm'ye artmıştır. Optimum kanatçık aralığının büyük kanatçıklarda, küçük kanatçıklara göre neden fazla değişmediği yukarıda anlatıldığı gibi Şekil 5.37'de açıklanabilir. Kanatçıklar arası mesafenin $S=8$ mm, Reynolds sayısının $Re=250$ ve uyarlanmış Grashof sayısının $Gr^*=1 \times 10^9$ olduğu durumda, kanatçık yüksekliği $H_f=80$ mm ve kanatçık yüksekliği $H_f=25$ mm için sırasıyla Şekil 5.37.a ve Şekil 5.37.b'de x-y düzleminde vektörel hız dağılımları verilmiştir. Şekil 5.37.a ve Şekil 5.37.b'de görüldüğü gibi aynı y mesafesinde, kanatçık yüksekliğinin $H_f=80$ mm olduğu durumda, akışkan hızı yaklaşık 0,185m/sn, kanatçık yüksekliğinin $H_f=25$ mm olduğu durumda ise aynı y mesafesinde akışkan hızı yaklaşık 0,16 m/sn'dir. Aynı kanatçıklar arası mesafede, aynı Reynolds sayısında ve aynı uyarlanmış Grashof sayısında olmasına rağmen kanatçık yüksekliğinin büyük olduğu durumda, ikincil akışlar kanatçık yüksekliğinin küçük olduğu duruma göre daha kuvvetlidir. Isı transferinde doğal taşınım etkilerinin zorlanmış taşınım etkilerine göre baskın olduğu durumlarda, yukarıda açıklandığı gibi uyarlanmış Grashof sayısının artması ile optimum kanatçık aralığındaki artış, kanatçık yüksekliğinin küçük olduğu duruma göre kanatçık yüksekliğinin büyük olduğu durumda bu sebeple daha az olmaktadır.



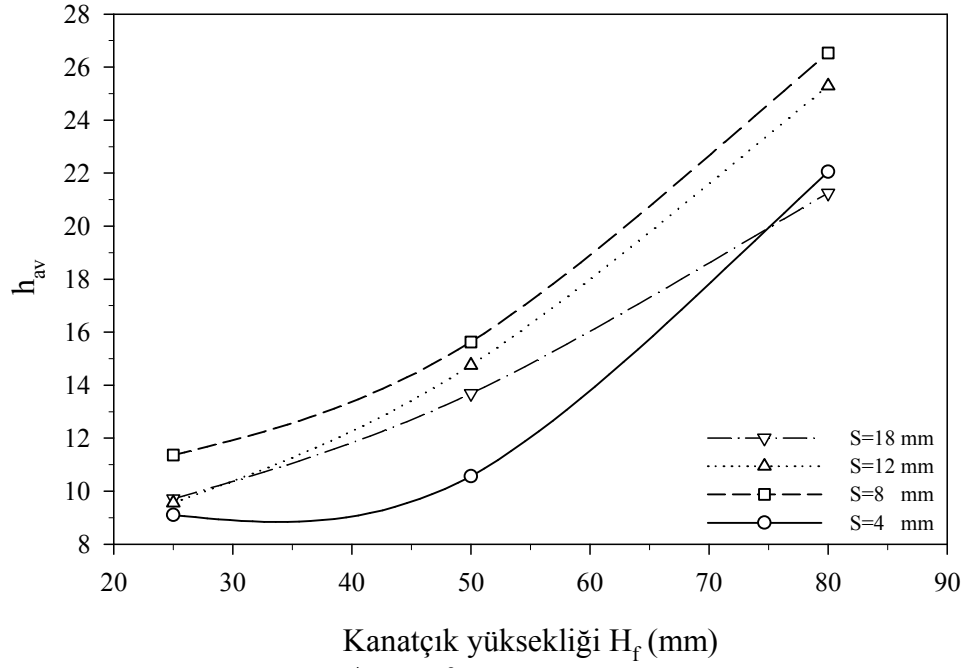
Şekil 5.37. $Re=250$, $S=8$ mm için ve $Gr^*=1 \times 10^9$ olduğu durumda y-x düzleminde vektörel hız dağılımları
a) $H_f=80$ mm için $z=2L/5$ noktasında
b) $H_f=25$ mm için $z=2L/5$ noktasında



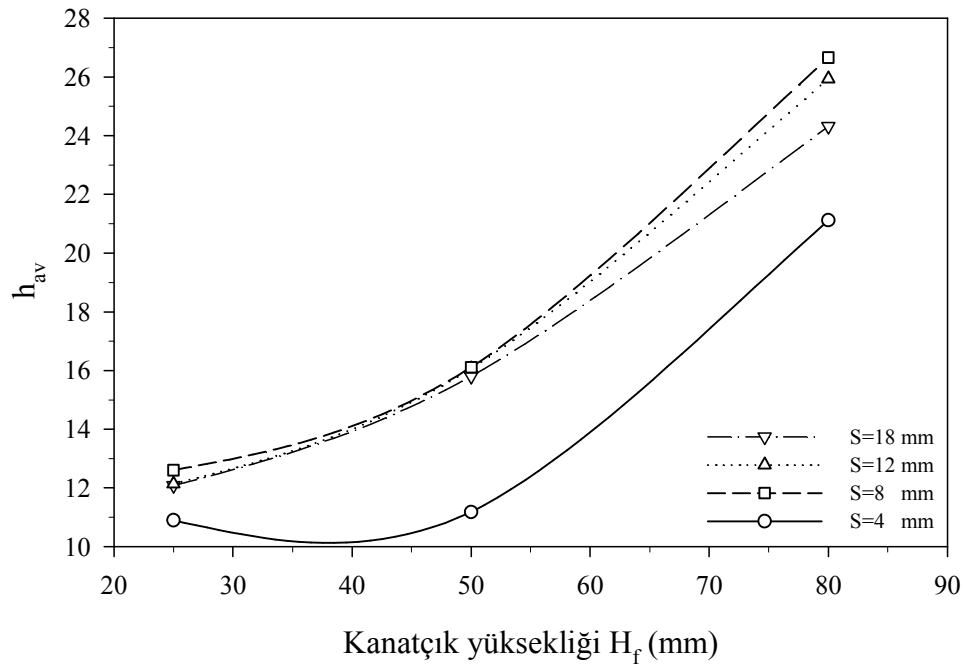


Şekil 5.38. $Re=1500$ ve $Gr^*=5 \times 10^7$ durumunda ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi

Şekil 5.38, Şekil 5.39 ve Şekil 5.40’da, Reynolds sayısının $Re=1500$, dört farklı kanatçıklar arası mesafede ve uyarlanmış Grashof sayısının $Gr^*=5 \times 10^7$, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve $Gr^*=1 \times 10^9$ olduğu durumda ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık yüksekliği ile değişimi verilmiştir. Şekillerde görüldüğü gibi her bir kanatçık aralığı için kanatçık yüksekliğinin artmasıyla yukarıda bahsedilen nedenlerden dolayı ortalama ısı transfer katsayısı artmaktadır. Ayrıca her bir kanatçık yüksekliği için, kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm’de diğer kanatçıklar arası mesafelere göre ortalama ısı transfer katsayısı yüksek elde edilmiştir. Verilen grafiklerde görüldüğü gibi kanatçık aralığı $S=4$ mm için uyarlanmış Grashof sayısının artması ile diğer kanatçıklar arası mesafelere göre ortalama ısı transfer katsayısı fazla artmamaktadır. Doğal taşınım etkilerinin artmasıyla oluşan kaldırma kuvveti etkili ikincil akışlar, kanatçık aralığının küçük olması nedeniyle, diğer kanatçık aralıklarına göre güçlenememektedir. Bu nedenle ortalama ısı transfer katsayısı kanatçıklar arası mesafe $S=4$ mm için diğer kanatçıklar arası mesafelerine göre küçük elde edilmiştir.

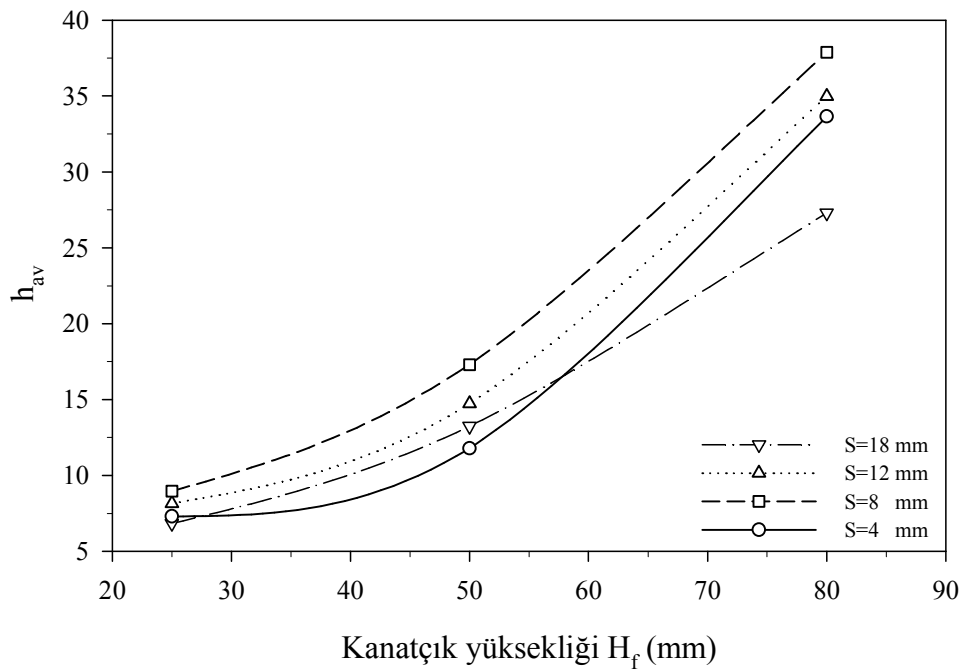


Şekil 5.39. $Re=1500$ ve $Gr^*=5 \times 10^8$ durumunda ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi



Şekil 5.40. $Re=1500$ ve $Gr^*=1 \times 10^9$ durumunda ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi

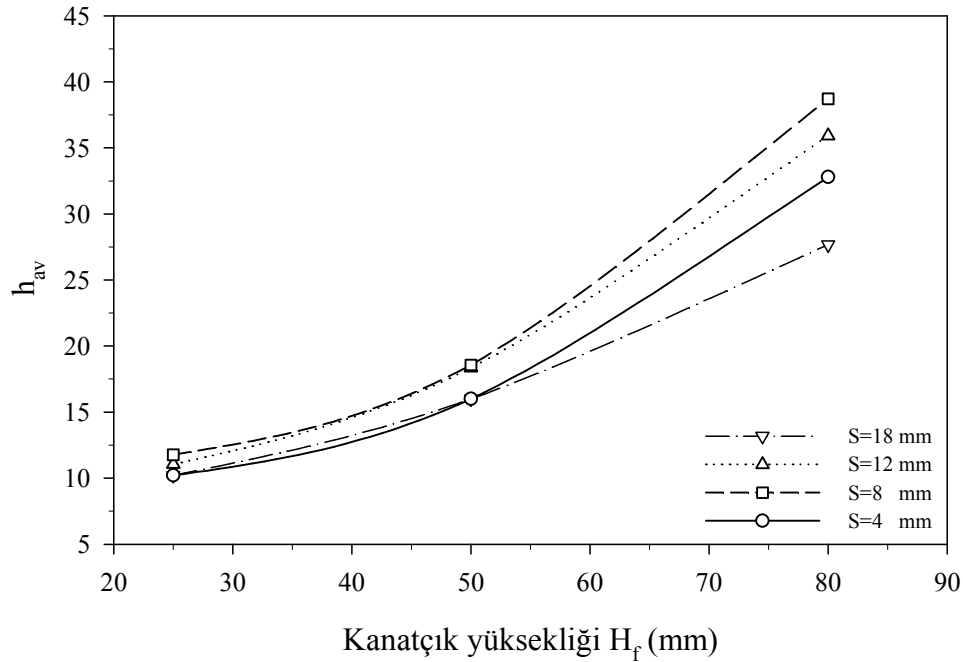
Şekil 5.41, Şekil 5.42 ve Şekil 5.43’de $Re=2300$ için dört farklı kanatçıklar arası mesafede $Gr^*=5 \times 10^7$, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve $Gr^*=1 \times 10^9$ olduğu durumlarda ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık yüksekliği ile değişimi verilmiştir. Şekillerde görüldüğü gibi her bir kanatçık aralığı için kanatçık yüksekliğinin artmasıyla yukarıda bahsedilen nedenlerden dolayı ortalama ısı transfer katsayısı artmaktadır. Ayrıca her bir kanatçık yüksekliği için, kanatçıklar arası $S=8$ mm’de ortalama ısı transfer katsayısı diğer kanatçıklar arası mesafeye göre daha büyük elde edilmiştir.



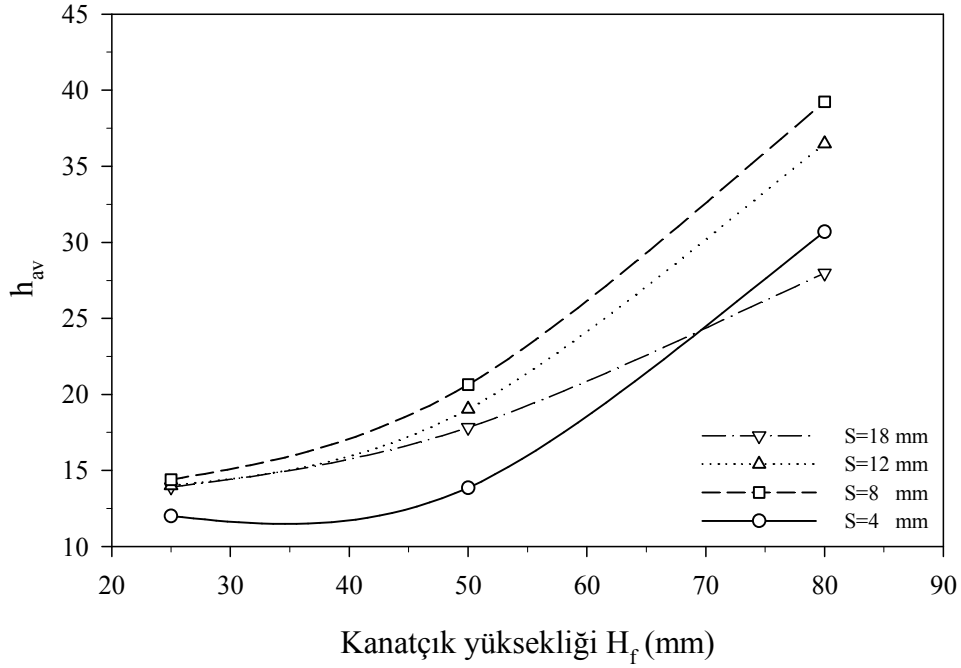
Şekil 5.41. $Re=2300$ ve $Gr^*=5 \times 10^7$ durumunda ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi

Reynolds sayısı $Re=250$, $Re=1500$ ve $Re=2300$ için dört farklı kanatçıklar arası mesafede ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık yüksekliğiyle değişimi grafik olarak verilmiştir (Şekil 5.34-Şekil 5.43). Kanatçık yüksekliğinin, $H_f=25$ mm olduğu durumda boşluk parametresinin değeri $C=3$ ($C=c/H_f$), $H_f=50$ mm olduğu durumda boşluk parametresinin değeri $C=1$ ve $H_f=80$ mm olduğu durumda boşluk parametresinin değeri $C=0,25$ 'dir. Bu çalışmada kanal yüksekliği sabit tutulduğundan, boşluk parametresinin azalması kanatçık yüksekliğinin artmasına karşılık gelmektedir. Boşluk parametresini $C=3$ 'den $C=1$ 'e düşürdüğümüzde ortalama ısı

transfer katsayısındaki artış, boşluk parametresini $C=1$ 'den $C=0,25$ 'e düşürdüğümüzde ortalama ısı transfer katsayısındaki artıştan daha küçük olduğu verilen grafiklerde net bir şekilde görülmektedir. Boşluk parametresinin büyük olduğu durumlarda, kanatçık bölgesine giren soğuk akışkan kanatçıklar arasından değilde kanatçıklar ile kanal üst duvarı arasından geçerek kanalı terk etmektedir. Boşluk parametresi $C=3$ için Şekil 5.28'de ana akım yönünde vektörel hız dağılımı ve Şekil 5.29.b'de verilen kanal içerisindeki sıcaklık dağılımı incelendiğinde kanala giren soğuk akışkanın, kanatçık ile kanal üst duvarı arasında kalan bölgeden kanalı terk ettiği görülmektedir. Bu durumda kanala giren soğuk akışkan ısınan yüzeylerden ısı almadan kanalı terk etmektedir. Şekil 5.30'da boşluk parametresi $C=1$ 'de bu durum biraz önlenmiş gibi gözüksede, kanala giren soğuk akışkan kanatçık ile kanal üst duvarı arasında kalan bölgeden kanalı terk ettiği görülmektedir. Kanatçık yüksekliği $C=0,25$ olduğu durumda, Şekil 5.32'de ana akım yönünde vektörel hız dağılımı ve Şekil 5.33.b'de verilen kanal içerisindeki sıcaklık dağılımı incelendiğinde, kanala giren soğuk akışkanın neredeyse tamamı kanatçık ve taban yüzeyleri ile temas halindedir.



Şekil 5.42. $Re=2300$ ve $Gr^*=5 \times 10^8$ durumunda ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi



Şekil 5.43. $Re=2300$ ve $Gr^*=1 \times 10^9$ durumunda ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi

Bu durumda sıcaklık dağılımına bakıldığında kanala giren soğuk akışkanın tamamının ısınan yüzeylerden ısıyı alıp uzaklaştırdığı görülmektedir. Bu nedenle boşluk parametresini $C=3$ 'den $C=1$ 'e düşürdüğümüzde ortalama ısı transfer katsayısındaki artış, boşluk parametresini $C=1$ 'den $C=0,25$ 'e düşürdüğümüzde elde edilen ortalama ısı transfer katsayısındaki artıştan daha küçük olmaktadır.

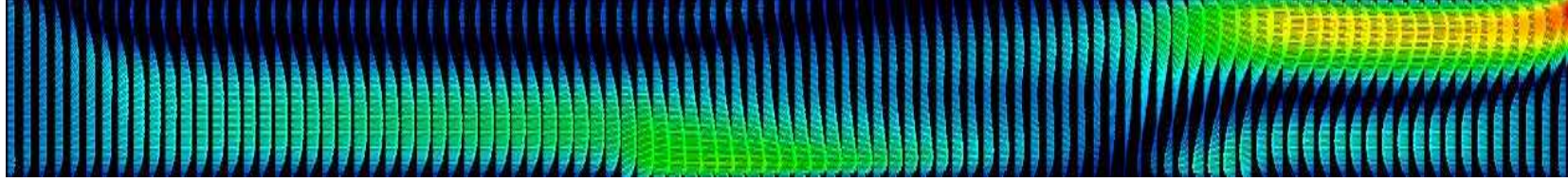
5.2.3. Uyarlanmış Grashof sayısının ısı transferine etkisi

Isı transferinde, uyarlanmış Grashof sayısının artması ile doğal taşınım etkileri, zorlanmış taşınım etkilerine göre artar. Doğal taşınım etkilerinin baskın hale gelmesi ile birlikte kaldırma kuvveti ikincil akışlar görülebilmektedir. Uyarlanmış Grashof sayısının artması ile kaldırma kuvveti etkili ikincil akışlar güçlenerek ısı transferinin artmasına neden olur.

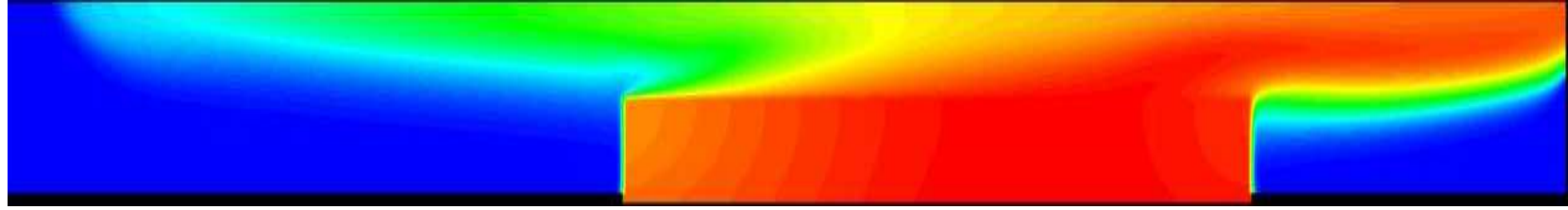
Uyarlanmış Grashof sayısının ısı transferine etkisini görebilmek için, Reynolds sayısı $Re=250$, kanatçık yüksekliği $H_f=50$ mm, kanatçıklar arası mesafe $S=18$ mm ve

uyarlanmış Grashof sayısının $Gr^*=5 \times 10^7$ olduğu durumda, Şekil 5.44'de çözüm alanının orta noktasında, ana akım yönünde vektörel hız dağılımı verilmiştir. Şekil 5.45.a'da çözüm alanının orta noktasında, Şekil 5.45.b'de ise kanatçık merkezindeki simetri düzleminde, kanal içerisindeki sıcaklık dağılımları verilmiştir. Şekil 5.46 ve Şekil 5.47'de $Gr^*=5 \times 10^8$ için, Şekil 5.48 ve Şekil 5.49'da ise $Gr^*=1 \times 10^9$ için aynı Reynolds sayısında, aynı kanatçık yüksekliğinde ve aynı kanatçıklar arası mesafede akım yönünde vektörel hız dağılımları, kanatçık merkezindeki simetri düzleminde ve çözüm alanının orta noktasında kanal içerisinde sıcaklık dağılımları verilmiştir. Bu durumlarda ($Re=250$) ısı transferinde doğal taşınım etkileri, zorlanmış taşınım etkilerine göre daha baskındır. Şekillerde de görüldüğü gibi kaldırma etkili ikincil akışların oluştuğu görülmektedir. Uyarlanmış Grashof sayısının küçük olduğu durumda, (Şekil 5.44 ve Şekil 5.45) şekillerde görüldüğü gibi ikincil akışların fazla güçlü olmadığı ($Gr^*=5 \times 10^7$), uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla (Şekil 5.46 ve Şekil 5.47) ikincil akışlar biraz daha güçlenmiş ve ısı transferinin artmasına neden olmuştur ($Gr^*=5 \times 10^8$). Uyarlanmış Grashof sayısının $Gr^*=1 \times 10^9$ olduğu durumda, Şekil 5.48'de görüldüğü gibi ikincil akışlar daha da güçlenmiş ve ısınan akışkan neredeyse kanalın üst kısmını tamamen kaplamıştır. Kanatçık bölgesinde ısınan akışkan, kanal üst duvarına doğru yükselmiş, oluşan basınç farkı ve kanal üst duvarı nedeniyle kanal üst duvarına yakın bir yerden terk etmiştir. Böylece ısınıp yükselen akışkanın yerine sürekli soğuk akışkanın kanatçık bölgesine girmesi sağlanmaktadır. Bu da ısı transferinin artmasına neden olmaktadır.

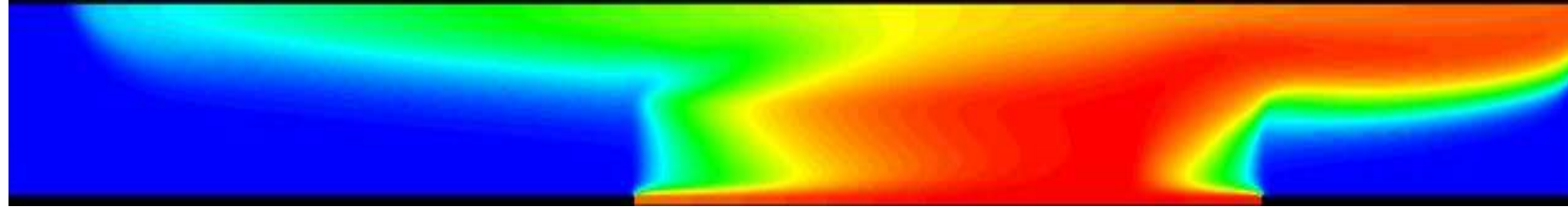
Reynolds sayısı $Re=1500$, kanatçık yüksekliği $H_f=50$ mm, kanatçıklar arası mesafe $S=18$ mm ve uyarlanmış Grashof sayısının $Gr^*=5 \times 10^8$ olduğu durumda, Şekil 5.50'de çözüm alanının orta noktasında akım yönünde vektörel hız dağılımı verilmiştir. Şekil 5.51.a'da çözüm alanının orta noktasında, Şekil 5.51.b'de ise kanatçık merkezindeki simetri düzleminde kanal içerisinde sıcaklık dağılımları verilmiştir. Reynolds sayısının artması ile ısı transferinde doğal taşınım etkileri azalmıştır. Şekilde de görüldüğü gibi akım yönünde ikincil akışlar oluşmamaktadır. Kanala giren soğuk akışkan, ısınan yüzeylerinden ısıyı alıp kanal sonuna doğru taşımaktadır.



Şekil 5.44. $Re=250$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^7$ ve kanatçık aralığı $S=18$ mm’de çözüm alanının orta noktasında, ana akım yönündeki vektörel hız dağılımı

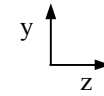


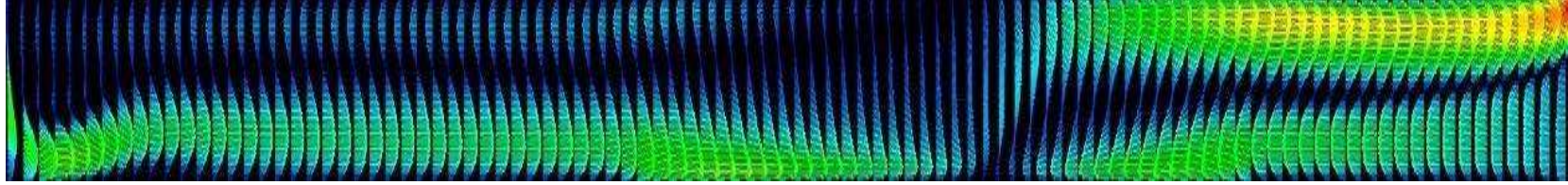
(a)



(b)

Şekil 5.45. $Re=250$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^7$ ve kanatçık aralığı $S=18$ mm’de kanal içerisinde sıcaklık dağılımları
a) kanatçık merkezindeki simetri düzleminde
b) çözüm alanının orta noktasında

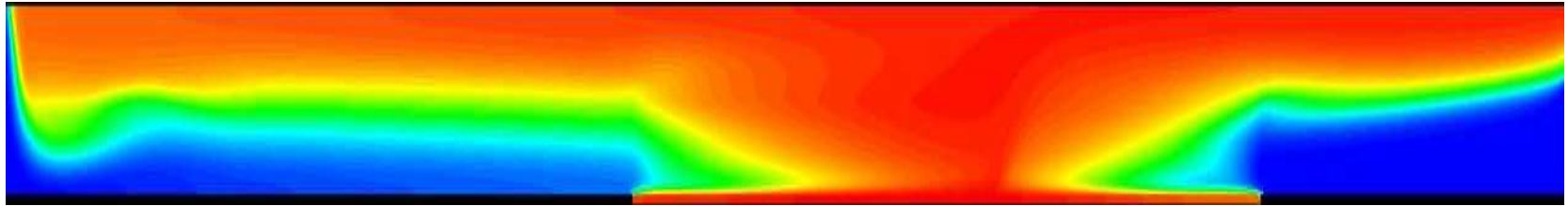




Şekil 5.46. $Re=250$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve kanatçık aralığı $S=18$ mm'de çözüm alanının orta noktasında, ana akım yönündeki vektörel hız dağılımı

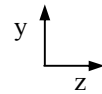


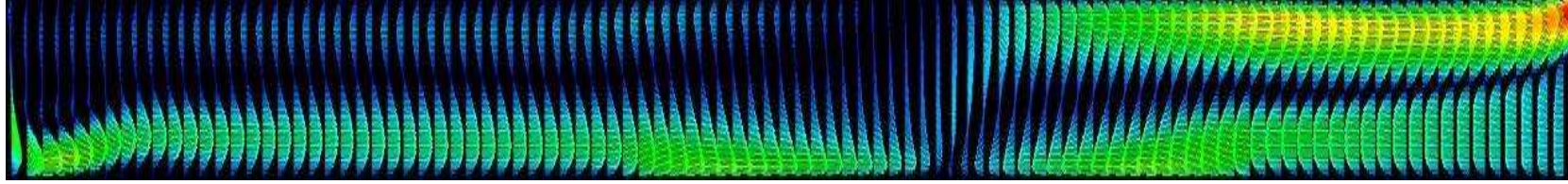
(a)



(b)

Şekil 5.47. $Re=250$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve kanatçık aralığı $S=18$ mm'de kanal içerisinde sıcaklık dağılımları
a) kanatçık merkezindeki simetri düzleminde
b) çözüm alanının orta noktasında

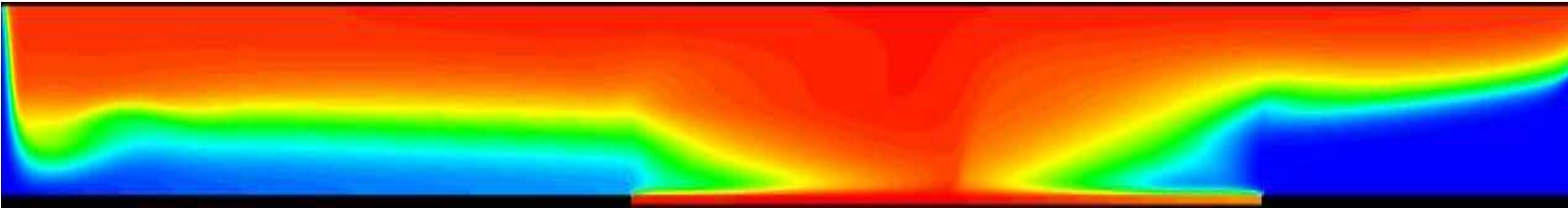




Şekil 5.48. $Re=250$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=1 \times 10^9$ ve kanatçık aralığı $S=18$ mm’de çözüm alanının orta noktasında, ana akım yönündeki vektörel hız dağılımı

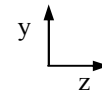


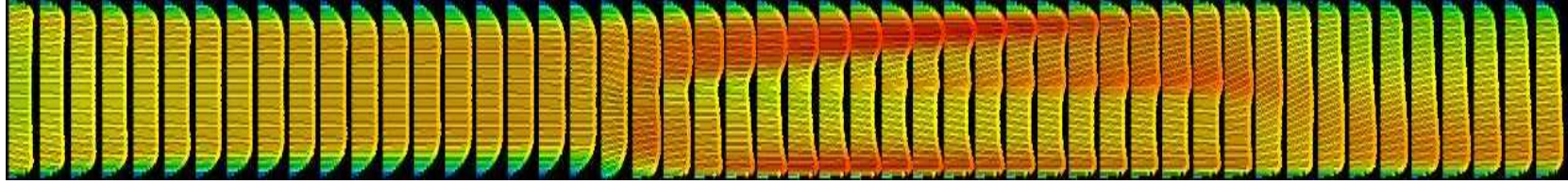
(a)



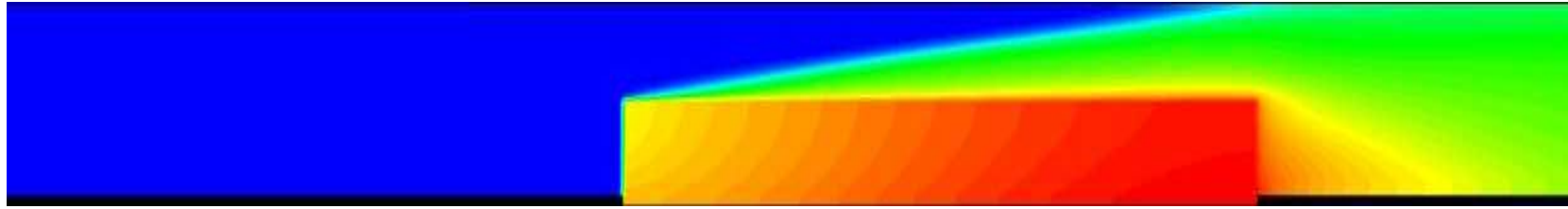
(b)

Şekil 5.49. $Re=250$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=1 \times 10^9$ ve kanatçık aralığı $S=18$ mm’de kanal içerisinde sıcaklık dağılımları
a) kanatçık merkezindeki simetri düzleminde
b) çözüm alanının orta noktasında

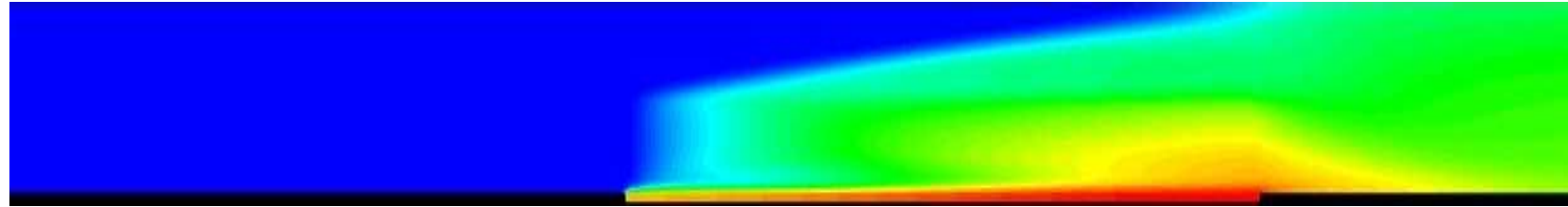




Şekil 5.50. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve kanatçık aralığı $S=18$ mm’de çözüm alanının orta noktasında, ana akım yönündeki vektörel hız dağılımı

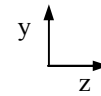


(a)



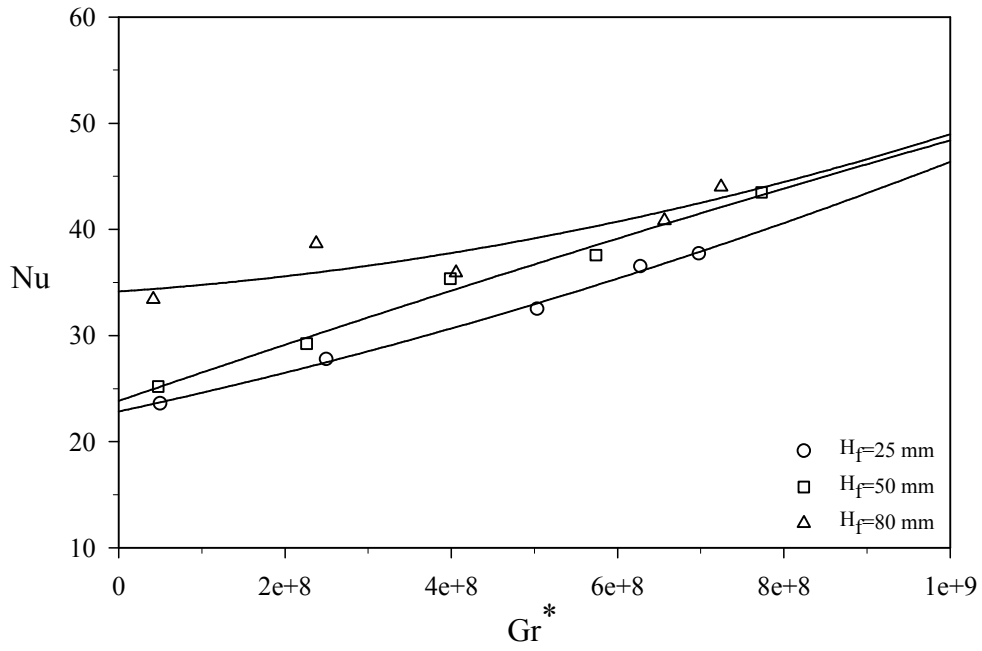
(b)

Şekil 5.51. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve kanatçık aralığı $S=18$ mm’de kanal içerisinde sıcaklık dağılımları
a) kanatçık merkezindeki simetri düzleminde
b) çözüm alanının orta noktasında

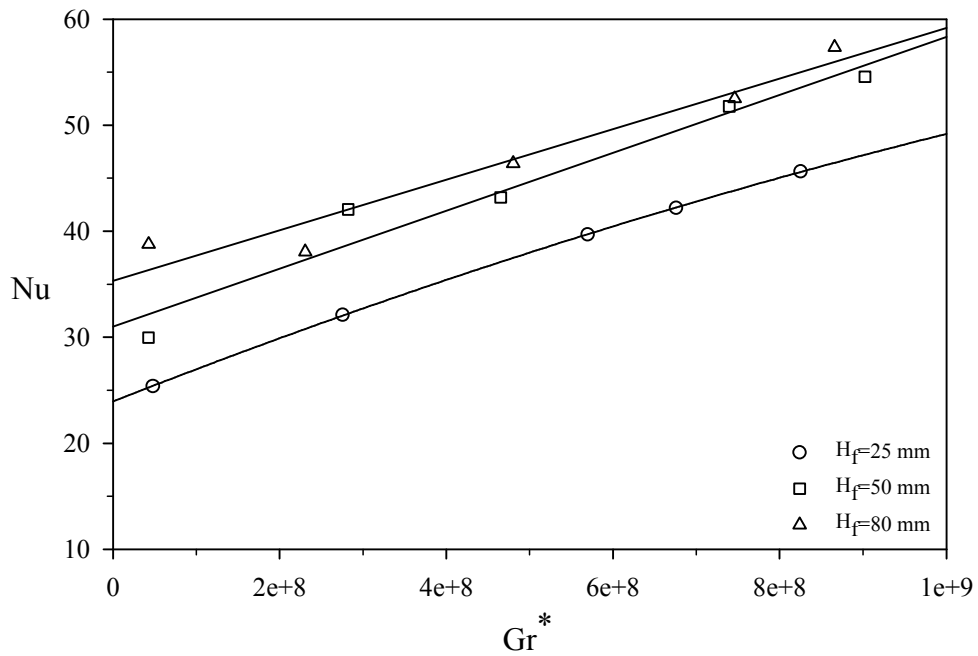


Şekil 5.52-Şekil 5.55’de Reynolds sayısı $Re=250$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde $H_f=25$ mm, $H_f=50$ mm ve $H_f=80$ mm’de, kanatçıklar arası mesafe sırasıyla $S=4-8-12-18$ mm için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi verilmiştir. Şekillerde de görüldüğü gibi, yukarıda anlatılan nedenlerden dolayı uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla her bir kanatçık aralığında ve kanatçık yüksekliğinde ortalama Nusselt sayısı artmıştır.

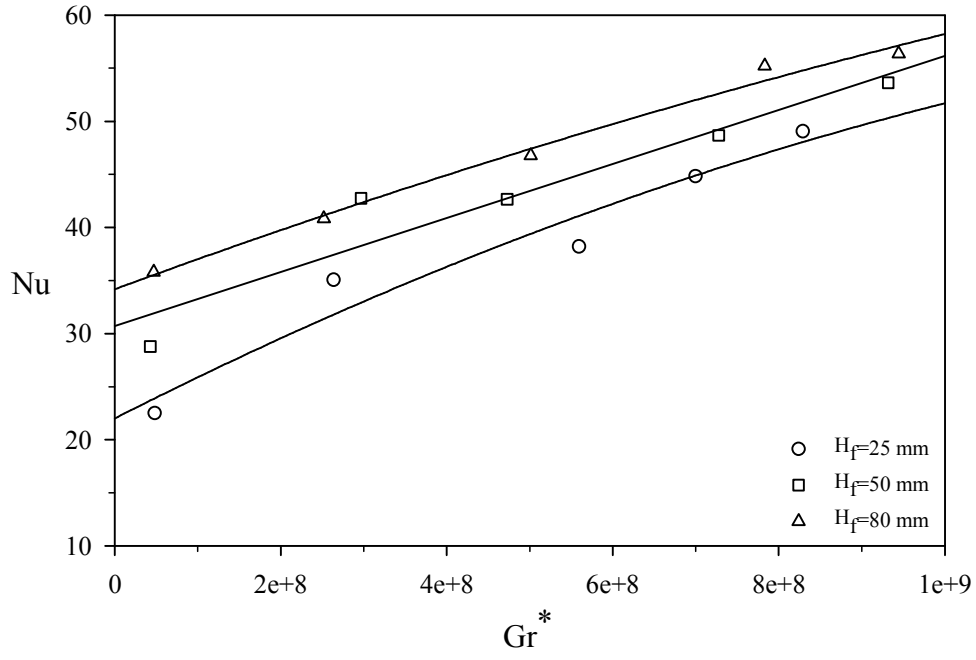
Şekil 5.52’de, $Re=250$ ve kanatçıklar arası mesafe $S=4$ mm için uyarlanmış Grashof sayısının artması ile ortalama Nusselt sayısı üç farklı kanatçık yüksekliğinde de artmıştır. Bu grafikte, uyarlanmış Grashof sayısının artması ile ortalama Nusselt sayısındaki artış, diğer kanatçık aralıklarına göre ($S=8-12-18$ mm için sırasıyla Şekil 5.53, Şekil 5.54 ve Şekil 5.55’de görüldüğü gibi) küçük olmuştur. Bunun nedeni, kanatçıklar arası mesafe yeteri kadar büyük olmadığı için kanatçıklar arasında gelişen sınır tabakanın kesişmesi sonucu uyarlanmış Grashof sayısının artmasına rağmen kaldırma kuvveti etkili ikincil akışlar güçlenememekte dolayısıyla verimli bir ısı transferi olmamaktadır. Kanatçıklar arası mesafenin kaldırma kuvveti etkili ikincil akışlara etkisi, kanatçıklar arası mesafenin ısı transferine etkisi bölümünde verilen Şekil 5.19’da görülmektedir. Şekil 5.53, Şekil 5.54 ve Şekil 5.55’de sırasıyla kanatçıklar arası mesafe $S=8-12-18$ mm için uyarlanmış Grashof sayısının artması ile ortalama Nusselt sayısı üç farklı kanatçık yüksekliğinde de artmıştır. Uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla, kanatçıklar arası mesafeninde ikincil akışların gelişimi için yeteri kadar büyük olduğu için ortalama Nusselt sayısı artmıştır. Kanatçıklar arası mesafe $S=18$ mm’de (Şekil 5.55) ise uyarlanmış Grashof sayısının artışı ile ortalama Nusselt sayısındaki artış oranı, kanatçıklar arası mesafe $S=8-12$ mm olduğu durumlara göre azalmaktadır. Kanatçıklar arası mesafe $S=18$ mm olduğu durumda kanatçık sayısının azalması sonucunda ısı transfer yüzey alanı azaldığından kanatçık ve bakır plaka yüzey sıcaklıkları ile akışkan arasındaki sıcaklık farkı artmaktadır, dolayısıyla uyarlanmış Grashof sayısının artması ile ortalama Nusselt sayısındaki artış az olmaktadır.



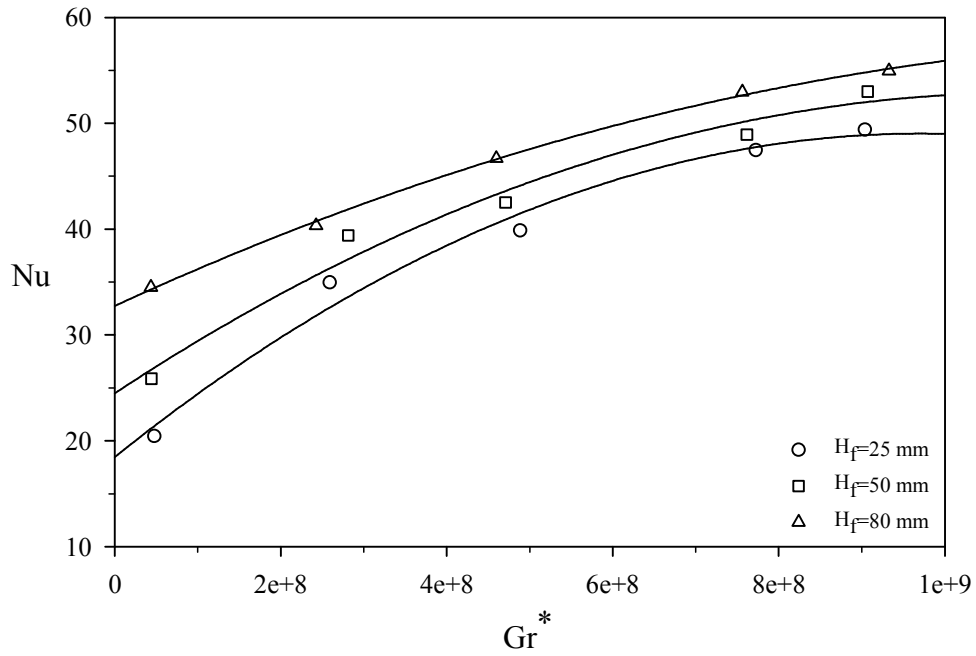
Şekil 5.52. $Re=250$, $S=4$ mm'de üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi



Şekil 5.53. $Re=250$, $S=8$ mm'de üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi

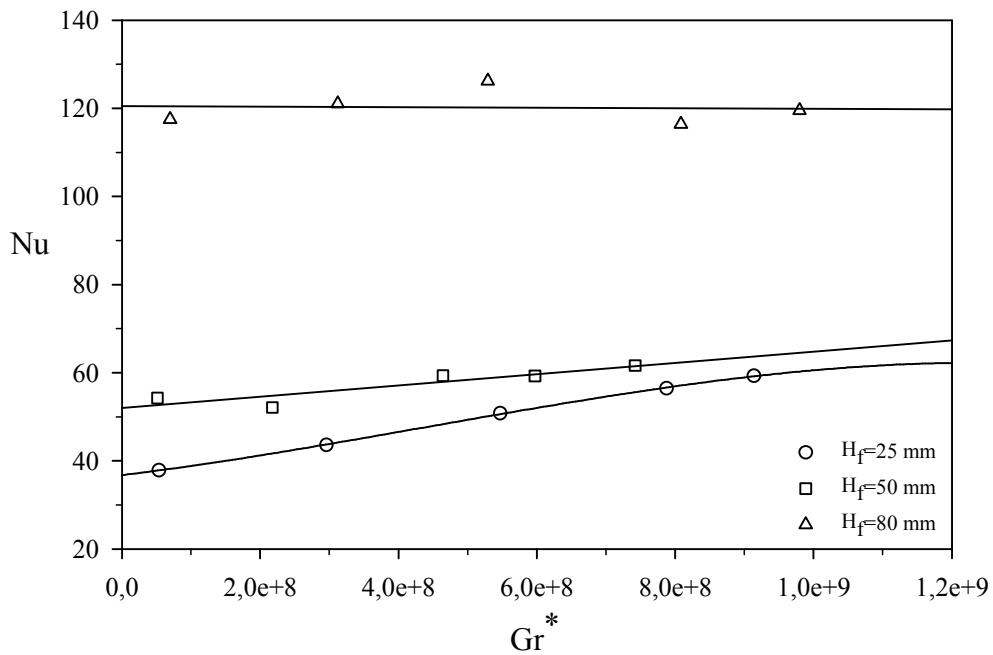


Şekil 5.54. $Re=250$, $S=12$ mm'de üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi

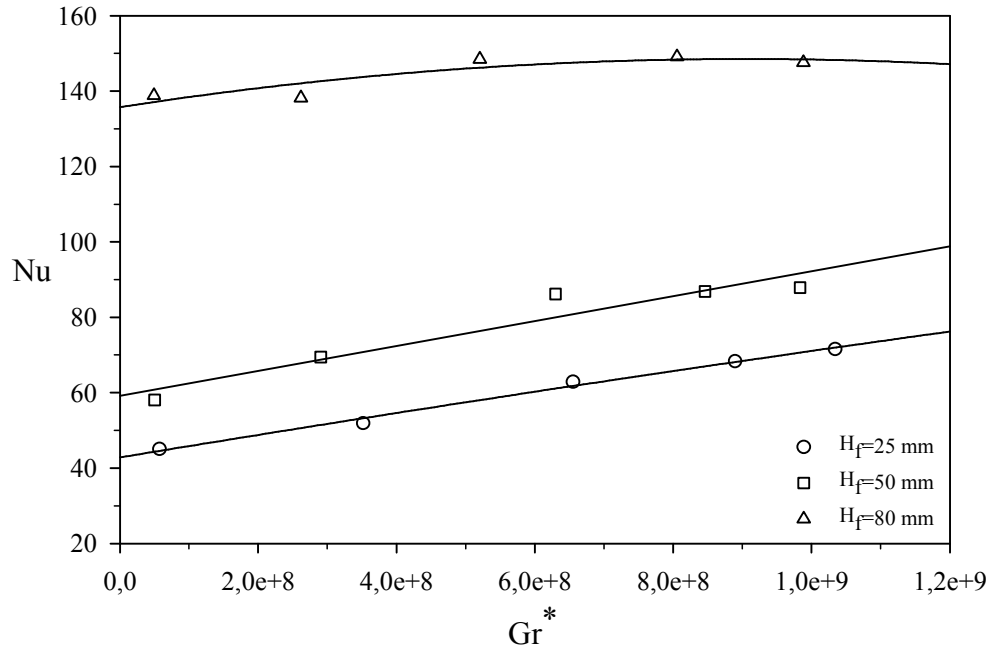


Şekil 5.55. $Re=250$, $S=18$ mm'de üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi

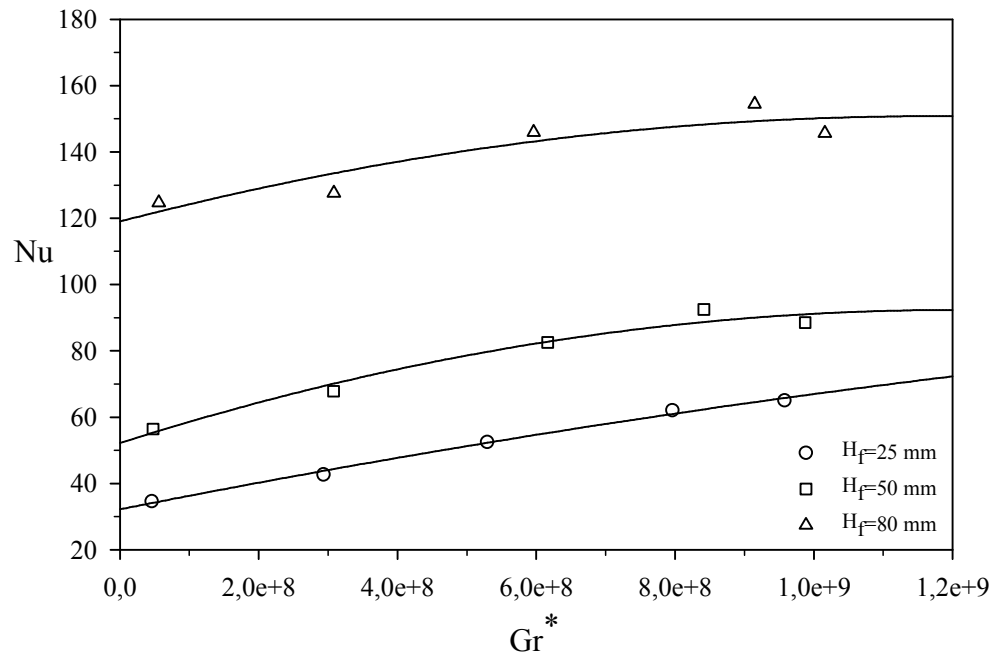
Şekil 5.56-Şekil 5.59’da Reynolds sayısı $Re=1500$ durumunda sırasıyla kanatçıklar arası mesafe $S=4-8-12-18$ mm için uyarlanmış Grashof sayısının artması ile ortalama Nusselt sayısı üç farklı kanatçık yüksekliğinde de artmıştır. Şekil 5.56-Şekil 5.59’da kanatçık yüksekliği $H_f=25$ mm ve $H_f=50$ mm için uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla ortalama Nusselt sayısı artmaktadır. Fakat kanatçık yüksekliği $H_f=80$ mm’de uyarlanmış Grashof sayısının artması ile ortalama Nusselt sayısındaki artış oranı, kanatçık yüksekliği $H_f=25$ mm ve $H_f=50$ olduğu durumdaki artış oranından küçük olduğu şekillerde görülmektedir. Kanatçık yüksekliği $H_f=25$ mm ve $H_f=50$ mm olduğu durumlarda akışkan ile kanal taban ve kanatçık yüzeyleri arasındaki sıcaklık farkı büyük olduğundan ikincil akışlar gelişmekte ve böylelikle uyarlanmış Grashof sayısının artması ile ortalama Nusselt sayısı artmaktadır. Kanatçık yüksekliği $H_f=80$ mm olduğu durumlarda akışkan ile kanal taban ve kanatçık yüzeyleri arasındaki sıcaklık farkı diğer kanatçık yüksekliklerine göre ($H_f=25$ mm, $H_f=50$ mm) küçük olmaktadır. Dolayısıyla ısı transferinde zorlanmış taşınım etkileri doğal taşınım etkilerine göre baskın olduğu için uyarlanmış Grashof sayısının artması ile ortalama Nusselt sayısındaki artış, diğer kanatçık yüksekliklerine göre küçük olmaktadır.



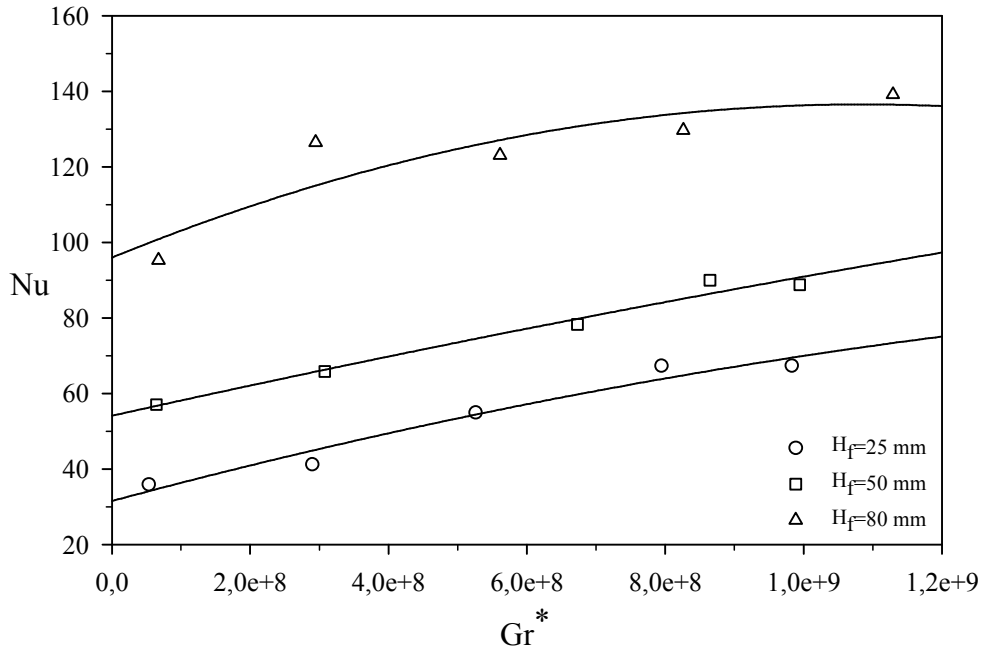
Şekil 5.56. $Re=1500$, $S=4$ mm’de üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi



Şekil 5.57. $Re=1500$, $S=8$ mm'de üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi

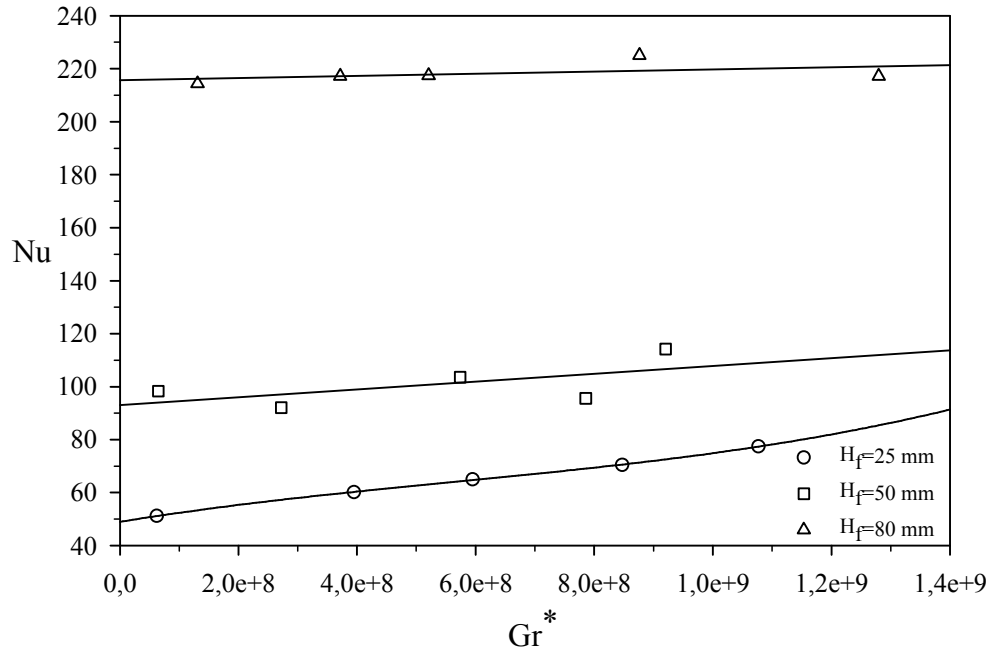


Şekil 5.58. $Re=1500$, $S=12$ mm'de üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi

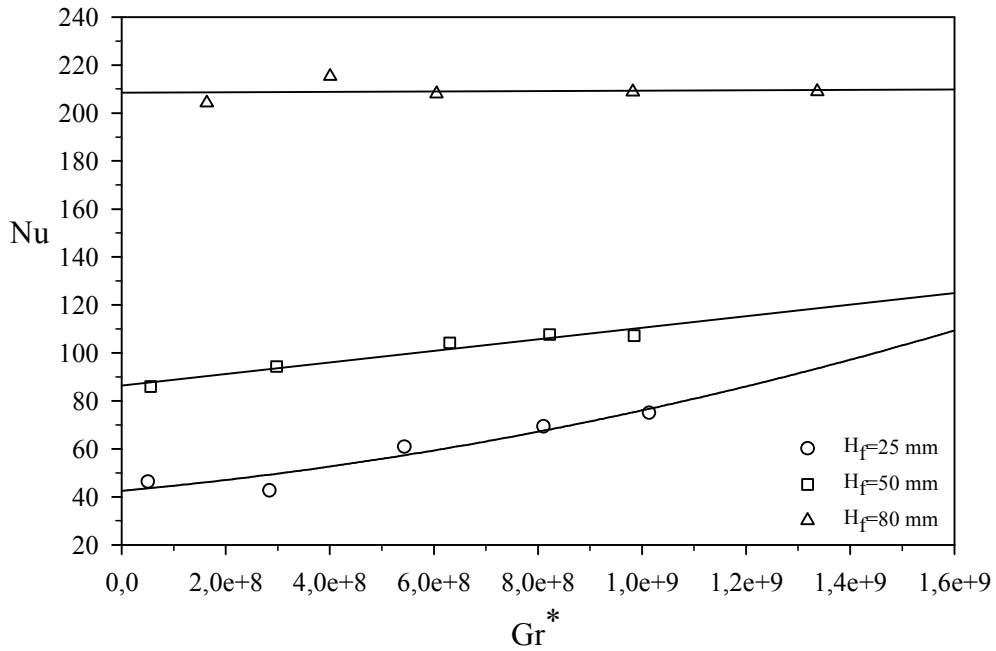


Şekil 5.59. $Re=1500$, $S=18$ mm'de üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi

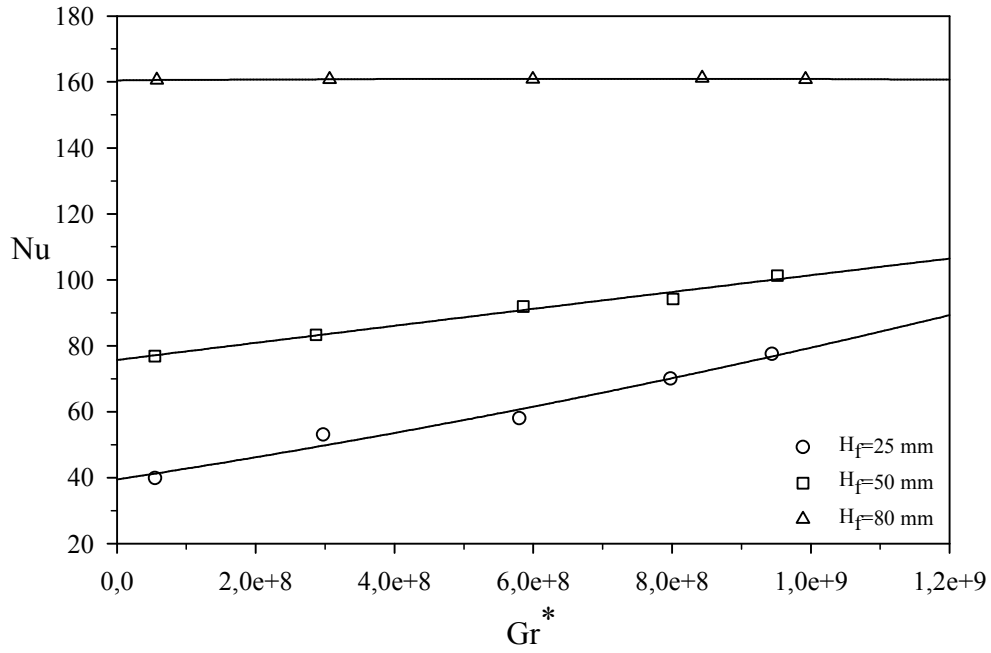
Şekil 5.60 Şekil 5.61, ve Şekil 5.62'de sırasıyla kanatçıklar arası mesafe $S=8-12-18$ mm için Reynolds sayısı $Re=2300$ durumunda uyarlanmış Grashof sayısının artması ile ortalama Nusselt sayısı üç farklı kanatçık yüksekliğinde de artmıştır. Şekil 5.60, Şekil 5.61 ve Şekil 5.62'de kanatçık yüksekliği $H_f=25$ mm ve $H_f=50$ mm için uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla ortalama Nusselt sayısı artmaktadır. Fakat kanatçık yüksekliğinin $H_f=80$ mm olduğu durumda uyarlanmış Grashof sayısının artmasına rağmen ortalama Nusselt sayısında artış olmamaktadır. Kanatçık yüksekliğinin $H_f=25$ mm ve $H_f=50$ olduğu durumlarda akışkan ile kanal taban ve kanatçık yüzeyleri arasındaki sıcaklık farkı büyük olduğundan ikincil akışlar gelişmekte ve böylelikle uyarlanmış Grashof sayısının artması ile ortalama Nusselt sayısı artmaktadır. Kanatçık yüksekliğinin $H_f=80$ mm olduğu durumda ise akışkan ile kanal taban ve kanatçık yüzeyleri arasındaki sıcaklık küçük olmaktadır. Dolayısıyla ısı transferinde zorlanmış taşınım etkileri doğal taşınım etkilerine göre baskın olduğu için uyarlanmış Grashof sayısının artması ile ortalama Nusselt sayısında artış görülmemektedir.



Şekil 5.60. $Re=2300$, $S=8$ mm'de üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi



Şekil 5.61. $Re=2300$, $S=12$ mm'de üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi



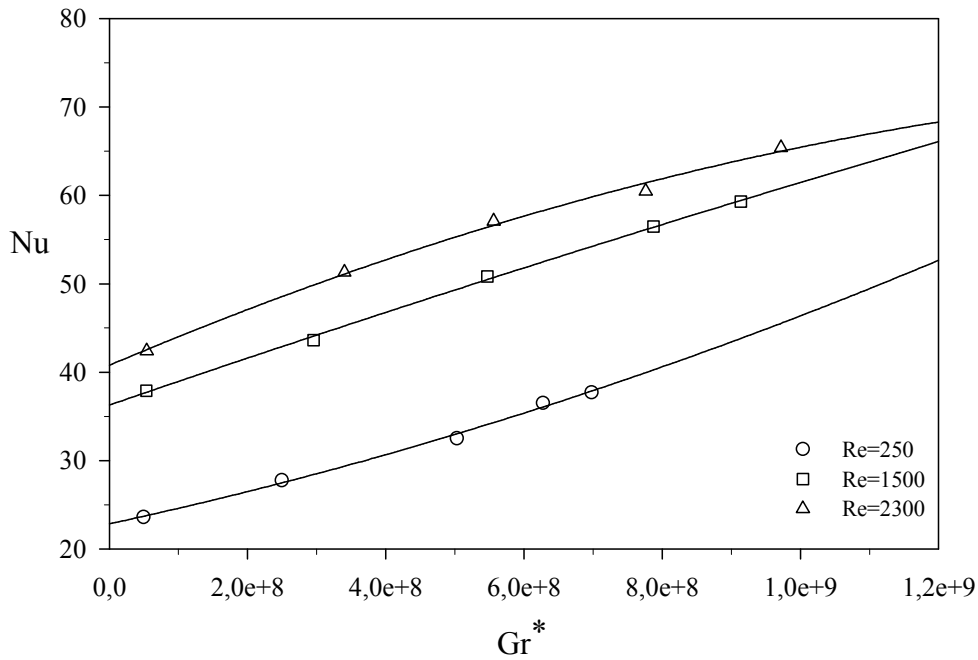
Şekil 5.62. $Re=2300$, $S=18$ mm'de üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının Grashof sayısı ile değişimi

5.2.4. Reynold sayısının ısı transferine etkisi

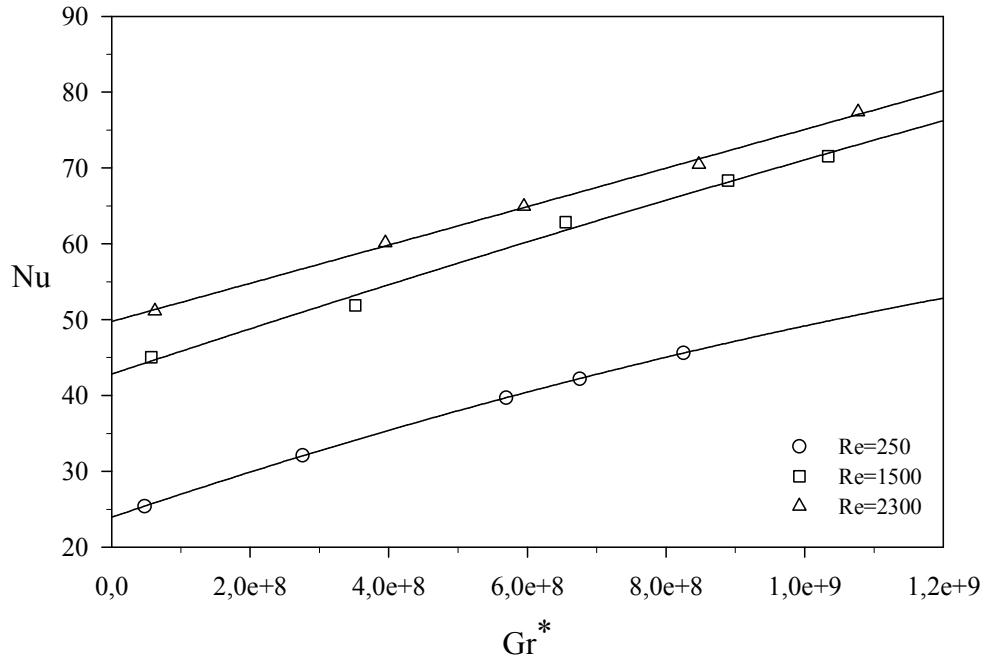
Grafiklerden görüldüğü gibi Reynolds sayısının artmasıyla ortalama Nusselt sayısı verilen her kanatçıklar arası mesafe ve uyarlanmış Grashof sayısı için artmıştır. Reynolds sayısının artması yani akışkan hızının artmasıyla, kanala giren akışkanın kütsel debisi artmakta ve birim zamanda kanal içerisine daha çok soğuk akışkanın girmesi sağlanmaktadır. Akışkan hızının artması kanal içerisinde sıcaklıkların düşmesine, dolayısıyla ortalama Nusselt sayısının artmasına sebep olmaktadır.

Şekil 5.63-Şekil 5.66'da, sırasıyla kanatçıklar arası mesafe $S=4-8-12-18$ mm ve üç farklı Reynolds sayısı $Re=250$, $Re=1500$ ve $Re=2300$ için kanatçık yüksekliğinin $H_f=25$ mm olduğu durumda ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi verilmiştir. Grafiklerde görüldüğü, verilen bütün kanatçıklar arası mesafede Reynolds sayısının artması ile ortalama Nusselt sayısı artmıştır. Ayrıca uyarlanmış Grashof sayısının her bir değerinde de Reynolds sayısının artmasıyla birlikte ortalama Nusselt sayısı yine artmıştır. Şekil 5.65'de, Reynolds $Re=250$ için uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla ortalama Nusselt sayısındaki artış, $Re=1500$

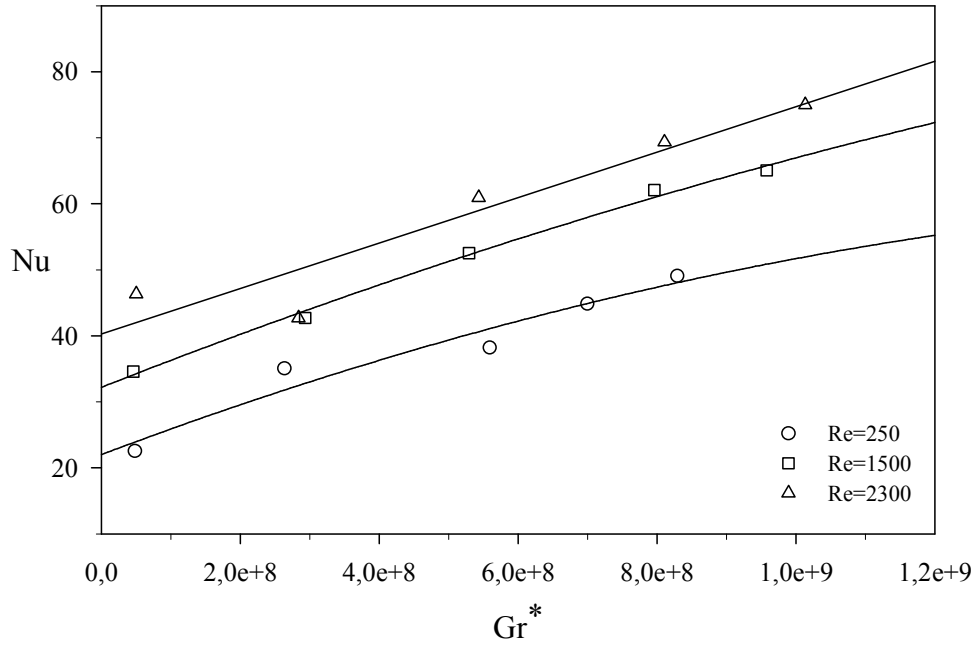
ve $Re=2300$ 'e göre azalmaktadır. Şekil 5.66'da ise bu durum net bir şekilde görülmektedir. Reynolds sayısı $Re=250$ olduğu durumlarda, uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla ısı transferinde doğal taşınım etkilerinin zorlanmış taşınım etkilerine göre daha baskın hale gelmesi sonucunda Nusselt sayısındaki artış diğer Reynolds sayısı değerlerindeki artışa göre az olmaktadır. Şekil 5.66'da bu durumun daha bir belirgin olmasının nedeni kanatçıklar arası mesafenin artması (kanatçık sayısının azalması) sonucunda ısı transfer yüzey alanı azaldığı için akışkan ile kanatçık ve taban yüzeyleri arasındaki sıcaklık farkı artmakta, bunun sonucunda ise ortalama Nusselt sayıda diğer kanatçıklar arası mesafelere göre artış az olmaktadır. Bunun yansısı Reynolds sayısı $Re=1500$ ve $Re=2300$ 'de uyarlanmış Grashof sayısının artması ile ortalama Nusselt sayısı artmaktadır. Reynolds sayısının $Re=250$ olduğu duruma göre Reynolds sayısının $Re=1500$ ve $Re=2300$ olduğu durumda ısı transferinde doğal taşınım etkileri azalırken zorlanmış taşınım etkileri artmaktadır. Bu nedenle Reynolds sayısı $Re=1500$ ve $Re=2300$ olduğu durumda ortalama Nusselt sayısındaki artış daha fazla olmaktadır.



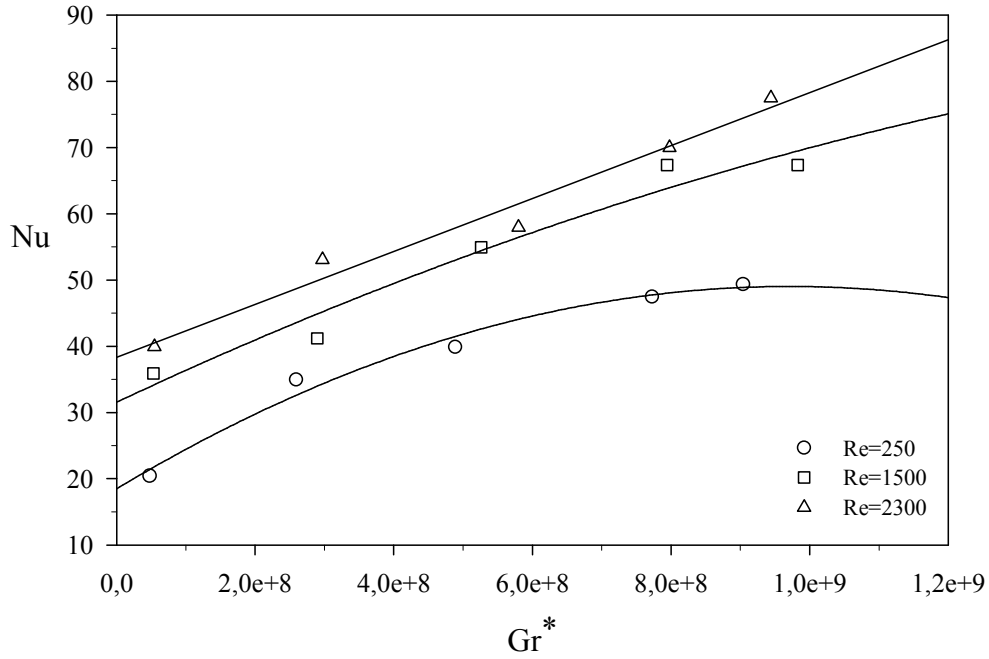
Şekil 5.63. $H_f=25$ mm ve $S=4$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısına göre değişimi



Şekil 5.64. $H_f=25$ mm ve $S=8$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısına göre değişimi



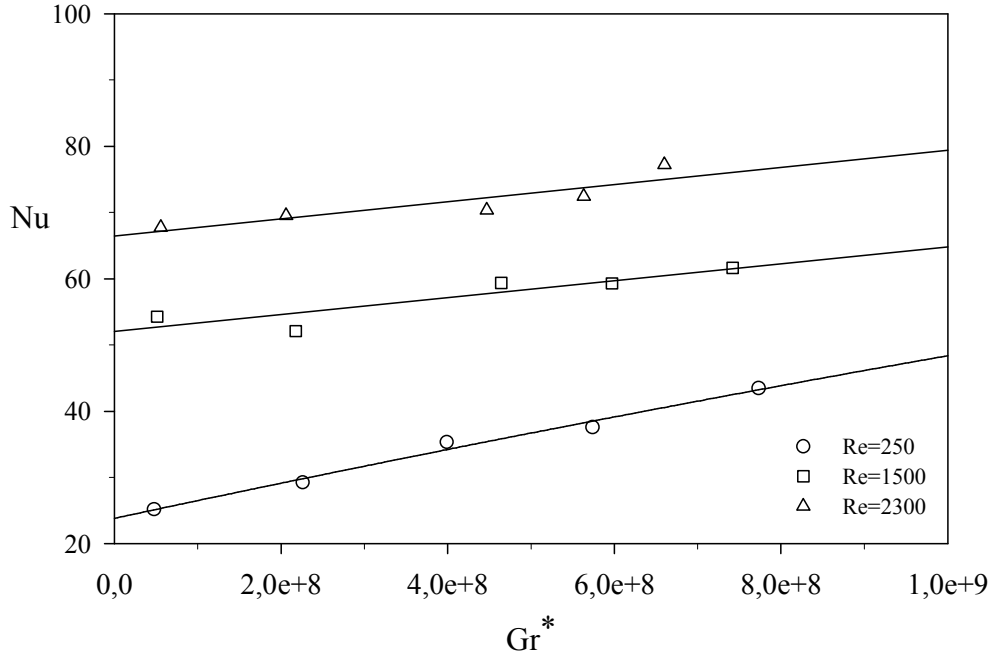
Şekil 5.65. $H_f=25$ mm ve $S=12$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısına göre değişimi



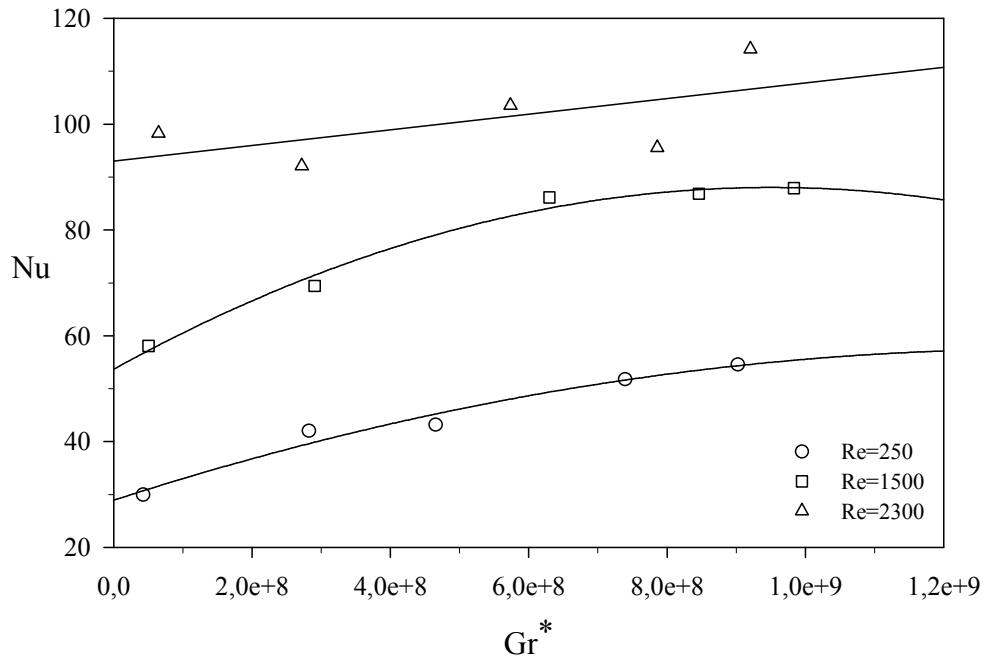
Şekil 5.66. $H_f=25\text{mm}$ ve $S=18\text{ mm}$ için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısına göre değişimi

Şekil 5.67-Şekil 5.70'de, sırasıyla kanatçıklar arası mesafe $S=4-8-12-18\text{ mm}$ ve üç farklı Reynolds sayısı $Re=250$, $Re=1500$ ve $Re=2300$ için kanatçık yüksekliğinin $H_f=50\text{ mm}$ olduğu durumda ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi verilmiştir. Grafiklerde görüldüğü, verilen bütün kanatçıklar arası mesafede Reynolds sayısının artması ile ortalama Nusselt sayısı artmıştır. Ayrıca uyarlanmış Grashof sayısının her bir değerinde de Reynolds sayısının artmasıyla birlikte ortalama Nusselt sayısı yine artmıştır. Şekil 5.68, Şekil 5.69 ve Şekil 5.70'de Reynolds sayısı $Re=250$ ve $Re=1500$ için uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla ortalama Nusselt sayısındaki artış, $Re=2300$ 'e göre daha az olmuştur. Uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla Reynolds sayısının $Re=250$ ve $Re=1500$ olduğu durumlarda, ısı transferinde doğal taşınım etkilerinin zorlanmış taşınım etkilerine göre daha baskın hale gelmesi sonucunda uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla ortalama Nusselt sayısındaki artış diğer Reynolds sayısı değerlerindeki artışa göre az olmaktadır. Şekil 5.69 ve Şekil 5.70'de bu durumun daha bir belirgin olmasının nedeni kanatçıklar arası mesafenin artması (kanatçık sayısının azalması) sonucunda ısı transfer yüzey alanı azaldığı için akışkan ile kanatçık ve taban yüzeyleri

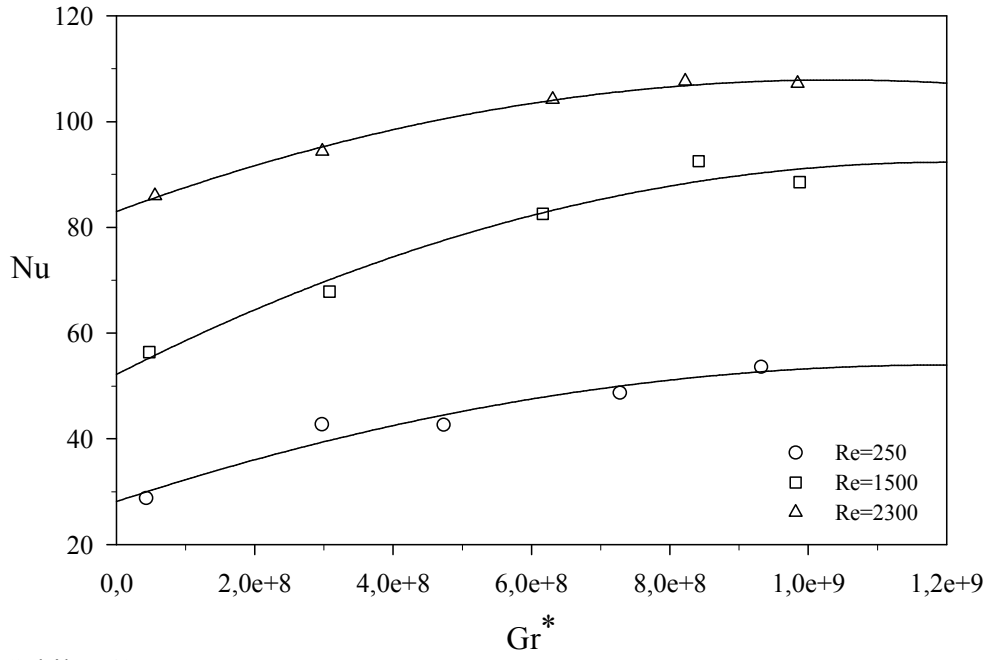
arasındaki sıcaklık farkı artmaktadır. Bunun sonucunda ise ortalama Nusselt sayısındaki artış diğer kanatçıklar arası mesafelere göre az olmaktadır.



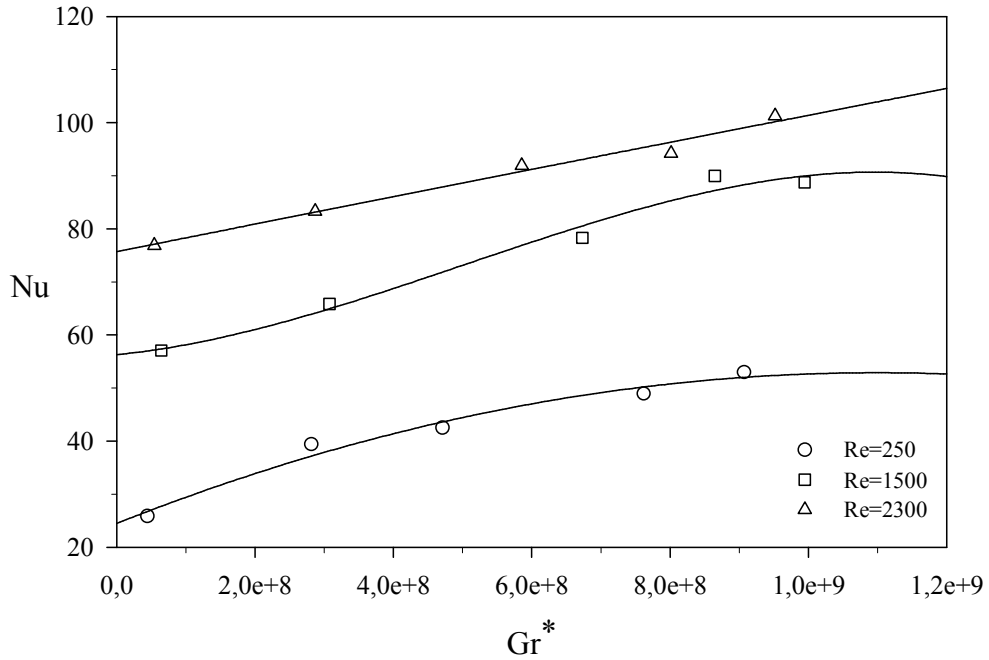
Şekil 5.67. $H_f=50$ mm ve $S=4$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısına göre değişimi



Şekil 5.68. $H_f=50$ mm ve $S=8$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısına göre değişimi

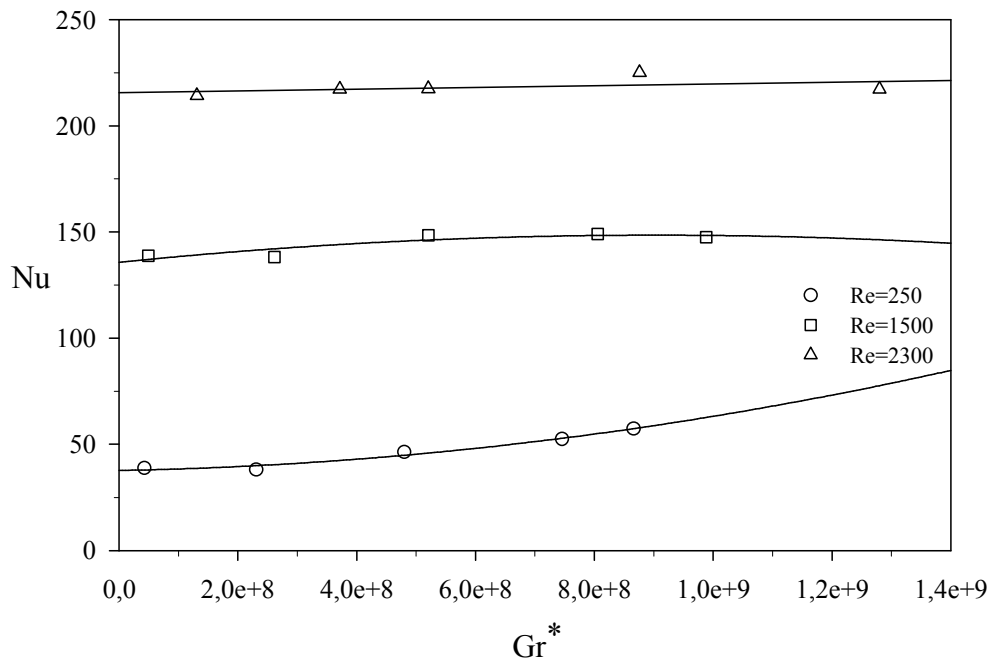


Şekil 5.69. $H_f=50$ mm ve $S=12$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısına göre değişimi

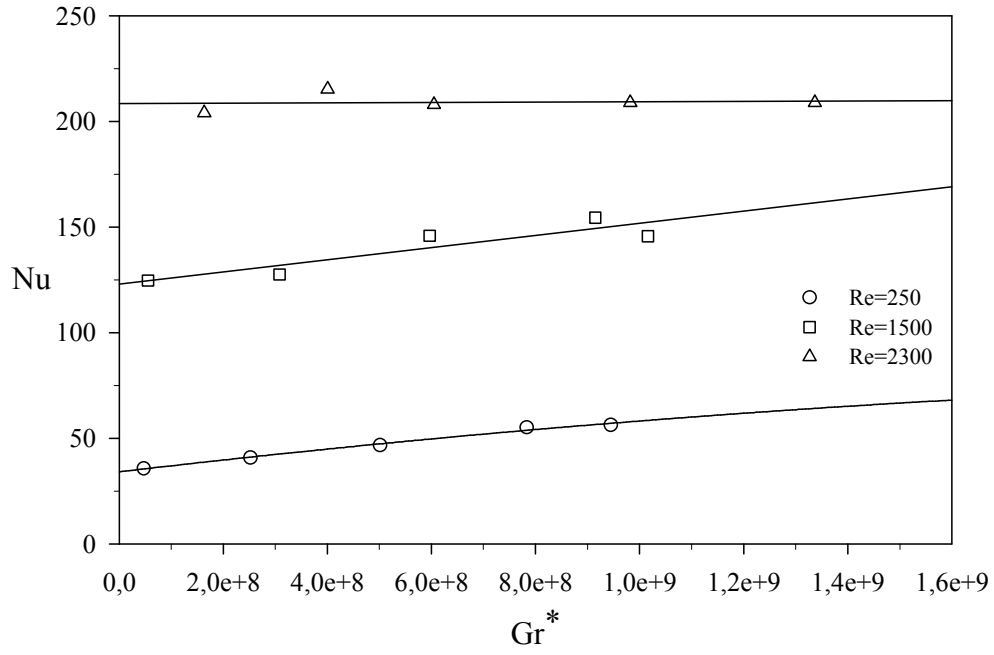


Şekil 5.70. $H_f=50$ mm ve $S=18$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısına göre değişimi

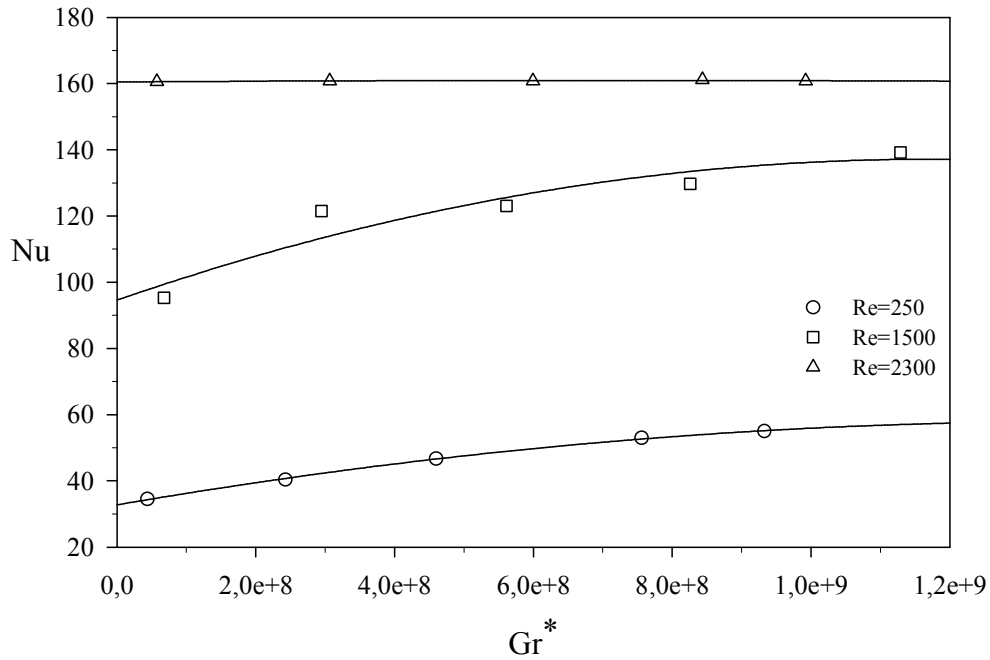
Şekil 5.71-Şekil 5.73’de, sırasıyla kanatçıklar arası mesafe $S=4-8-12-18$ mm ve üç farklı Reynolds sayısı $Re=250$, $Re=1500$ ve $Re=2300$ için kanatçık yüksekliğinin $H_f=80$ mm olduğu durumda ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi verilmiştir. Grafiklerde görüldüğü, verilen bütün kanatçıklar arası mesafede Reynolds sayısının artması ile ortalama Nusselt sayısı artmıştır. Verilen bu şekillerde Reynolds sayısının değeri $Re=250$ ve $Re=1500$ olduğu durumlarda uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla ortalama Nusselt sayısında artış olurken, Reynolds sayısının değeri $Re=2300$ ’de uyarlanmış Grashof sayısının artmasına rağmen ortalama Nusselt sayısında artış görülmemektedir. Reynolds sayısı $Re=250$ ve $Re=1500$ olduğu durumlarda kanatçık yüksekliğinin artmasına rağmen, ısı transferinde doğal taşınım etkilerinin hale devam etmesinden dolayı uyarlanmış Grashof sayısının artması ile ortalama Nusselt sayısı artmaktadır. Reynolds sayısı $Re=2300$ olduğu durumda kanatçık yüksekliğinin artışı ile yukarıda bahsedildiği üzere ısı transferinde Reynolds sayısının artışı ile doğal taşınım etkileri, zorlanmış taşınım etkilerine göre çok az olduğundan, uyarlanmış Grashof sayısının artmasına rağmen ortalama Nusselt sayısında artış yok gibidir.



Şekil 5.71. $H_f=80$ mm ve $S=8$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısına göre değişimi



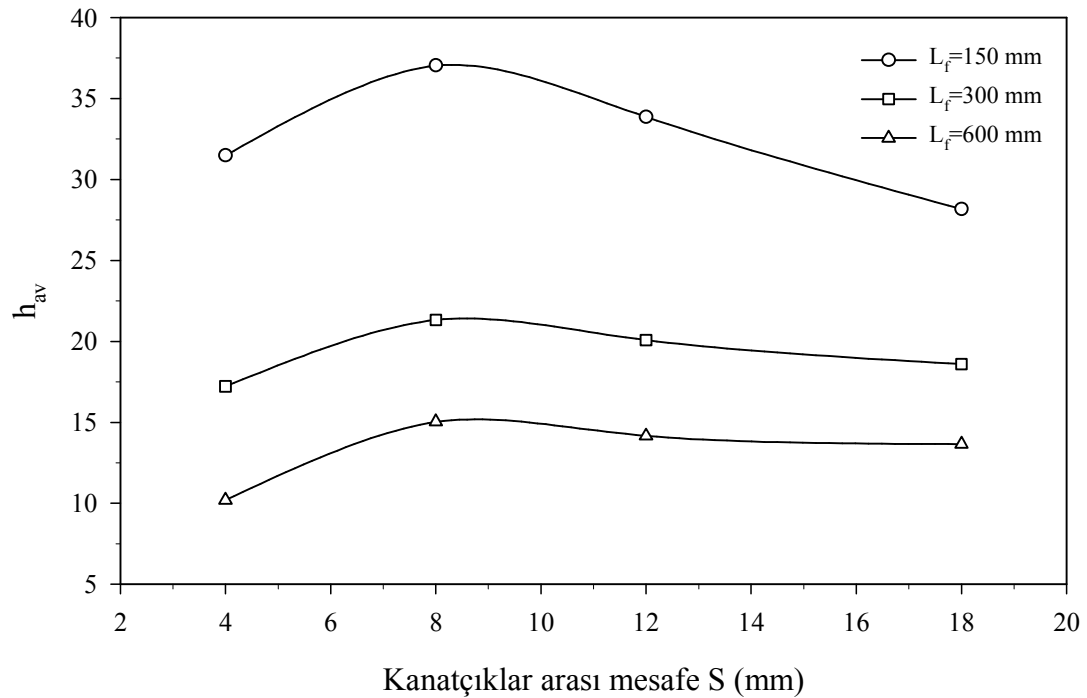
Şekil 5.72. $H_f=80$ mm ve $S=12$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısına göre değişimi



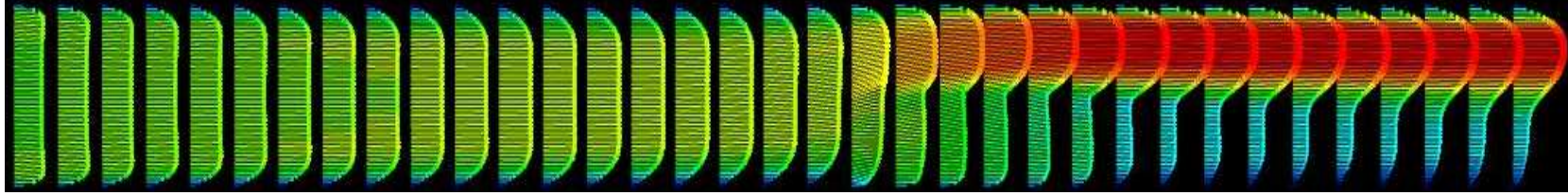
Şekil 5.73. $H_f=80$ mm ve $S=18$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısına göre değişimi

5.2.5. Kanatçık uzunluğunun ısı transferine etkisi

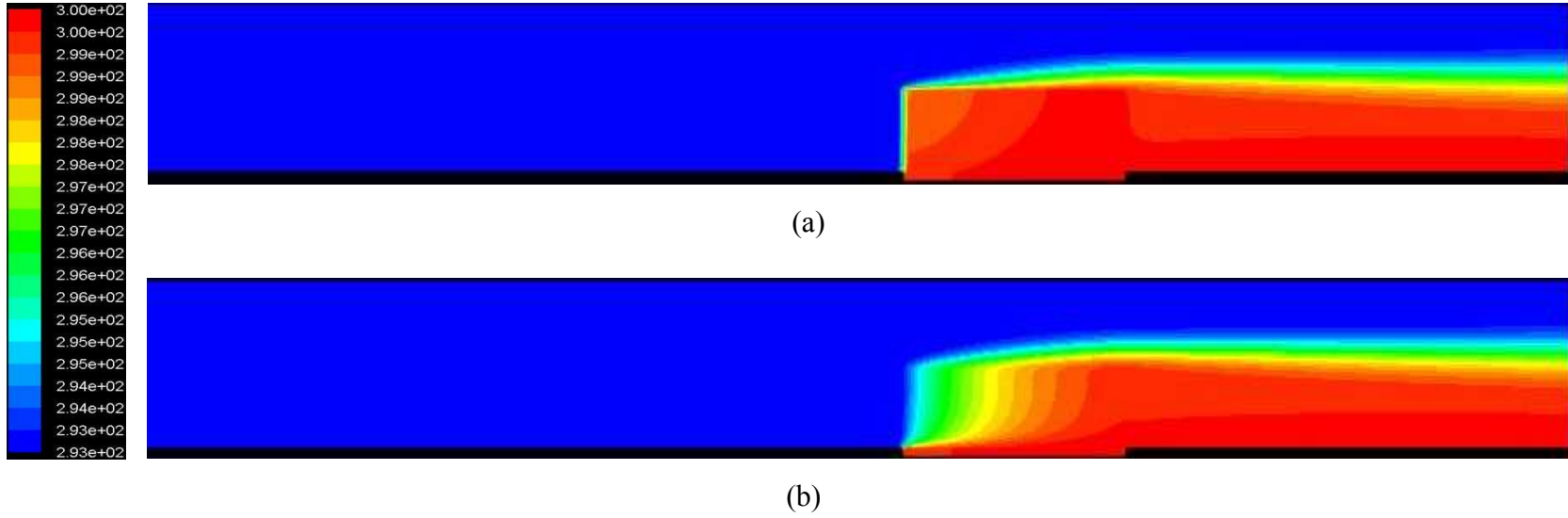
Yapılan bu sayısal çalışmada, kanatçık yüksekliği $H_f=50$ mm'de, Reynolds sayısı $Re=1500$ 'de ve uyarlanmış Grashof sayısı $Gr^*=5 \times 10^8$ 'de sabit tutulmuş, kanatçık uzunluğu $L_f=150-600$ mm arasında değiştirilmiştir. Şekil 5.74'de üç farklı kanatçık uzunluğu için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçıklar arası mesafe ile değişimi verilmiştir. Şekilde de görüldüğü gibi kanatçık uzunluğunun azalması ile ortalama ısı transfer katsayısı artmıştır. Bu durum, Şekil 5.75-Şekil 5.80'de verilen vektörel hız ve sıcaklık dağılımları ile açıklanabilir. Kanatçık uzunluğunun küçük olduğu durumda (Şekil 5.75) kanatçık bölgesindeki akışkanın hızındaki azalma, kanatçık uzunluğunun büyük olduğu (Şekil 5.77 ve Şekil 5.79) duruma göre daha az olmaktadır. Kanatçık uzunluğunun büyük olduğu durumda (Şekil 5.78 ve Şekil 5.80) akışkan hızının azalması sonucunda, kanatçık uzunluğunun küçük olduğu duruma (Şekil 5.76) göre kanatçık bölgesinde sıcak akışkan daha çoktur. Bu nedenle kanatçık uzunluğunun küçük olduğu durumlarda ısı transfer katsayısı, kanatçık uzunluğunun büyük olduğu durumlara göre daha yüksek elde edilmiştir.



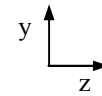
Şekil 5.74. $Re=1500$, $H_f=50$ mm ve $Gr^*=5 \times 10^8$ için farklı kanatçık uzunluklarında, ortalama ısı transfer katsayısının kanatçıklar arası mesafe ile değişimi

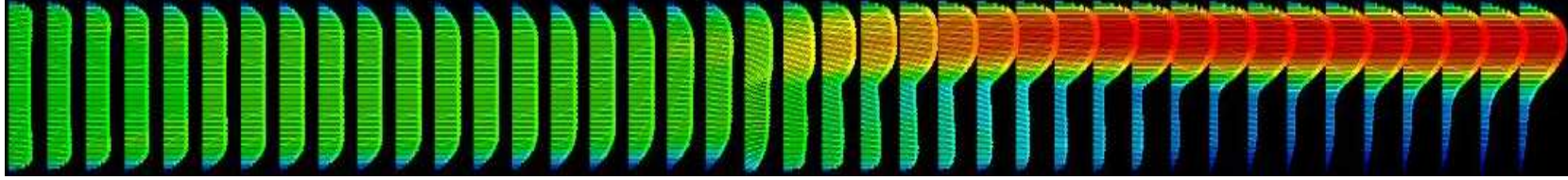


Şekil 5.75. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$, kanatçık aralığı $S=8$ mm ve kanatçık uzunluğunun $L_f=150$ mm olduğu durumda çözüm alanının orta noktasında ana akım yönündeki vektörel hız dağılımı

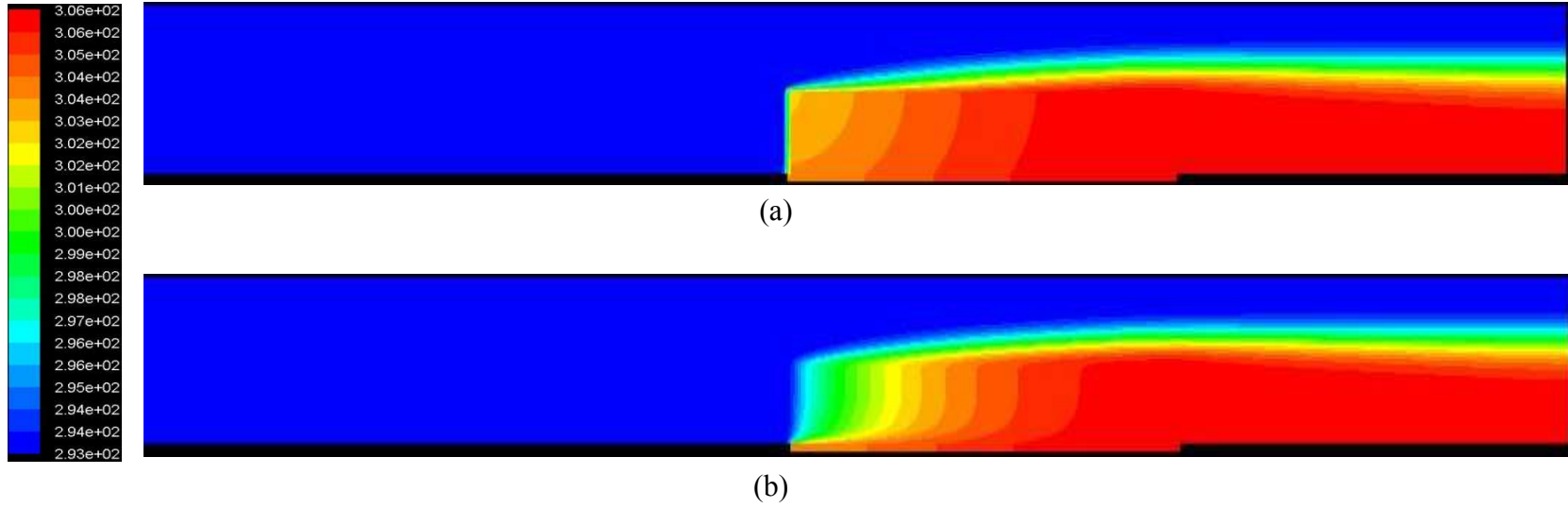


Şekil 5.76. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$, kanatçık aralığı $S=8$ mm ve kanatçık uzunluğunun $L_f=150$ mm olduğu durumda kanal içerisinde sıcaklık dağılımları
a) kanatçık merkezindeki simetri düzleminde
b) çözüm alanının orta noktasında

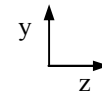


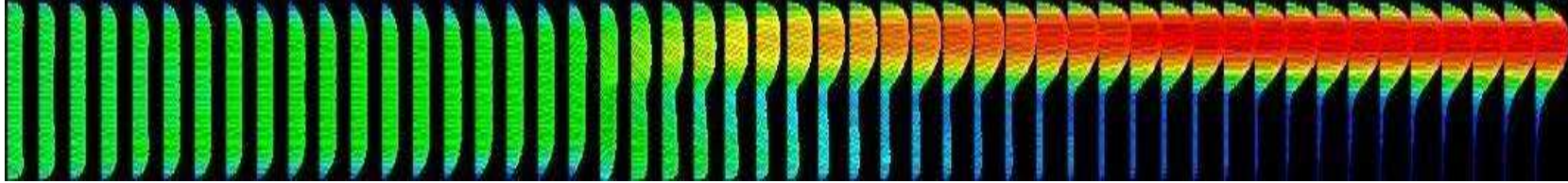


Şekil 5.77. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$, kanatçık aralığı $S=8$ mm ve kanatçık uzunluğunun $L_f=300$ mm olduğu durumda çözüm alanının orta noktasında ana akım yönündeki vektörel hız dağılımı

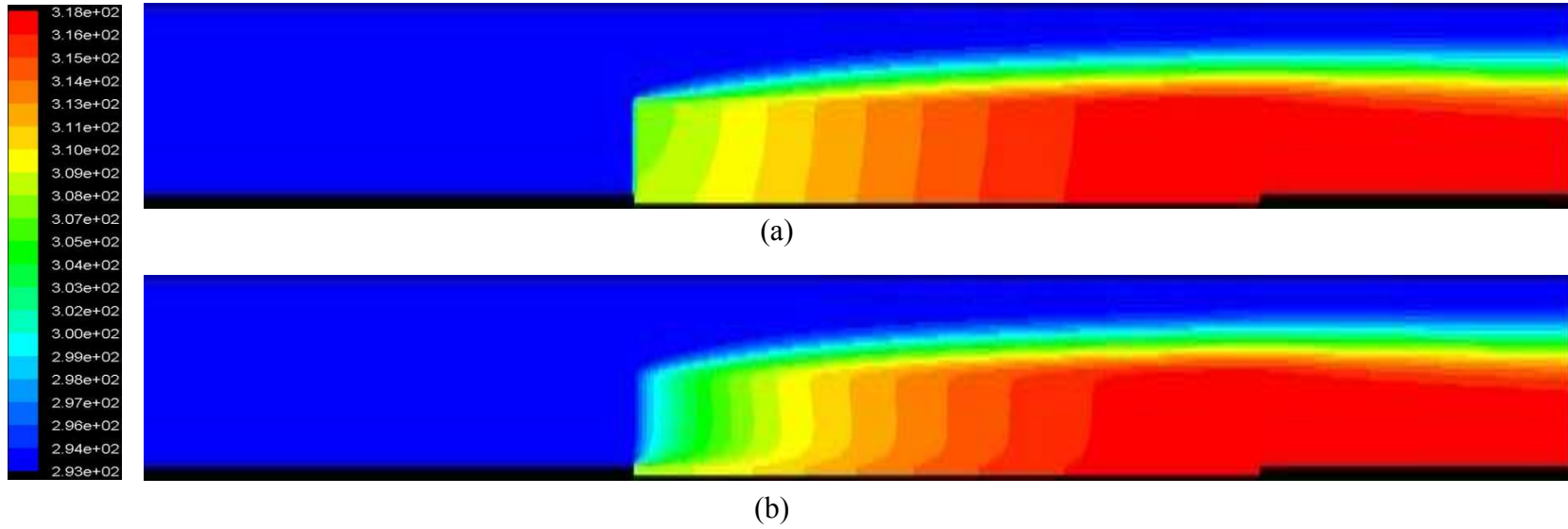


Şekil 5.78. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$, kanatçık aralığı $S=8$ mm ve kanatçık uzunluğunun $L_f=300$ mm olduğu durumda kanal içerisinde sıcaklık dağılımları
a) kanatçık merkezindeki simetri düzleminde
b) çözüm alanının orta noktasında

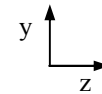




Şekil 5.79. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$, kanatçık aralığı $S=8$ mm ve kanatçık uzunluğunun $L_f=600$ mm olduğu durumda çözüm alanının orta noktasında ana akım yönündeki vektörel hız dağılımı

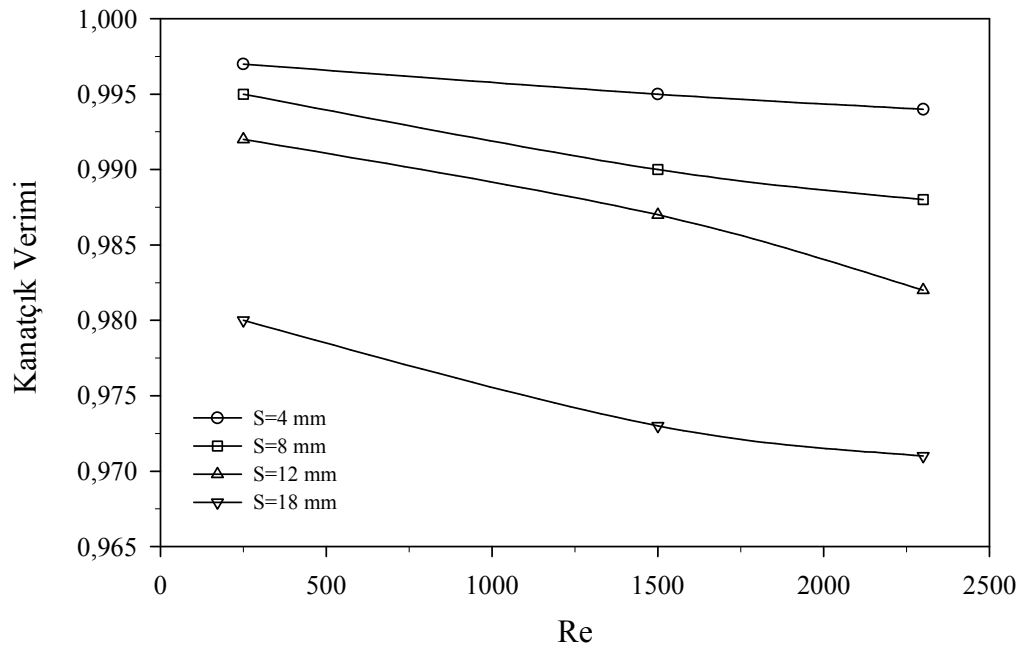


Şekil 5.80. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, $Gr^*=5 \times 10^8$, kanatçık aralığı $S=8$ mm ve kanatçık uzunluğunun $L_f=600$ mm olduğu durumda kanal içerisinde sıcaklık dağılımları
a) kanatçık merkezindeki simetri düzleminde
b) çözüm alanının orta noktasında

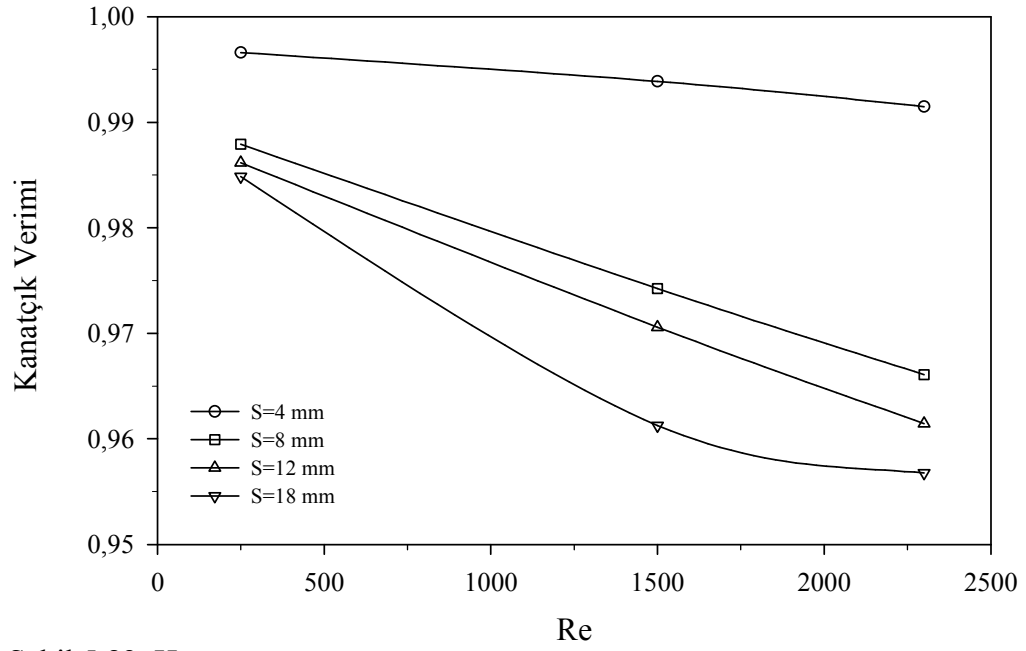


5.2.6. Kanatçık verimi

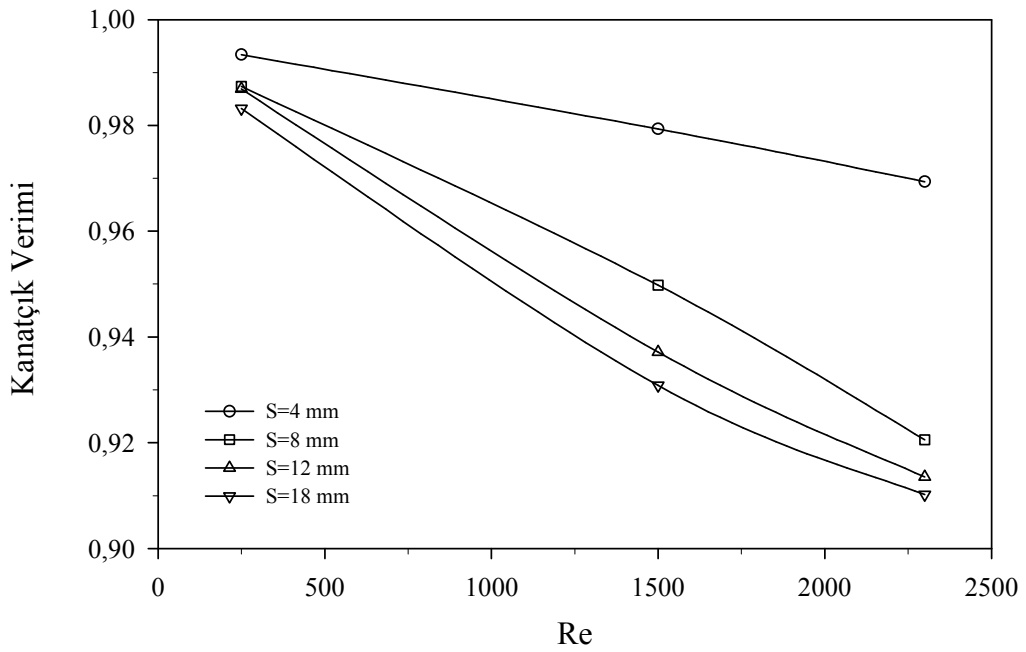
Şekil 5.81, Şekil 5.82 ve Şekil 5.83’de dört farklı kanatçıklar arası mesafede sırasıyla kanatçık yüksekliği $H_f=25$ mm, $H_f=50$ mm, ve $H_f=80$ mm için kanatçık veriminin Reynolds sayısı ile değişimi verilmiştir. Grafiklerde görüldüğü gibi, her bir kanatçıklar arası mesafede de Reynolds sayısının artması sonucu kanatçık verimi düşmüştür. Reynolds sayısının artması ile kanatçık yüzeylerindeki sıcaklık değerleri azaldığından, Reynolds sayısının artması ile kanatçık verimi de azalmıştır. Ayrıca en yüksek kanatçık verimi, kanatçıklar arası mesafe $S=4$ mm’de elde edilmiştir. Kanatçık verimi, kanatçıklar arasındaki mesafenin artmasıyla azalmıştır.



Şekil 5.81. $H_f=25$ mm için farklı kanatçıklar arası mesafede kanatçık veriminin Reynolds sayısı ile değişimi

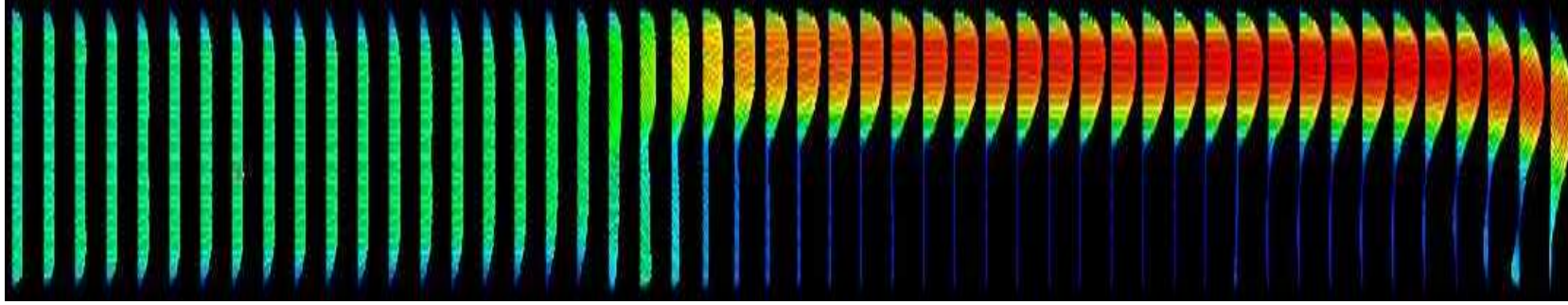


Şekil 5.82. $H_f=50$ mm için farklı kanatçıklar arası mesafede kanatçık veriminin Reynolds sayısı ile değişimi

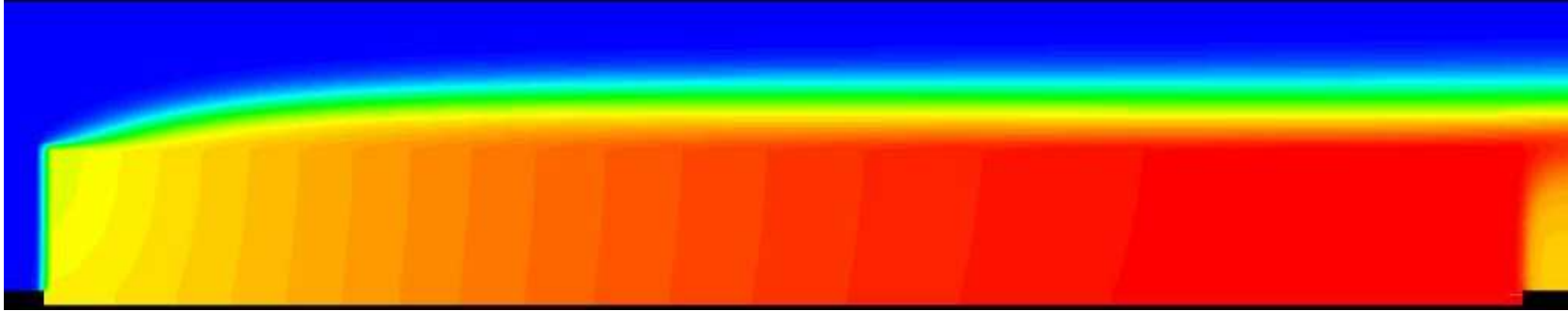


Şekil 5.83. $H_f=80$ mm için farklı kanatçıklar arası mesafede kanatçık veriminin Reynolds sayısı ile değişimi

Şekil 5.84 ve Şekil 5.85’de $Re=250$, $H_f=50$ mm ve $Gr^*=5 \times 10^8$ için sırasıyla kanatçıklar arası mesafenin $S=4$ ve $S=18$ mm olduğu durumda kanal içerisinde vektörel hız dağılımı ve kanatçık içerisinde sıcaklık dağılımı verilmiştir. Kanatçıklar arası mesafenin küçük olduğu durumda (Şekil 5.84.a) kanatçık yüzeylerinde gelişen sınır tabakaların kesişmesi sebebiyle kanatçık bölgesindeki akışkan hızı, kanatçıklar arası mesafenin büyük olduğu duruma (Şekil 5.85.a) göre küçüktür. Kanatçıklar arası mesafenin küçük olduğu durumda akışkan hızının azalması, kanatçığın yüzeyi ile tabanı arasındaki sıcaklık farkının, kanatçıklar arası mesafenin büyük olduğu duruma göre daha küçük olmasına neden olmaktadır. Bu durum Şekil 5.84.b ve Şekil 5.85.b’de net bir şekilde görülmektedir. Şekil 5.84.b’de görüldüğü gibi ($S=4$ mm) kanatçık yüksekliği boyunca kanatçık taban yüzey sıcaklığı ile kanatçık yüzey sıcaklığı arasında değişim yok gibidir. Fakat Şekil 5.85.b’de ($S=18$ mm) ise kanatçık yüksekliği boyunca kanatçık taban yüzey sıcaklığı ile kanatçık yüzey sıcaklığı arasında farkın olduğu görülebilmektedir. Bu nedenle kanatçık verimi, kanatçıklar arasındaki mesafenin artmasıyla azalmıştır.

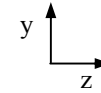


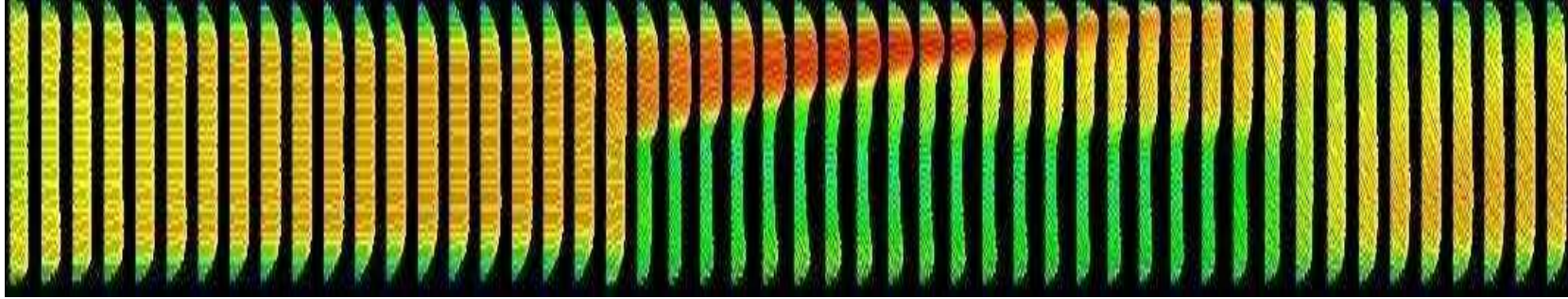
(a)



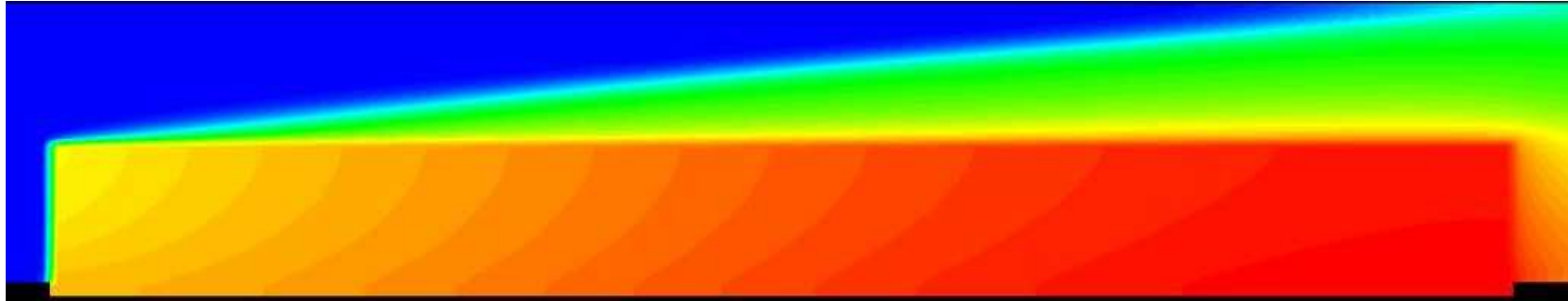
(b)

Şekil 5.84. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, kanatçık aralığı $S=4$ mm’de ana akım yönünde
a) çözüm alanının orta noktasında vektörel hız dağılımı
b) kanatçık merkezindeki simetri düzleminde sıcaklık dağılımı



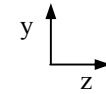


(a)

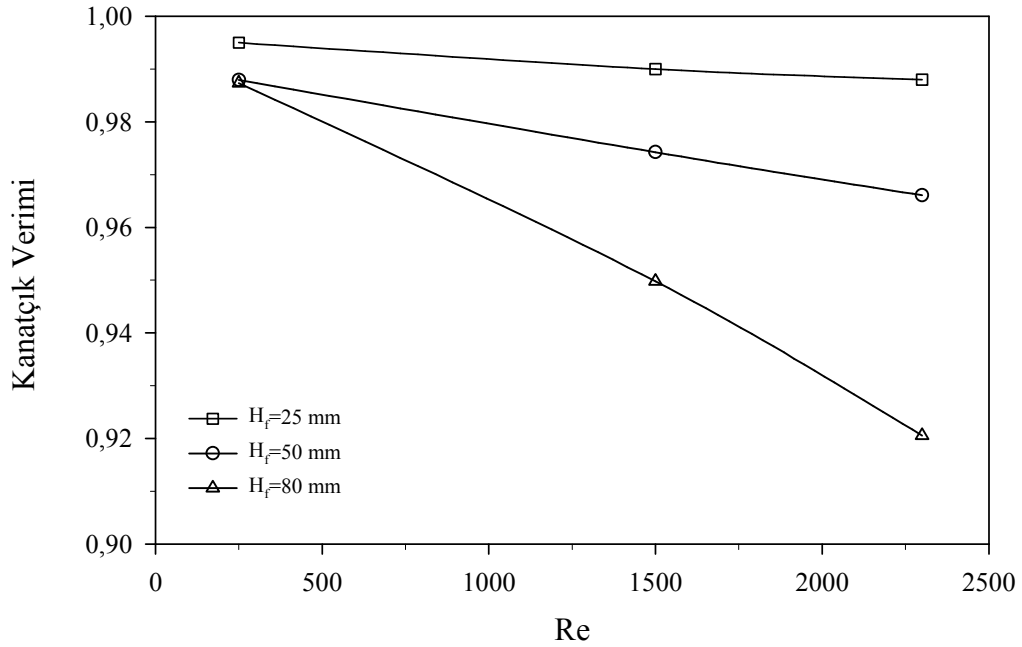


(b)

Şekil 5.85. $Re=1500$, $H_f=50$ mm, kanatçık aralığı $S=18$ mm’de ana akım yönünde
a) çözüm alanının orta noktasında vektörel hız dağılımı
b) kanatçık merkezindeki simetri düzleminde sıcaklık dağılımı



Şekil 5.86’da kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm için üç farklı kanatçık yüksekliğinde $H_f=25$ mm, $H_f=50$ mm ve $H_f=80$ mm için kanatçık veriminin Reynolds sayısı ile değişimi verilmiştir. Grafikte de görüldüğü gibi en yüksek kanatçık verimi $H_f=80$ mm’de olmak üzere sırasıyla $H_f=50$ mm ve $H_f=80$ mm’de elde edilmiştir. Kanatçık yüksekliğinin artması ile kanatçık verimi azalmıştır. Bu beklenen bir durumdur. Çünkü kanatçık yüksekliği boyunca kanatçık sıcaklığı azalmaktadır. Bu nedenle kanatçık yüksekliğinin artması ile kanatçık verimi şekil 5.86’da da görüldüğü gibi azalmıştır.



Şekil 5.86. $S=8$ mm için farklı kanatçık yüksekliklerinde kanatçık veriminin Reynolds sayısı ile değişimi

6. DENEYSEL SONUÇLAR

Yapılan bu çalışmada, iki kanatçık arasındaki mesafenin (S), kanatçık yüksekliğinin (H_f), Reynolds sayısının (Re) ve uyarlanmış Grashof sayısının (Gr^*) ısı transferine olan etkileri araştırılmıştır. Deneyler dört farklı kanatçık aralığı $S=18-12-8-4$ mm için yapılmıştır. Deneyler, her bir kanatçık aralığı için üç farklı kanatçık yüksekliğinde $H_f=80-50-25$ mm, her bir kanatçık yüksekliği için üç farklı Reynolds sayısında $Re=2300-1500-250$ ve her bir Reynolds sayısı için beş farklı uyarlanmış Grashof sayısı $Gr^*=5 \times 10^7-1 \times 10^9$ aralığında olmak üzere toplam 180 tane deney yapılmıştır. Bu çalışmada yapılan deneylerin tamamı, Çizelge 3.1’de deneysel çalışma programında verilmiştir. Bu bölümde, yapılan deneyler grafik olarak sunulmuştur. Boyutsuz sayıların (Re , Gr^*) belirlenmesinde deney düzeneğinin boyutları ve ısı transferinin, üç farklı taşınım (doğal, karışık ve zorlanmış taşınım) ile ısı transferi durumunda incelenebilmesi dikkate alınmıştır. Aşağıda kanatçıklar arası mesafenin, kanatçık yüksekliğinin, Reynolds sayısının ve uyarlanmış Grashof sayısının ısı transferine etkileri ayrıntılı bir şekilde grafikler yardımıyla açıklanmıştır.

6.1. Kanatçıklar Arası Mesafenin Isı Transferine Etkisi

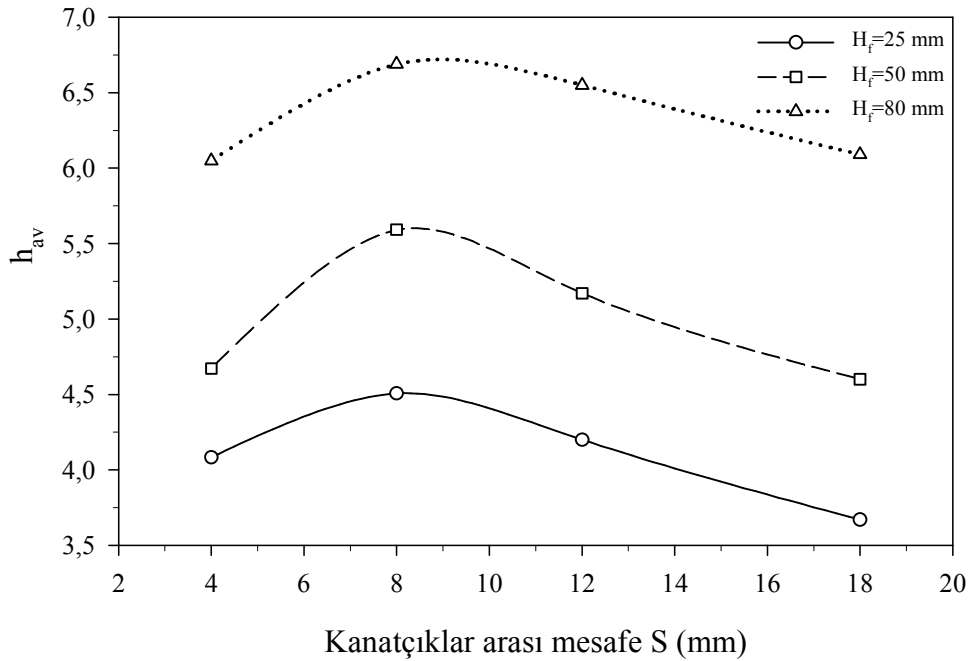
Sistemlerde oluşan enerjinin taşınım yoluyla sistemden dışarıya atılmasında kullanılan kanatçık dizilerinin tasarımında, kanatçıklar arası mesafe ısı transferi açısından önemli bir parametredir. Kanatçık dizilerinin kullanılmasındaki amaç, olabildiğince büyük ısı transfer yüzey alanı kullanarak ısı transferinin iyileştirilmesidir. Kanatçıklar arası mesafeyi çok küçük seçerek (kanatçık sayısını artırarak) büyük ısı transfer yüzey alanı elde edebiliriz. Fakat kanatçık sayısının artmasıyla bu çalışmada kanatçıklar arası mesafede azalacaktır. Kanatçıklar arası mesafenin küçük olması, kanatçıklar arasındaki hava akışına karşı bir direncin oluşmasına, buna bağlı olarak akışkan akış hızının düşmesine, bunun sonucunda ise ısı transferinin azalmasına neden olabilir. Kanatçık aralığının gerektiğinden büyük olması (kanatçık sayısının azalması) da ısı transfer yüzey alanının azalmasına dolayısıyla ısı transferinin azalmasına neden olur. Bu sebeple kanatçık dizilerinin

tasarımında, maksimum ısı transferi elde edebilmek için kanatçıklar arası mesafenin optimum bir değerde olması gerekir.

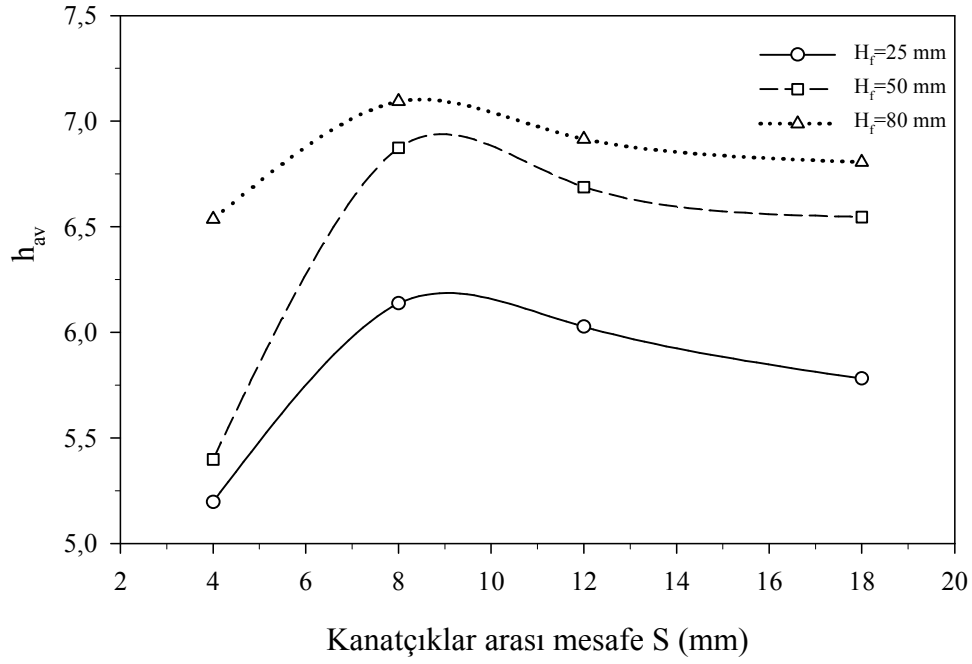
Şekil 6.1-Şekil 6.5’de $Re=250$ için, Şekil 6.6- Şekil 6.10’da $Re=1500$ için ve Şekil 6.11-Şekil 6.15’de $Re=2300$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ile değişimi sunulmuştur. Grafiklerden görüldüğü gibi kanatçık aralığının belli bir değerden sonra artması veya azalması ortalama ısı transfer katsayısını arttırmamaktadır. Tersine ortalama ısı transfer katsayısının azalmasına sebep olmaktadır. Ortalama ısı transfer katsayısı, kanatçık aralığının artmasıyla artmakta maksimum bir noktaya ulaştıktan sonra kanatçık aralığının artmasıyla birlikte azalmaktadır. Isı transferinin maksimuma ulaştığı kanatçık aralığı, optimum kanatçık aralığı S_{opt} olarak tanımlanır. Bu grafikler de görüldüğü gibi optimum kanatçık aralığı $S_{opt}=8-12$ mm arasındadır.

Isı transfer miktarını artırabilmek için, ısı transfer yüzey alanını arttırdığımızda (kanatçık aralığının küçülmesi), grafiklerde görüldüğü gibi kanatçık aralığının azalmasıyla ortalama ısı transfer katsayısı azalmaktadır. Kanatçık aralığının azalması, sınır tabakalarının kesişmesine neden olmaktadır. Sınır tabakalarının kesişmesi, kanatçıklar arasındaki akışkan akış hızının azalmasına neden olarak kanala giren soğuk akışkanın kanatçıklar arasına girmesine engel olmakta ve bunun sonucunda ısınan akışkan daha fazla bir süre kanatçıklar arasında kalmaktadır. Akışkan hızının azalması, akışkanın ısınan yüzeylerden enerjiyi alıp taşıyamamasına dolayısıyla kanalın büyük bir kısmının durgun sayılabilecek ısınmış hava ile işgal edilmesine ve verimli bir ısı transferinin sağlanamamasına neden olur. Kanatçıklar arası mesafenin arttırılmasıyla da ortalama ısı transfer katsayısının azaldığı verilen grafiklerde görülmektedir. Çünkü kanatçıklar arası mesafenin artması (kanatçık sayısının azalması) toplam ısı transferi yüzey alanının azalmasına dolayısıyla ısı transferinin azalmasına neden olmaktadır. Grafiklerden de görüldüğü gibi kanatçık dizilerinin tasarımında, maksimum ısı transferi elde etmek için kanatçıklar arası mesafenin optimum bir değerde olması gerekmektedir.

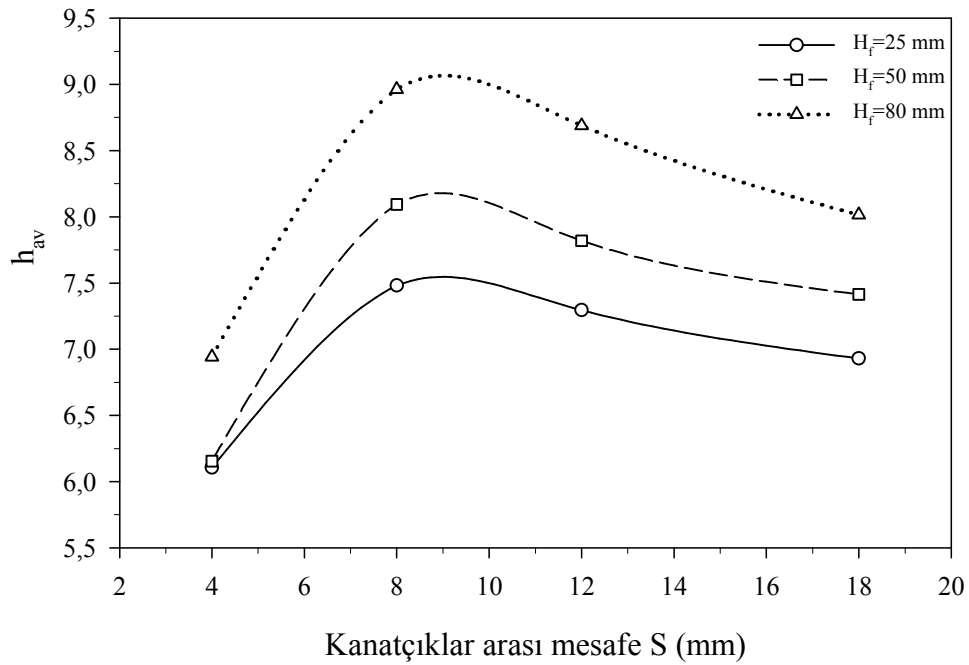
Şekil 6.1-Şekil 6.5’de $Re=250$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde, kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısı ile değişimi verilmiştir. Ortalama ısı transfer katsayısı, üç kanatçık yüksekliğinde de kanatçık aralığının artmasıyla artmakta, maksimum bir noktaya ulaştıktan sonra kanatçık aralığının artmasıyla birlikte azalmaktadır. Verilen bu grafiklerdeki deneylerde Richardson sayısının değeri $15 \leq Ri=Gr/Re^2 \leq 378$ aralığında olup Richardson sayısının değerine bakıldığı zaman ısı transferinde doğal taşınım etkilerinin, zorlanmış taşınım etkilerine göre daha baskın olduğu söylenebilir. Şekil 6.1’de her üç kanatçık yüksekliği için optimum kanatçık aralığının $S_{opt}=8$ mm civarında olduğu görülmektedir. Uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla, (Şekil 6.3) her üç kanatçık yüksekliği için optimum kanatçık aralığının $S_{opt}=9$ mm civarında olduğu, Şekil 6.5’te ise uyarlanmış Grashof sayısının artması ve kanatçık yüksekliğinin azalmasıyla optimum kanatçık aralığının $S_{opt}=12$ mm’ye arttığı görülmektedir.



Şekil 6.1. $Re=250$ ve $Gr^*=5 \times 10^7$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi

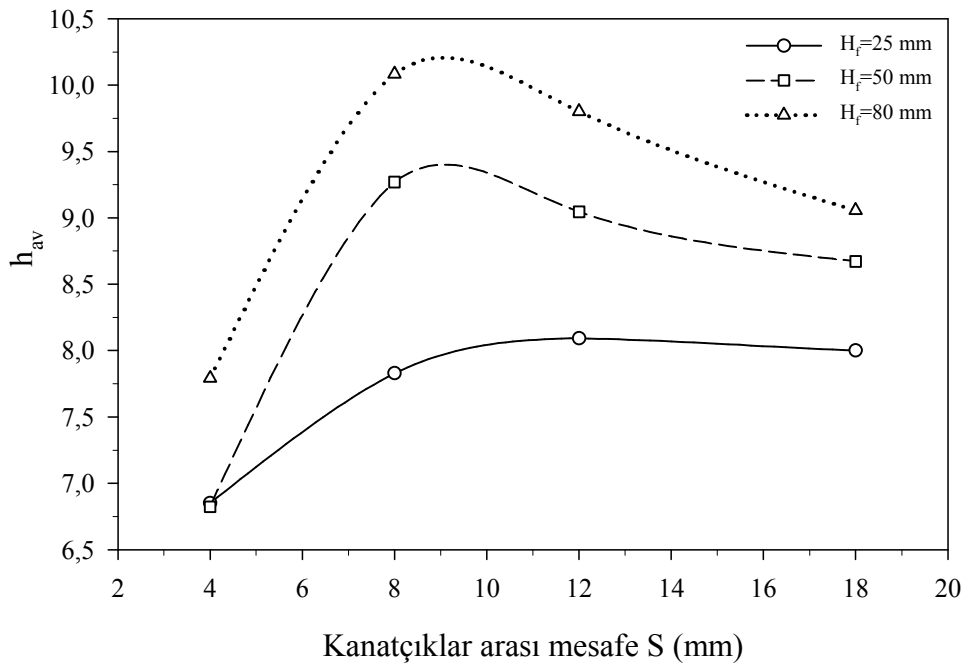


Şekil 6.2. $Re=250$ ve $Gr^*=3 \times 10^8$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi



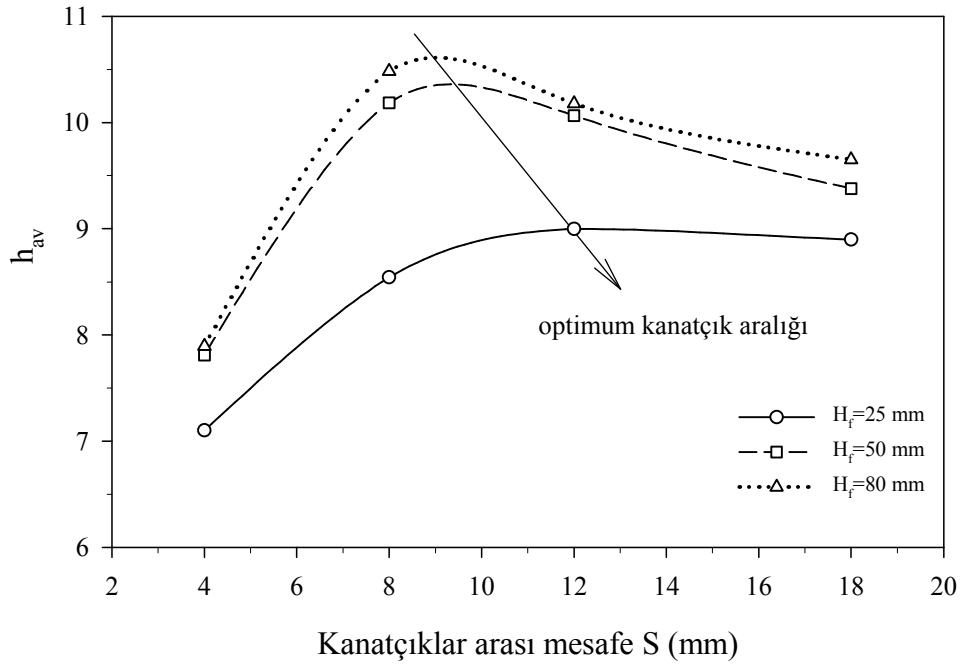
Şekil 6.3. $Re=250$ ve $Gr^*=5 \times 10^8$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi

Sayısal çalışma sonuçları bölümünde ısı transferine kanatçıklar arası mesafenin etkisi kısmında verilen Şekil 5.19’da görüldüğü gibi kanatçıklar arası mesafenin küçük olması durumunda ($S=8$ mm) uyarlanmış Grashof sayısının artmasına rağmen ikincil akışlar fazla gelişmemektedir. Kanatçık aralığının küçük olması durumunda, kanatçık yüzeylerinde gelişen sınır tabakaların kesişmesinden dolayı ikincil akışlar güçlenememektedir. Kanatçıklar arası mesafenin $S=8$ mm’den $S=12$ mm’ye artırıldığında (Şekil 5.19 $S=12$ mm) ikincil akışlar güçlenmekte ve ısı transferinin artmasına yardımcı olmaktadır. Uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla ısı transferinde doğal taşınım etkilerinin artması sonucunda Şekil 6.1’de kanatçık yüksekliği $H_f=25$ mm’de optimum kanatçık aralığı $S_{opt}=8$ mm’den, Şekil 6.5’te görüldüğü gibi optimum kanatçık aralığı $S_{opt}=12$ mm’ye artmıştır.



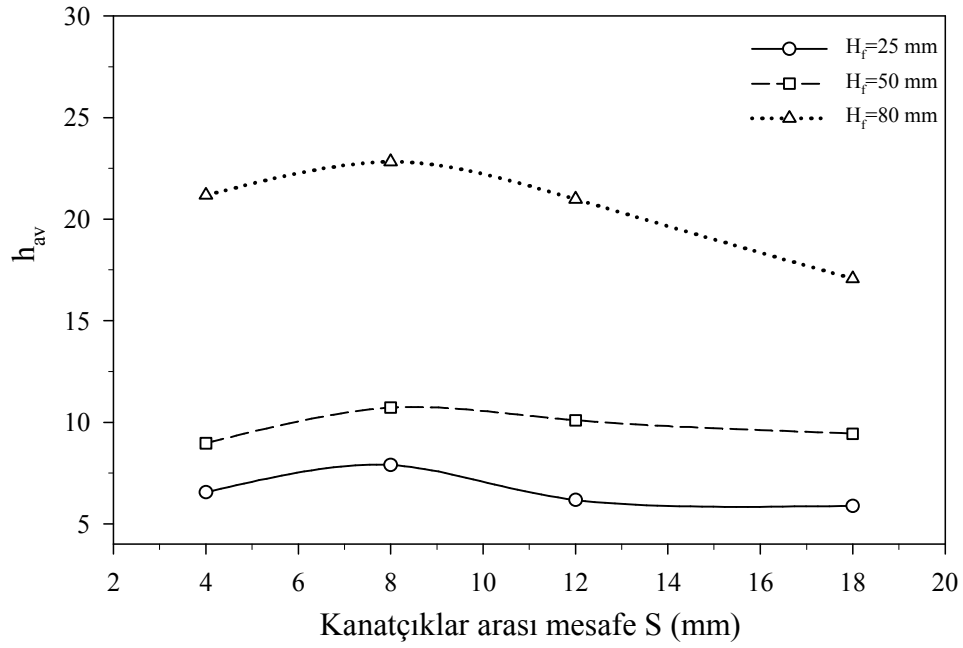
Şekil 6.4. $Re=250$ ve $Gr^*=8 \times 10^8$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi

Kanatçık yüksekliğinin ve kanatçıklar arası mesafenin küçük olduğu durumda, optimum kanatçık aralığının uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla neden arttığının sebepleri, sayısal çalışma sonuçları bölümünde, ısı transferine kanatçıklar arası mesafenin etkisi kısmında ayrıntılı bir şekilde anlatılmıştır

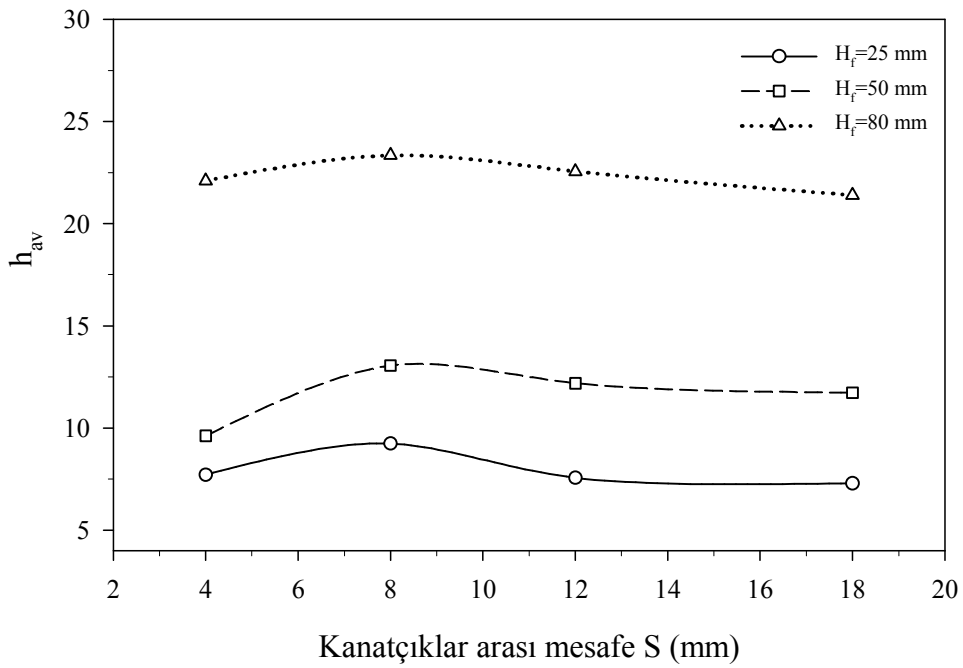


Şekil 6.5. $Re=250$ ve $Gr^*=1 \times 10^9$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi

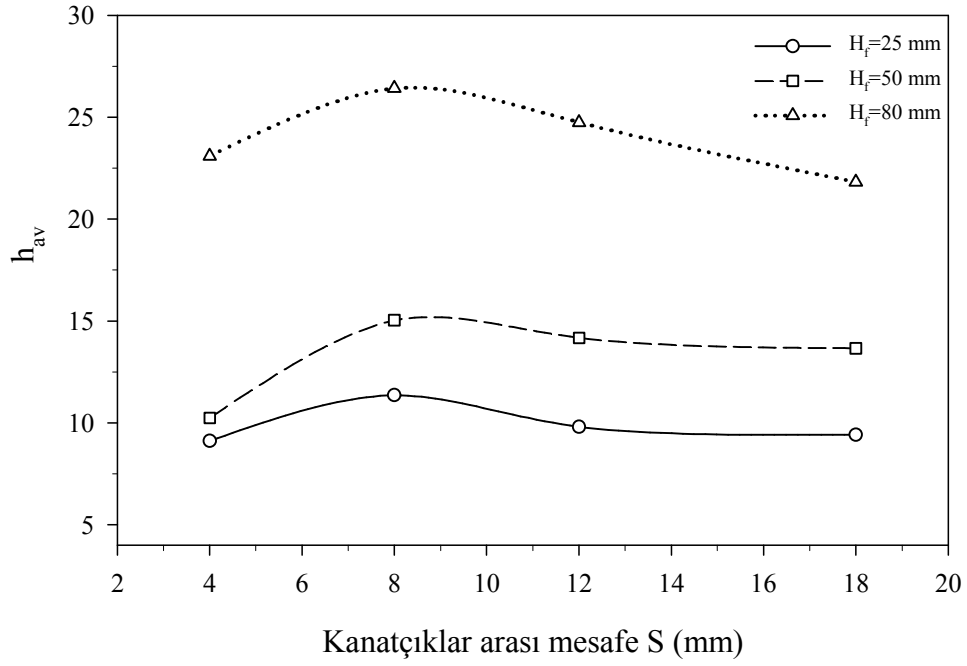
Şekil 6.6-Şekil 6.10'da $Re=1500$ için farklı kanatçık yüksekliğinde, kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısı ile değişimi verilmiştir. Bu grafiklerde de ortalama ısı transfer katsayısı, kanatçıklar arası mesafenini artması ile artmakta, bir maksimum noktaya ulaştıktan sonra kanatçıklar arası mesafenin artmasıyla birlikte azalmaktadır. Verilen bu grafiklerdeki deneylerde Richardson sayısının değerinin, $0,2 \leq Ri=Gr/Re^2 \leq 6$ aralığında olduğu sonuçlardan belirlenmiştir. Şekil 6.6, Şekil 6.7 ve Şekil 6.8'de görüldüğü gibi, optimum kanatçık aralığının $S_{opt}=8$ mm civarında olduğu görülmektedir. Şekil 6.9 ve Şekil 6.10'da, uyarlanmış Grashof sayısının artması ile ısı transferinde doğal taşınım etkileri artmakta ve bu sebeple Şekil 6.10'da ise optimum kanatçık aralığının yaklaşık $S_{opt}=9$ mm civarında olduğu görülmektedir. Optimum kanatçık aralığının uyarlanmış Grashof sayısının artması sonucunda, artmasının nedeni yukarıda anlatılmıştır.



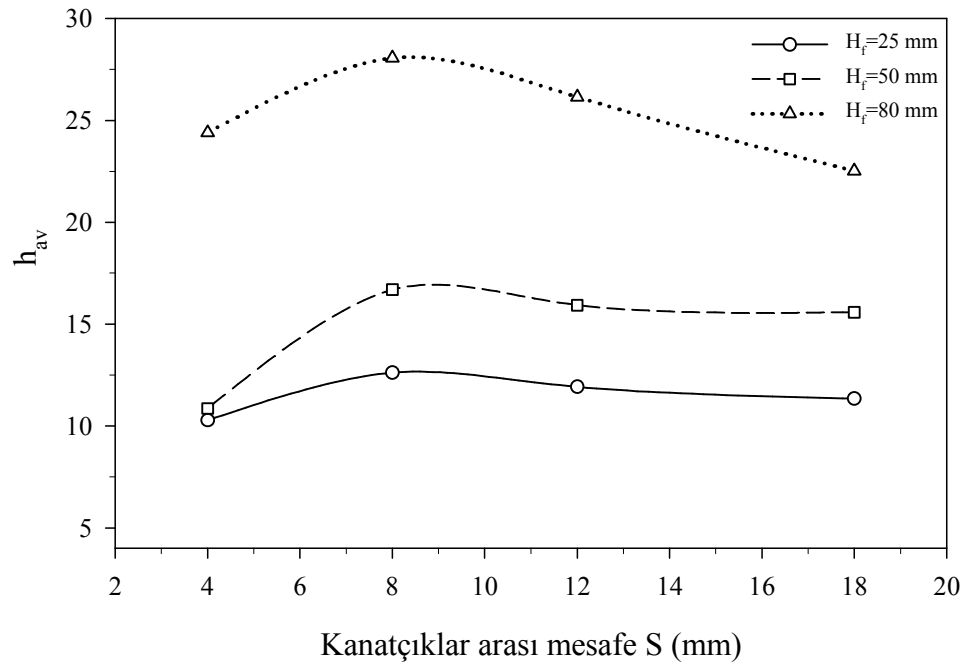
Şekil 6.6. $Re=1500$ ve $Gr^*=5 \times 10^7$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi



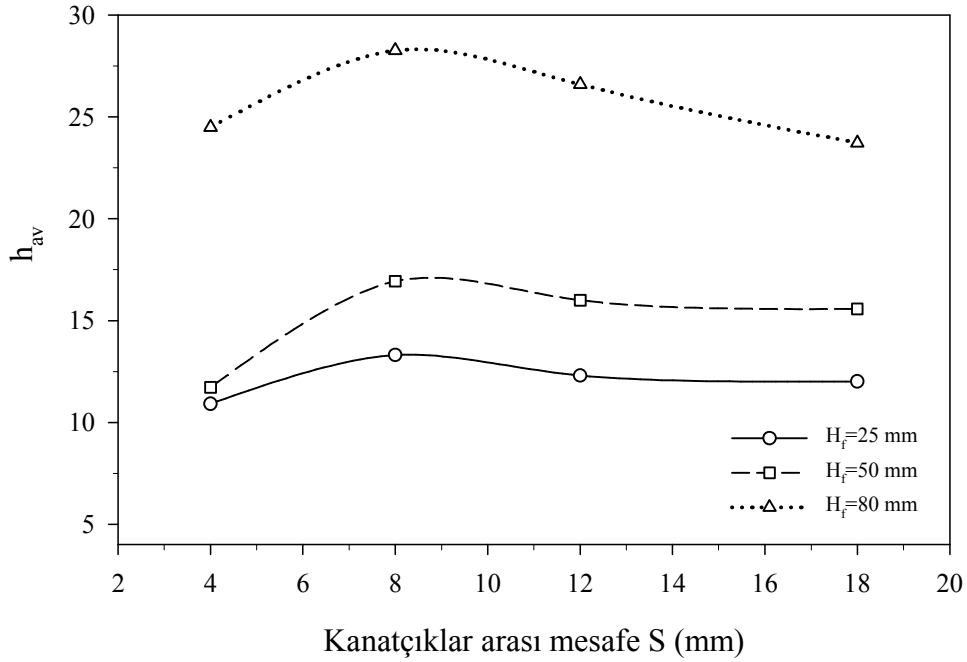
Şekil 6.7. $Re=1500$ ve $Gr^*=3 \times 10^8$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi



Şekil 6.8. $Re=1500$ ve $Gr^*=5 \times 10^8$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi



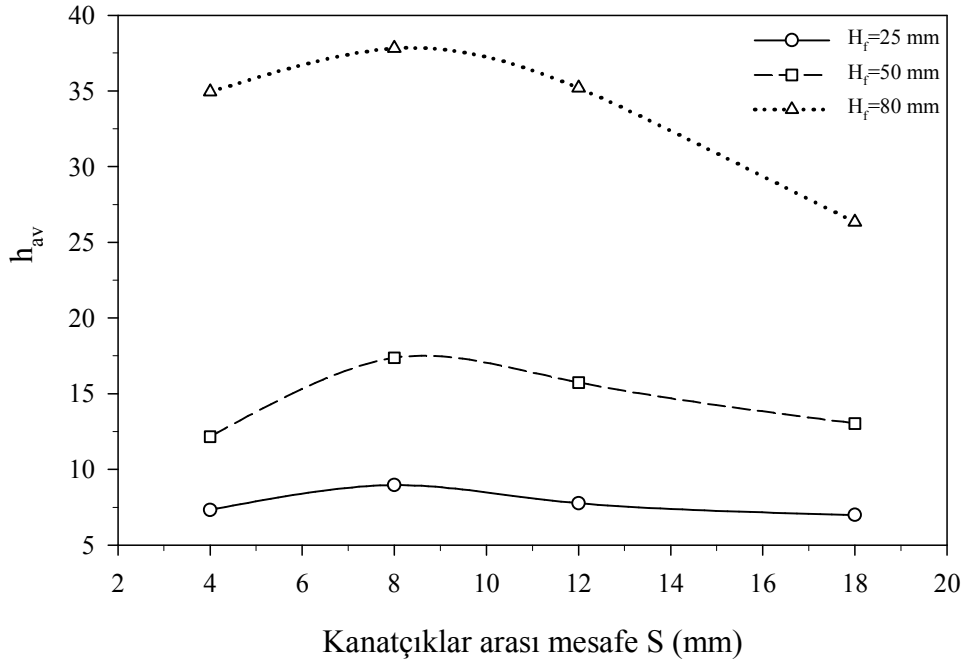
Şekil 6.9. $Re=1500$ ve $Gr^*=8 \times 10^8$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi



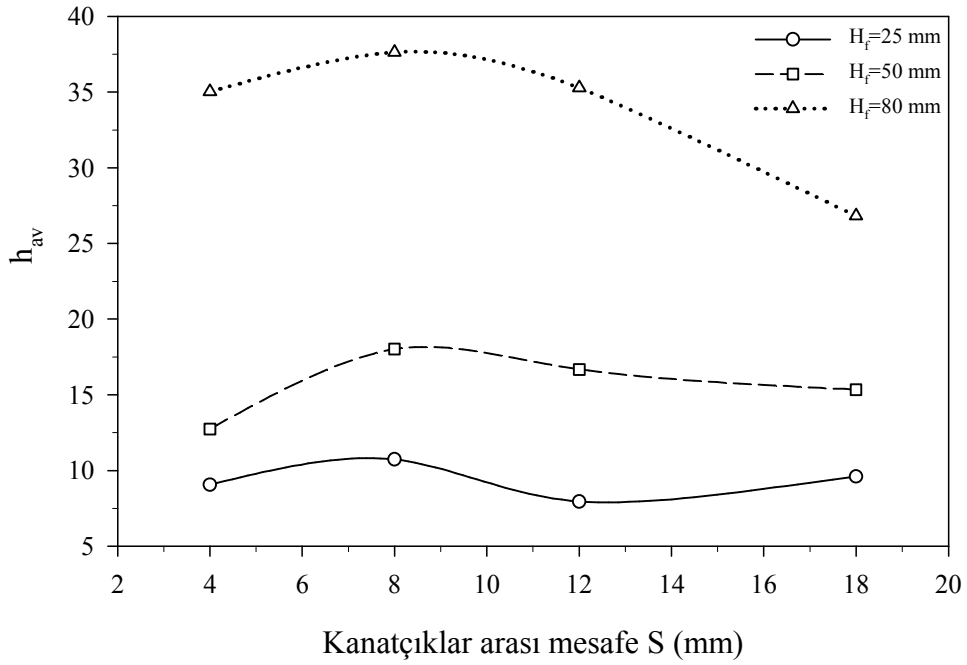
Şekil 6.10. $Re=1500$ ve $Gr^*=1 \times 10^9$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi

Şekil 6.6-Şekil 6.10, incelendiğinde kanatçıklar arası mesafe $S=4$ mm'de kanatçık yüksekliği $H_f=25$ mm ve $H_f=50$ mm için uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla ortalama ısı transfer katsayısı değerleri birbirine yaklaşmaktadır. Bunun nedeni, ısı transferinin artmasına yardımcı olan kaldırma kuvveti etkili ikincil akışların, kanatçıklar arası mesafenin ve kanatçık yüksekliğinin küçük olması nedeniyle güçlenememesinden kaynaklanmaktadır.

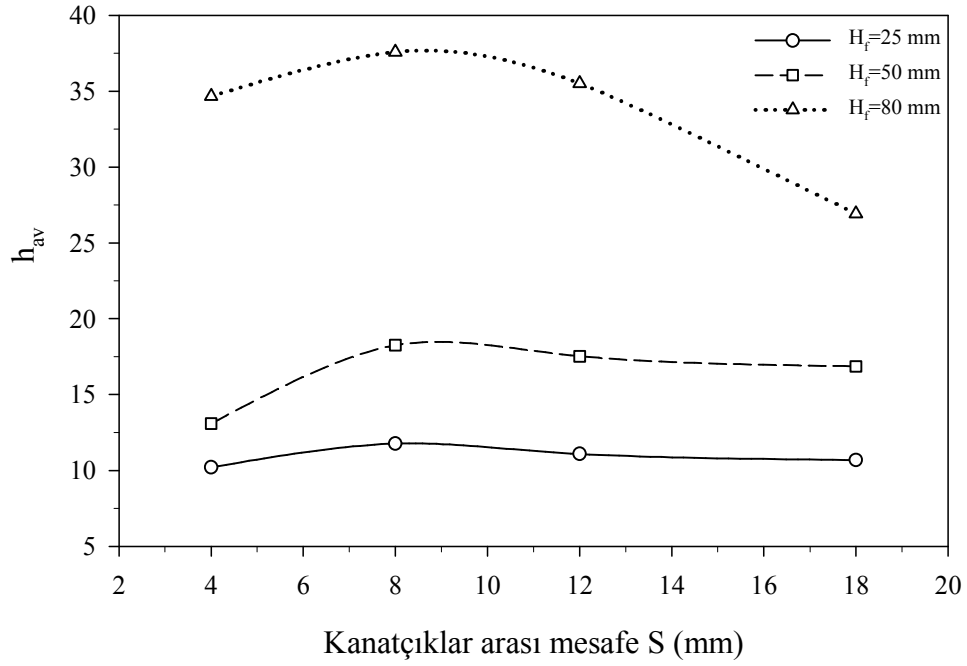
Şekil 6.11-Şekil 6.15'de $Re=2300$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde, kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısı ile değişimi verilmiştir. Verilen bu grafiklerde de, üç farklı kanatçık yüksekliğinde ortalama ısı transfer katsayısı kanatçıklar arası mesafenin artması ile artmakta bir maksimum noktaya ulaştıktan sonra azalmaktadır. Şekil 6.11-Şekil 6.15'de verilen deneylerde Richardson sayısının değerinin, $0,05 \leq Ri=Gr/Re^2 \leq 2$ aralığında olduğu belirlenmiştir. Richardson sayısının değerine bakıldığında ısı transferinde zorlanmış taşınım etkilerinin doğal taşınım etkilerine göre daha baskın olduğu söylenebilir. Bu sebeple uyarlanmış Grashof sayısının artmasına rağmen grafiklerde görüldüğü gibi optimum kanatçık aralığı yaklaşık $S_{opt}=8$ mm olarak elde edilmiştir.



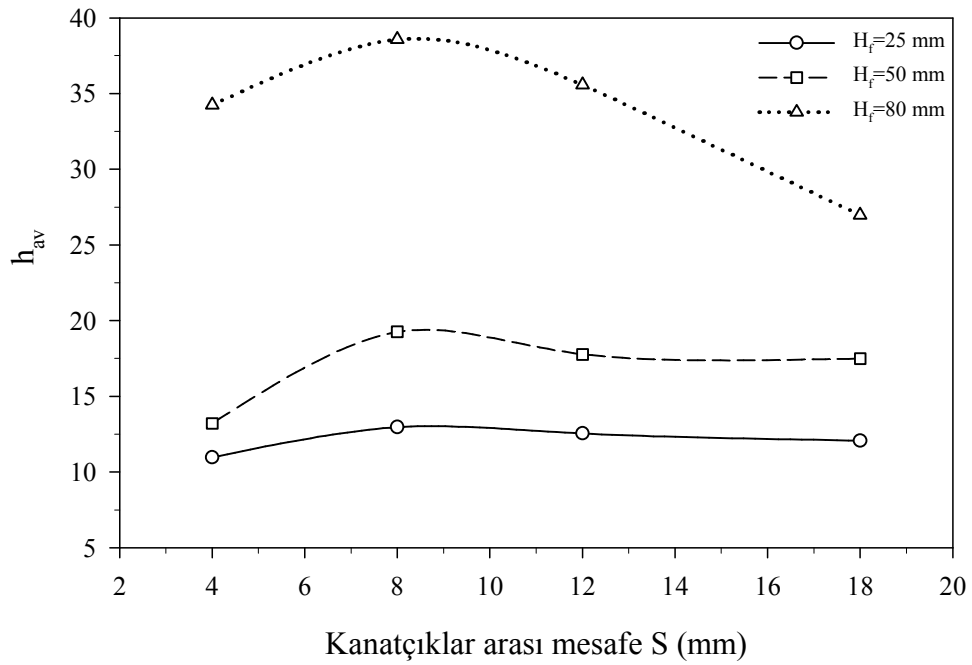
Şekil 6.11. $Re=2300$ ve $Gr^*=5 \times 10^7$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi



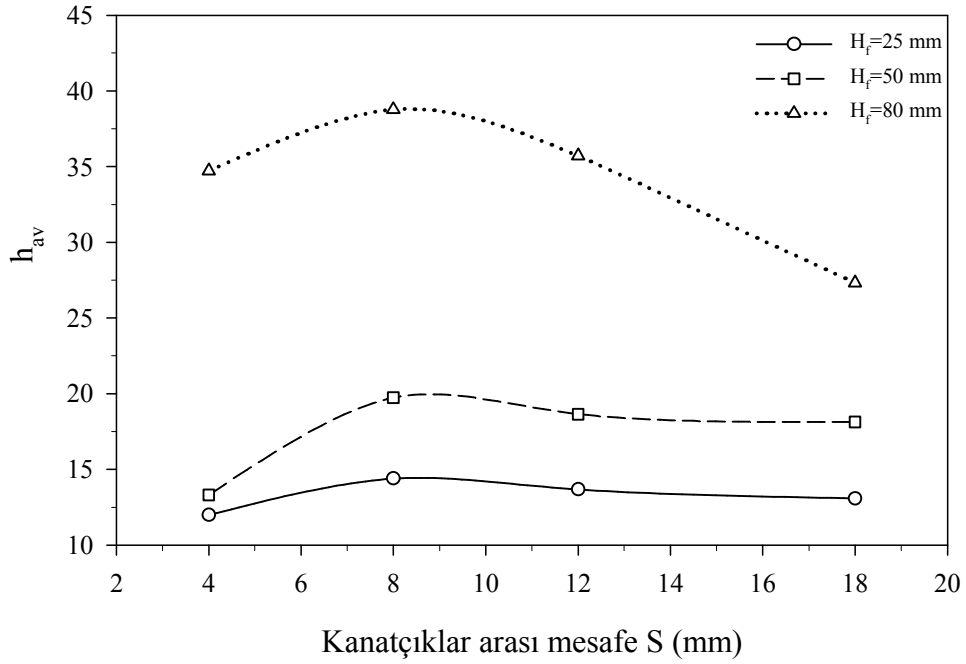
Şekil 6.12. $Re=2300$ ve $Gr^*=3 \times 10^8$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi



Şekil 6.13. $Re=2300$ ve $Gr^*=5 \times 10^8$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi

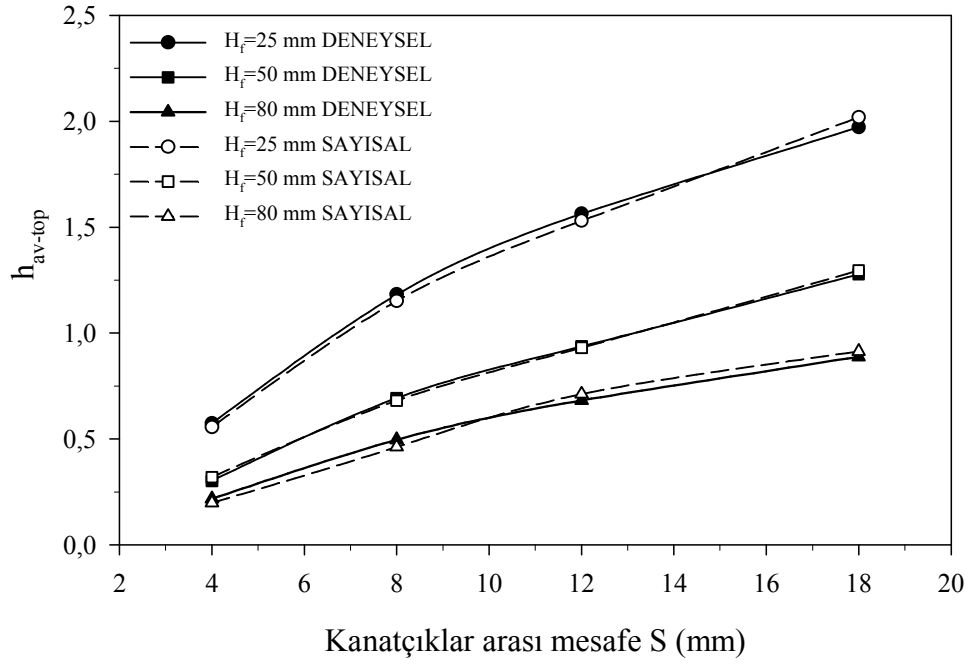


Şekil 6.14. $Re=2300$ ve $Gr^*=8 \times 10^8$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi

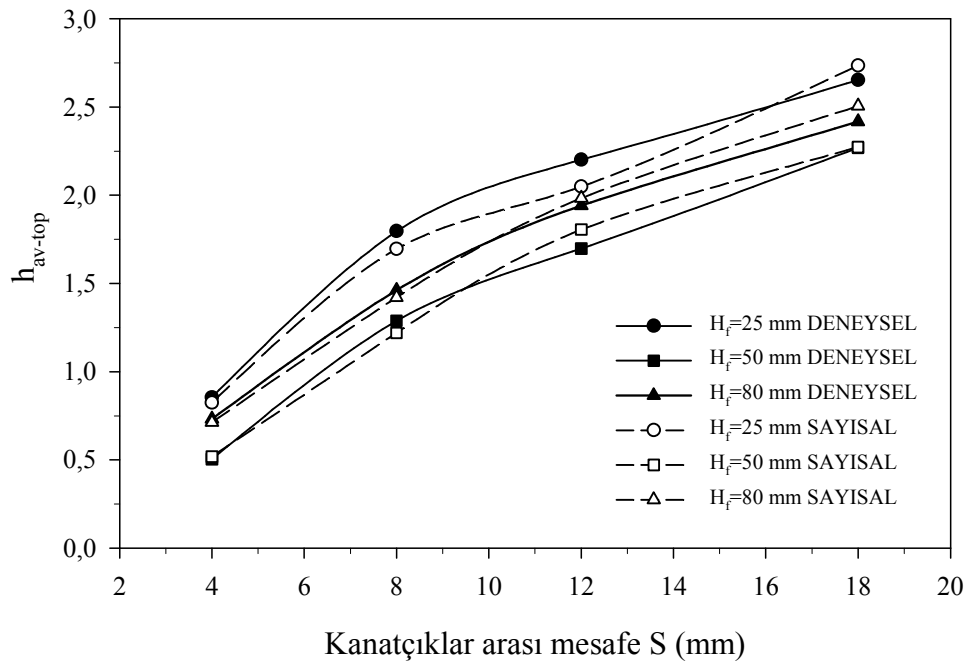


Şekil 6.15. $Re=2300$ ve $Gr^*=1 \times 10^9$ için üç farklı kanatçık yüksekliğinde kanatçıklar arası mesafenin ortalama ısı transfer katsayısına etkisi

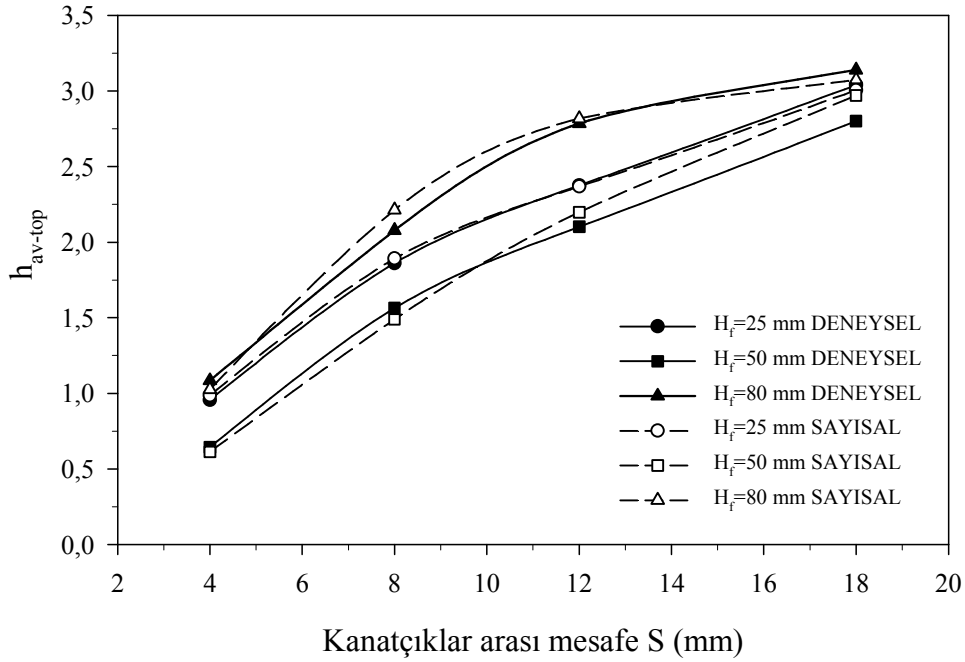
Şekil 6.16, Şekil 6.17 ve Şekil 6.18’de üç farklı kanatçık yüksekliğinde ortalama ısı transfer katsayısının kanatçıklar arası mesafe ile değişimi sırasıyla $Re=250$, $Re=1500$ ve $Re=2300$ için verilmiştir. Bu grafiklerde verilen ortalama ısı transfer katsayısının hesaplanmasında Eş 3.6’da tanımlandığı gibi, ısı transfer yüzey alanı olarak toplam (kanatçıkların ve bakır plakanın yüzey alanının toplamı) alan kullanılmıştır. Şekil 6.16, Şekil 6.17 ve Şekil 6.18’de görüldüğü gibi, ortalama ısı transfer katsayısı her bir kanatçık yüksekliği durumunda da kanatçıklar arası mesafenin artması ile artmıştır. Benzer sonuçlar S.Naik ve arkadaşları tarafından yapılan deneysel çalışmalarda da elde edilmiştir [26]. Verilen bu şekillerde de görüldüğü gibi, ısı transfer yüzey alanı olarak toplam alan kullanıldığında maksimum ısı transfer katsayısının olduğu bir optimum kanatçık aralığı elde edilememiştir. Bu çalışmanın amaçlarından bir tanesi, çalışılan geometrik parametreler ve boyutsuz sayılar için maksimum ısı transferinin gerçekleşeceği optimum kanatçık aralığının belirlenmesi olduğu için bu çalışmada toplam ısı transfer yüzey alanı yerine, sabit ısı sınır şartının uygulanmış olduğu bakır plaka yüzey alanı kullanılmıştır.



Şekil 6.16. $Re=250$, $Gr^*=5 \times 10^8$ için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçıklar arası mesafe ile değişimi (sayısal ve deneysel sonuçlar)



Şekil 6.17. $Re=1500$, $Gr^*=5 \times 10^8$ için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçıklar arası mesafe ile değişimi (sayısal ve deneysel sonuçlar)



Şekil 6.18. $Re=2300$, $Gr^*=5 \times 10^8$ için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçıklar arası mesafe ile değişimi (sayısal ve deneysel sonuçlar)

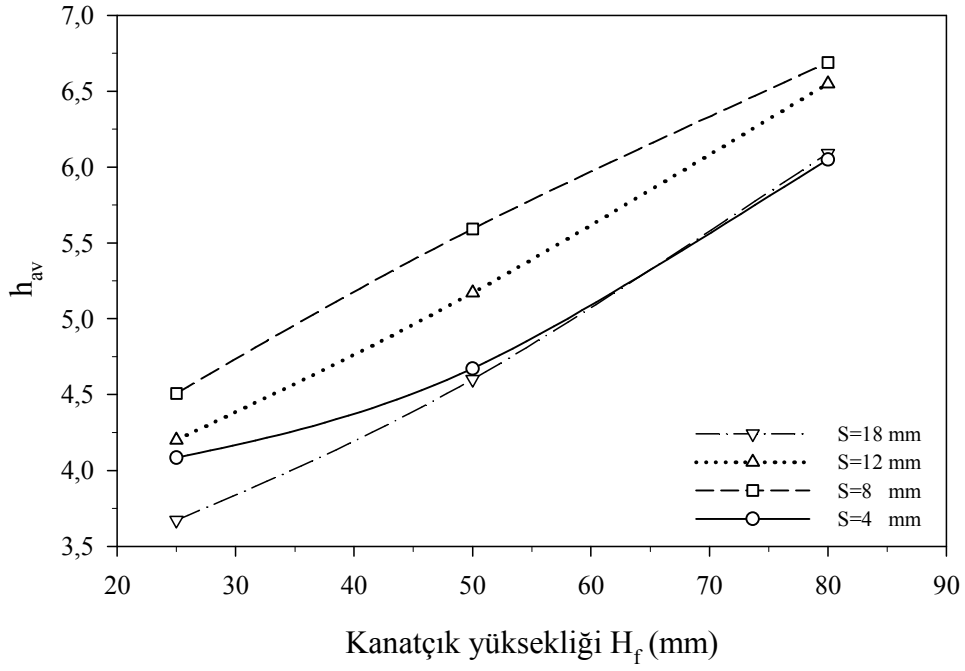
6.2. Kanatçık Yüksekliğinin Isı Transferine Etkisi

Kanatçık yüksekliğinin ortalama ısı transfer katsayısına etkisini araştırmak amacıyla, dört farklı kanatçık aralığında $S=18-12-8-4$ mm, her bir kanatçık aralığı için üç farklı kanatçık yüksekliğinde $H_f=25-50-80$ mm deneyler yapılmıştır.

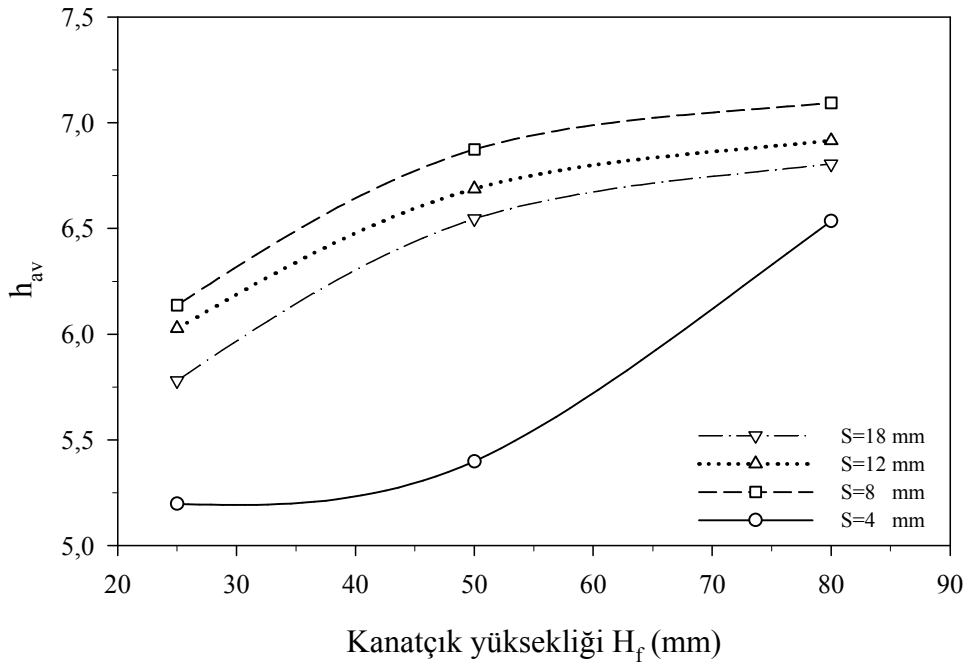
Şekil 6.19-Şekil 6.23'de $Re=250$ için, Şekil 6.24-Şekil 6.28'de $Re=1500$ için ve Şekil 6.29-Şekil 6.33'de $Re=2300$ için dört farklı kanatçık aralığında ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık yüksekliği ile değişimi verilmiştir. Grafiklerden görüldüğü gibi kanatçık yüksekliğinin artmasıyla ortalama ısı transfer katsayısı artmaktadır. Kanatçık yüksekliğinin artması, ısı transfer yüzey alanının artmasına dolayısıyla kanatçık ve bakır plaka yüzey sıcaklığının düşmesine ve böylece ısı transferinin artmasına yardımcı olur. Ayrıca kanatçık yüksekliğinin artması, ısı transferinde doğal taşınım etkilerinin zorlanmış taşınım etkilerine göre daha baskın olduğu durumlarda kaldırma kuvveti etkili ikincil akışların güçlenmesine neden olarak da ısı transferinin artmasını sağlamaktadır. Kanatçık yüksekliğinin ısı

transferine, yukarıda anlatılan bu etkileri, sayısal çalışma sonuçları bölümünde kanatçık yüksekliğinin ısı transferine etkisi kısmında kanal içerisinde vektörel hız ve sıcaklık dağılımları ile ayrıntılı bir şekilde anlatılmıştır.

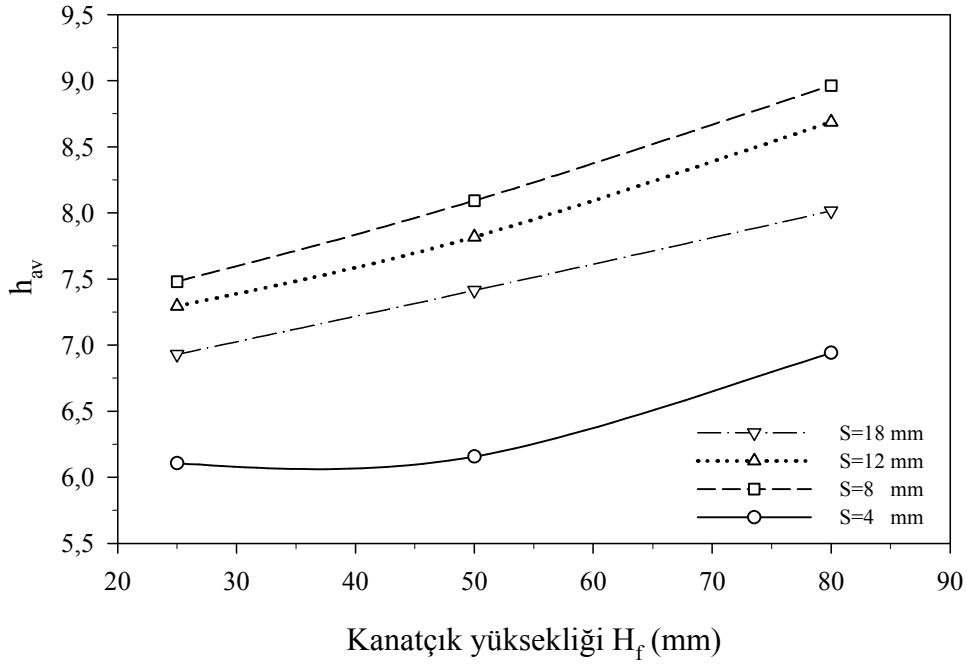
Şekil 6.19-Şekil 6.23’de $Re=250$ için farklı uyarlanmış Grashof sayılarında, farklı kanatçıklar arası mesafede, ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık yüksekliği ile değişimi verilmiştir. Kanatçık yüksekliği arttıkça ortalama ısı transfer katsayısı, her bir kanatçıklar arası mesafe için artmaktadır. Yapılan deneyler sonucunda, bu grafiklerdeki deneylerde Richardson sayısının değerinin, $15 \leq Ri=Gr/Re^2 \leq 378$ aralığında olduğu belirlenmiştir. Richardson sayısının değerine bakıldığında, ısı transferinde doğal taşınım etkilerinin, zorlanmış taşınım etkilerine göre daha baskın olduğu söylenebilir. Bu grafiklerde uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla kanatçıklar arası mesafenin ve kanatçık yüksekliğinin ısı transfer katsayısına etkileri çok açık bir şekilde görülmektedir. Şekil 6.19’da dört kanatçıklar arası mesafe için belirlenen ortalama ısı transfer katsayısı değerleri birbirlerine yakın değerlerdir. Şekil 6.20’de kanatçıklar arası mesafenin $S=4$ mm olduğu durumda, kanatçık yüksekliği $H_f=25$ mm’den $H_f=50$ mm’ye arttırdığımızda ortalama ısı transfer katsayısında artış olmuştur. Fakat aynı kanatçıklar arası mesafe için, kanatçık yüksekliği $H_f=50$ mm’den $H_f=80$ mm’ye arttırdığımızda ortalama ısı transfer katsayısında artış daha büyük olmuştur. Burada kanatçık yüksekliğinin ısı transferine etkisi net bir şekilde görülmektedir. Çünkü kanatçık yüksekliğinin artması ile sayısal çalışma bölümünde de anlatıldığı gibi ikincil akışlar gelişmiş ve bunun sonucunda da ortalama ısı transfer katsayısı artmıştır. Uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla, Şekil 6.20, Şekil 6.21, Şekil 6.22 ve Şekil 6.23’de görüldüğü gibi kanatçıklar arası mesafenin $S=4$ mm olduğu durumda diğer kanatçıklar arası mesafelere göre ortalama ısı transfer katsayısı daha küçük elde edilmiştir. Uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla, ısı transferinde doğal taşınım etkileri, zorlanmış taşınım etkilerine göre daha baskın hale gelmektedir. Bu sebeple kanatçıklar arasındaki mesafenin yeteri kadar büyük olmadığından ikincil akışların güçlenememekte ve bunun sonucunda kanatçıklar arası mesafe $S=4$ mm’de ortalama ısı transfer katsayısı diğer kanatçıklar arası mesafelere göre her üç kanatçık yüksekliğinde de daha küçük elde edilmiştir.



Şekil 6.19. $Re=250$ ve $Gr^*=5 \times 10^7$ için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi

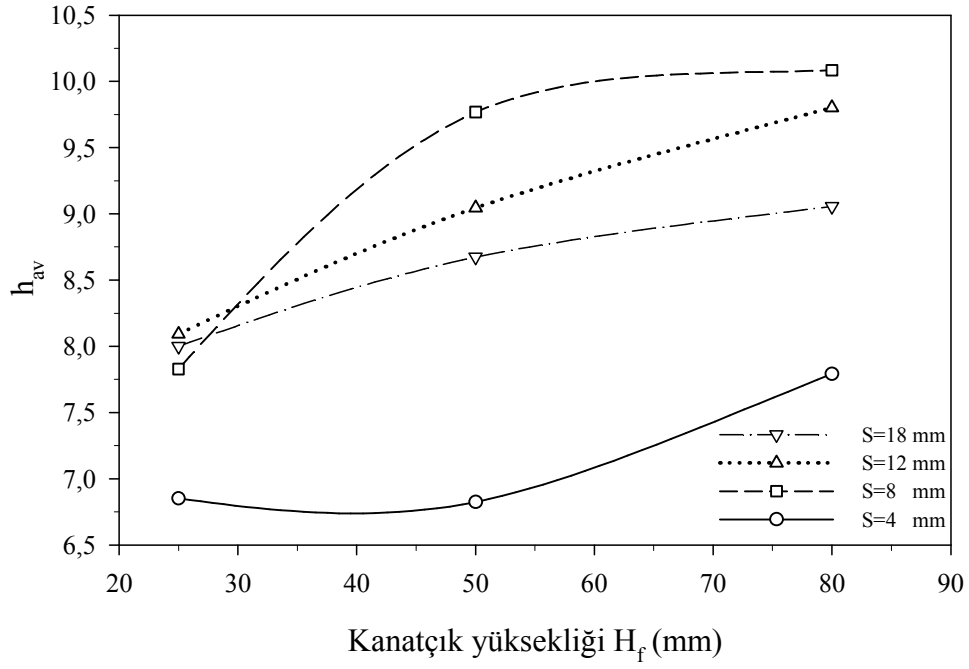


Şekil 6.20. $Re=250$ ve $Gr^*=3 \times 10^8$ için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi

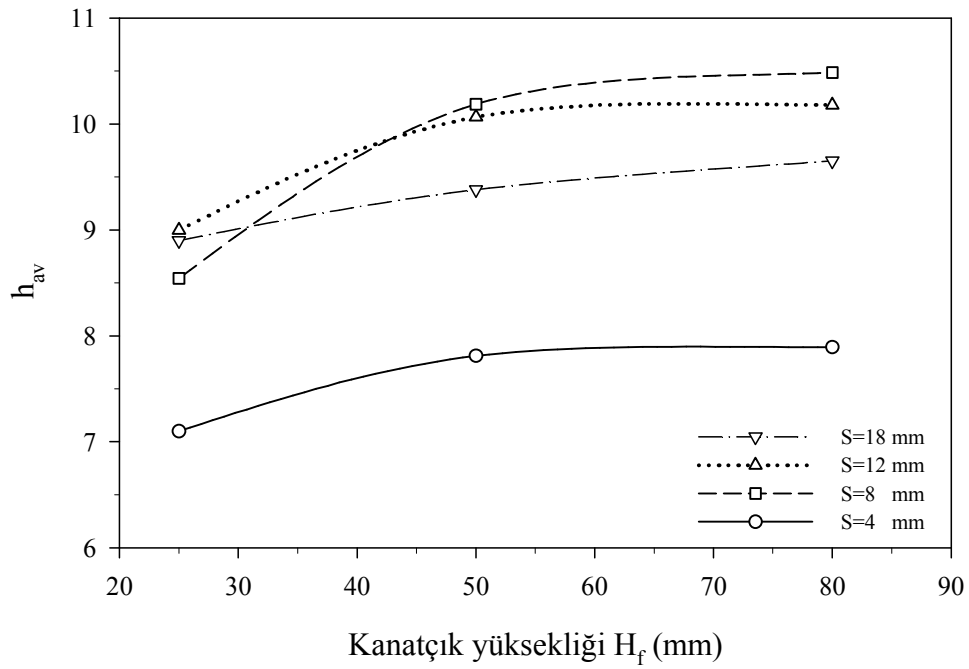


Şekil 6.21. $Re=250$ ve $Gr^*=5 \times 10^8$ için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi

Şekil 6.22 ve Şekil 6.23’de optimum kanatçık aralığına kanatçık yüksekliğinin etkisi net bir şekilde görülmektedir. Kanatçık yüksekliği $H_f=25$ mm’de optimum kanatçık aralığı $S_{opt}=12$ mm, kanatçık yüksekliği $H_f=50$ mm’de optimum kanatçık aralığı $S_{opt}=8$ mm ve kanatçık yüksekliği $H_f=80$ mm’de ise optimum kanatçık aralığının $S_{opt}=8$ mm olduğu görülmektedir. Isı transferinde doğal taşınım etkilerinin zorlanmış taşınım etkilerine göre daha baskın hale geldiği durumlarda, optimum kanatçık aralığı kanatçık yüksekliğinin azalmasıyla artmaktadır. Yüncü ve arkadaşları, yapılan bir deneysel çalışmada da benzer şekilde kanatçık yüksekliğinin azalmasıyla optimum kanatçık aralığının arttığını tespit etmişlerdir [Yüncü 1998]. Bu durum, sayısal çalışma sonuçları bölümünde, kanatçık yüksekliğinin ısı transferine etkisi kısmında Fluent çözümleri ile birlikte ayrıntılı bir şekilde anlatılmıştır.

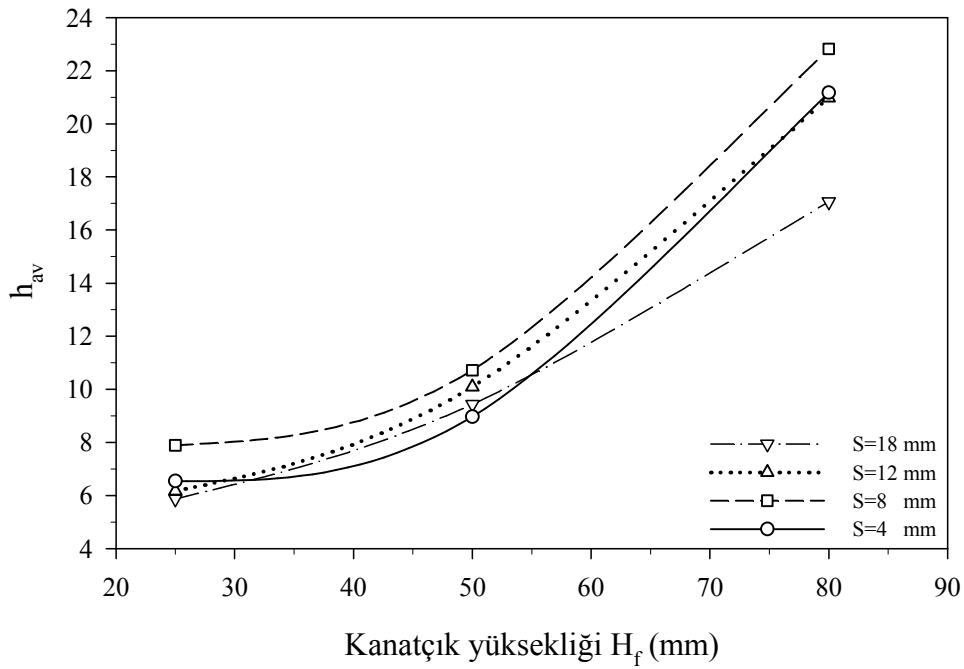


Şekil 6.22. $Re=250$ ve $Gr^*=8 \times 10^8$ için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi

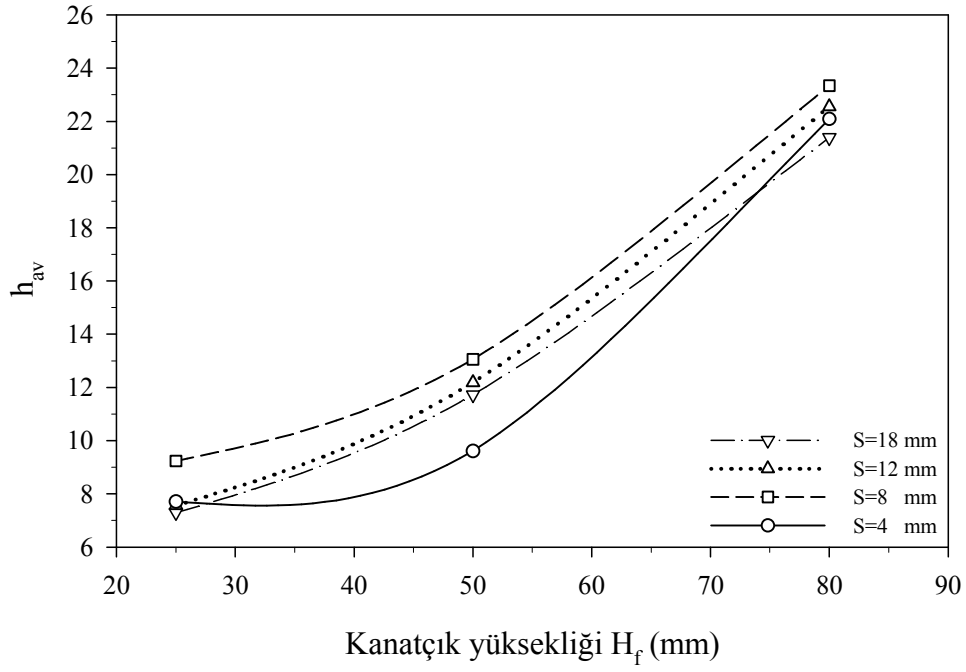


Şekil 6.23. $Re=250$ ve $Gr^*=1 \times 10^9$ için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi

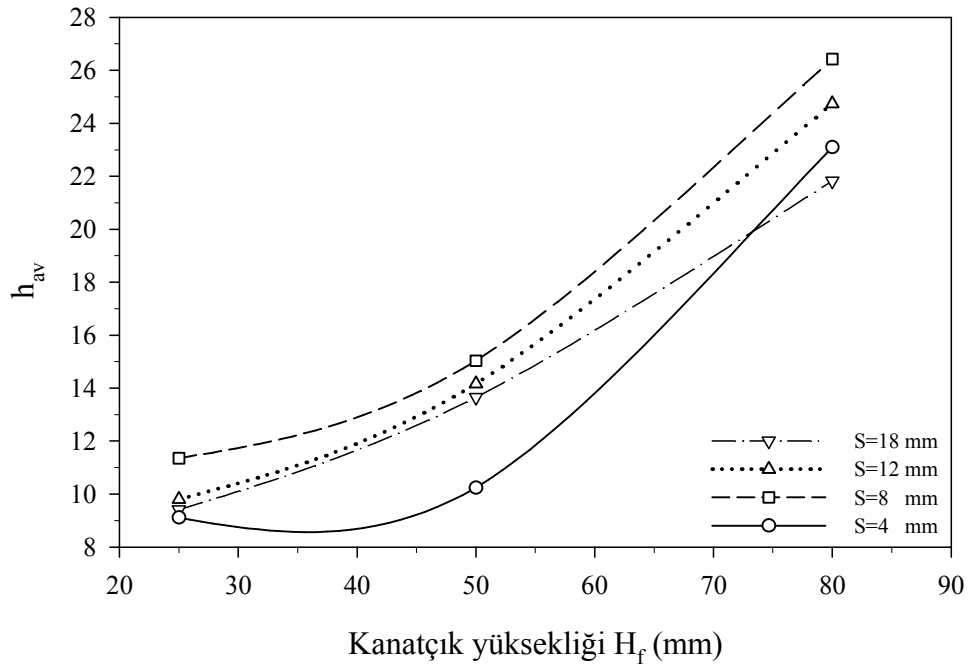
Şekil 6.24-Şekil 6.28’te $Re=1500$ için farklı uyarlanmış Grashof sayılarında, farklı kanatçıklar arası mesafede ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık yüksekliği ile değişimi verilmiştir. Kanatçık yüksekliği arttıkça ortalama ısı transfer katsayısı, her bir kanatçıklar arası mesafe için artmaktadır. Bu grafiklerde, kanatçık yüksekliğinin ısı transferine etkisi çok açık bir şekilde görülmektedir. Yukarıda bahsedilen nedenlerden dolayı kanatçık yüksekliğinin artması ile ortalama ısı transfer katsayısı artmaktadır. Ayrıca her bir kanatçık yüksekliği için, kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm’de diğer kanatçıklar arası mesafelere göre ortalama ısı transfer katsayısı yüksek elde edilmiştir. Verilen grafiklerde görüldüğü gibi kanatçık aralığı $S=4$ mm için uyarlanmış Grashof sayısının artması ile diğer kanatçıklar arası mesafelere göre ortalama ısı transfer katsayısı fazla artmamaktadır. Doğal taşınım etkilerinin artmasıyla oluşan kaldırma kuvveti etkili ikincil akışlar, kanatçık aralığının küçük olması nedeniyle, diğer kanatçık aralıklarına göre güçlenememektedir. Bu nedenle kanatçıklar arası mesafe $S=4$ mm için diğer kanatçıklar arası mesafelerine göre ortalama ısı transfer katsayısı küçük elde edilmiştir.



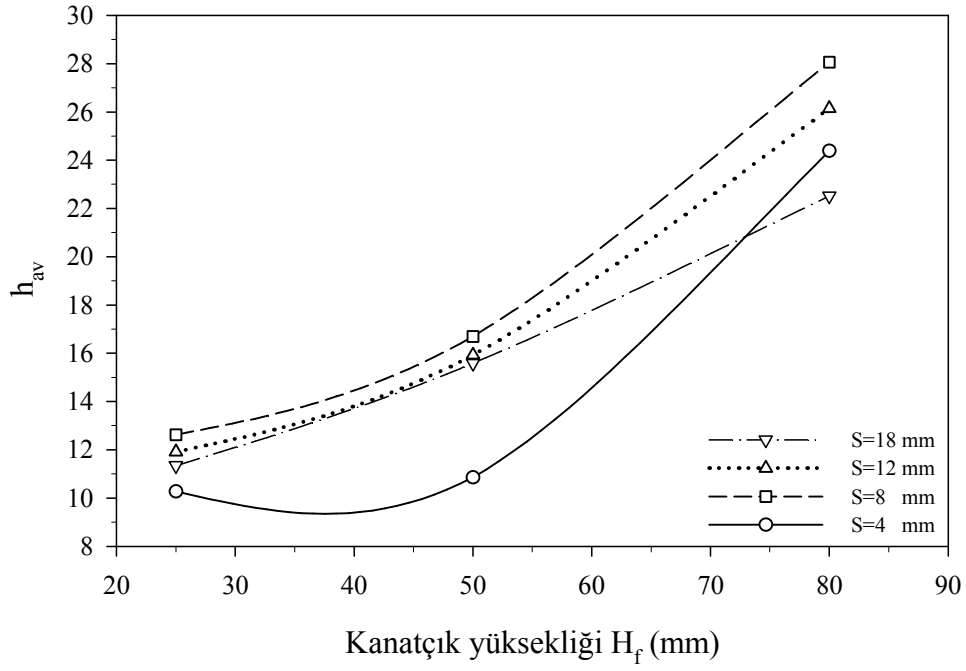
Şekil 6.24. $Re=1500$ ve $Gr^*=5 \times 10^7$ için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi



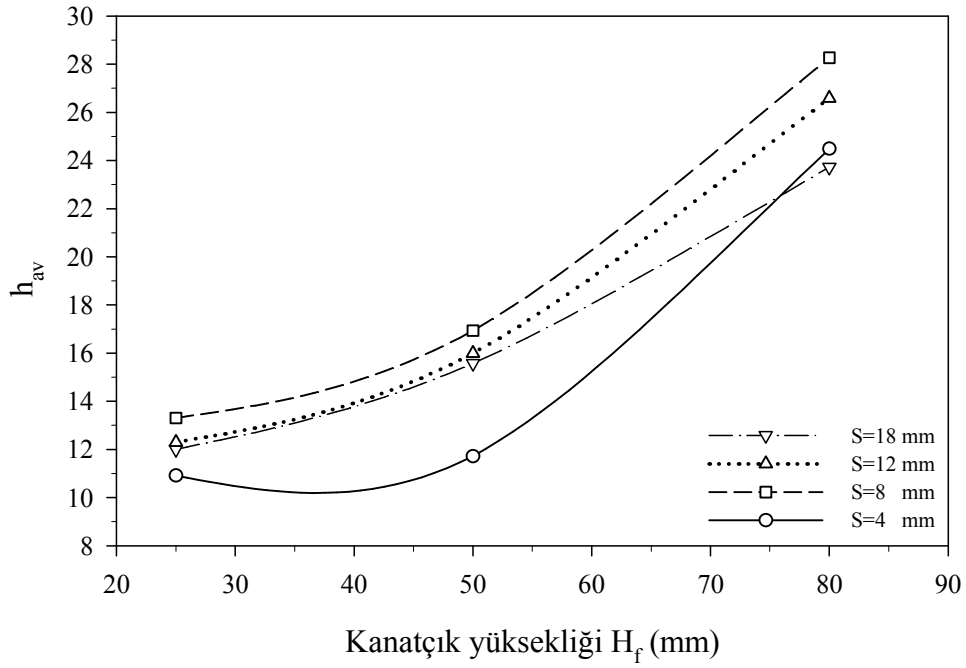
Şekil 6.25. $Re=1500$ ve $Gr^*=3 \times 10^8$ için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi



Şekil 6.26. $Re=1500$ ve $Gr^*=5 \times 10^8$ için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi

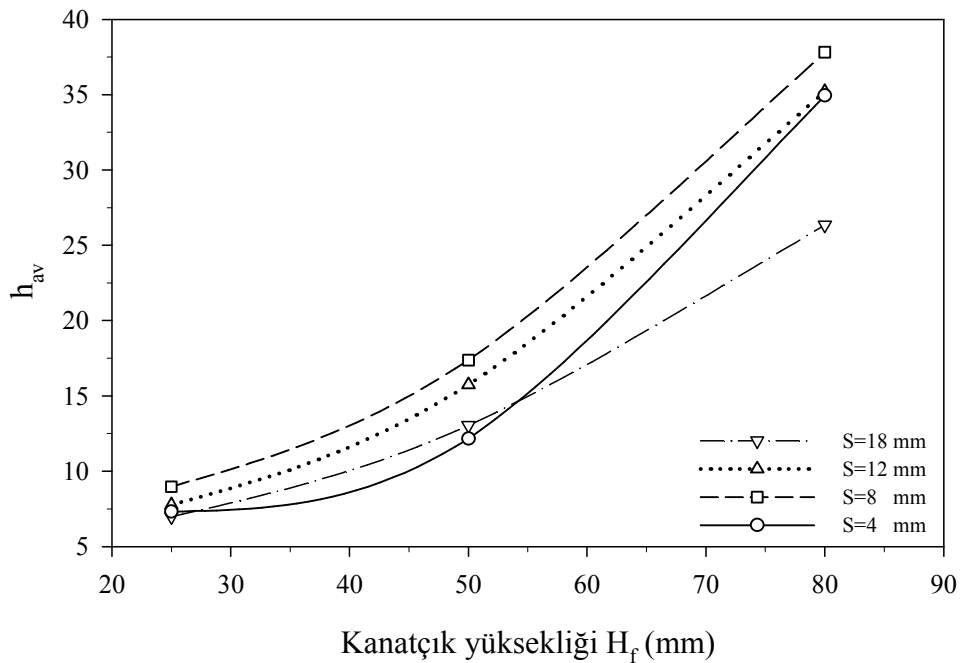


Şekil 6.27. $Re=1500$ ve $Gr^*=8 \times 10^8$ için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi

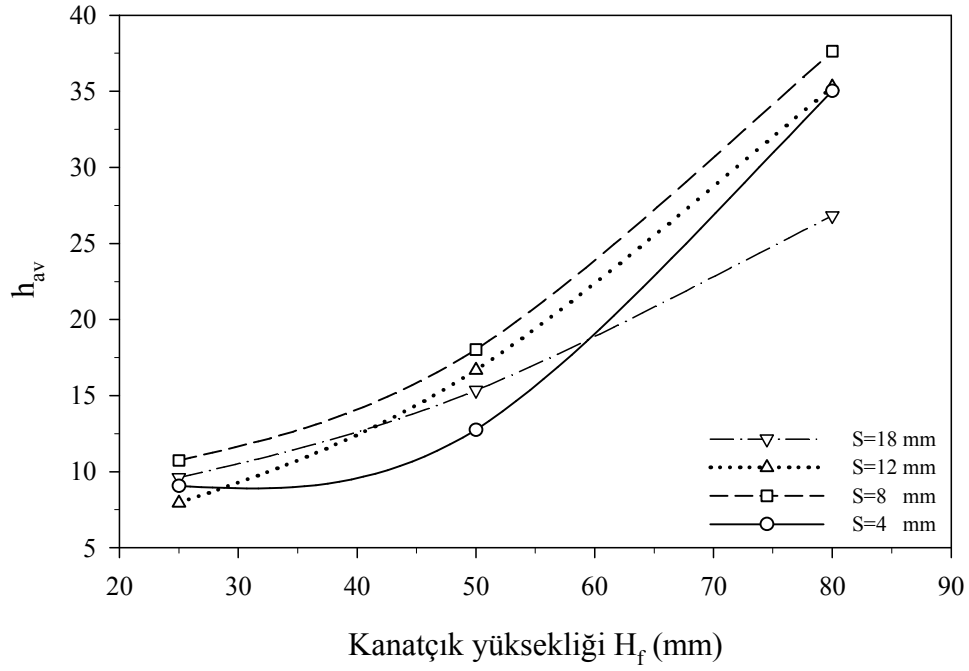


Şekil 6.28. $Re=1500$ ve $Gr^*=1 \times 10^9$ için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi

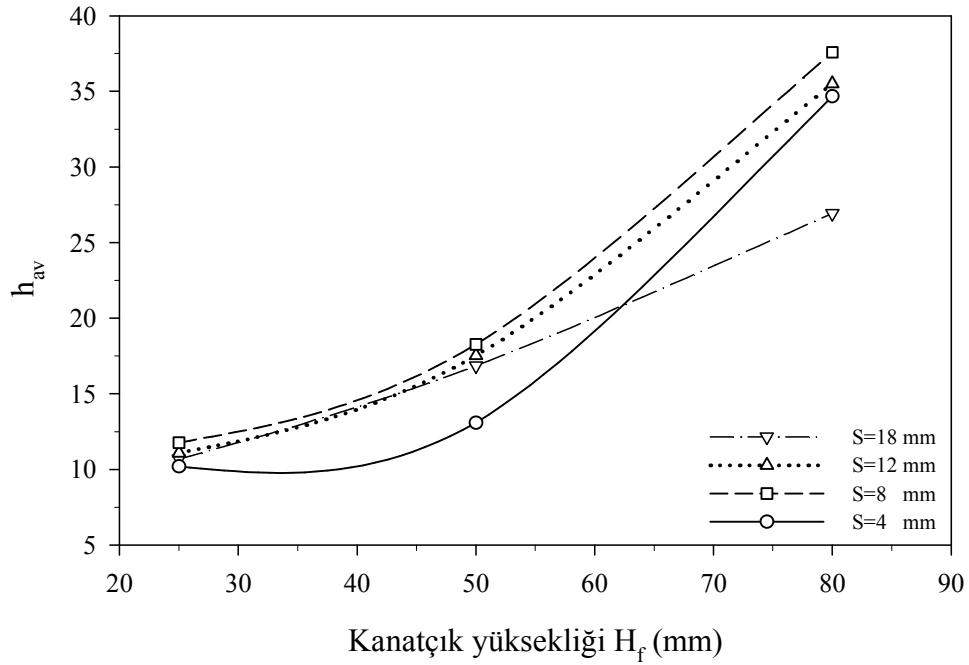
Şekil 6.29-Şekil 6.33’de $Re=2300$ için farklı uyarlanmış Grashof sayılarında, farklı kanatçıklar arası mesafede kanatçık yüksekliğiyle ortalama ısı transfer katsayısının değişimi verilmiştir. Kanatçık yüksekliği arttıkça ortalama ısı transfer katsayısı, her bir kanatçıklar arası mesafe için artmaktadır. Bu grafiklerde, de kanatçık yüksekliğinin ısı transferine etkisi çok açık bir şekilde görülmektedir. Ayrıca her bir kanatçık yüksekliği için, kanatçıklar arası $S=8$ mm’de ortalama ısı transfer katsayısı diğer kanatçıklar arası mesafeye göre daha büyük elde edilmiştir. Verilen grafiklerde görüldüğü gibi kanatçık aralığı $S=4$ mm ve kanatçık yüksekliği $H_f=80$ mm olduğu durumda, aynı kanatçık yüksekliği için kanatçıklar arası mesafe $S=18$ mm’ye göre uyarlanmış Grashof sayısının artması ile ortalama ısı transfer katsayısı azalmıştır. Doğal taşınım etkilerinin artmasıyla oluşan kaldırma kuvveti etkili ikincil akışlar, kanatçık aralığının küçük olması nedeniyle, diğer kanatçık aralıklarına göre güçlenememektedir. Bu nedenle kanatçıklar arası mesafenin $S=4$ mm olduğu durumda, kanatçıklar arası mesafe $S=18$ mm olduğu duruma göre ortalama ısı transfer katsayısı küçük elde edilmiştir.



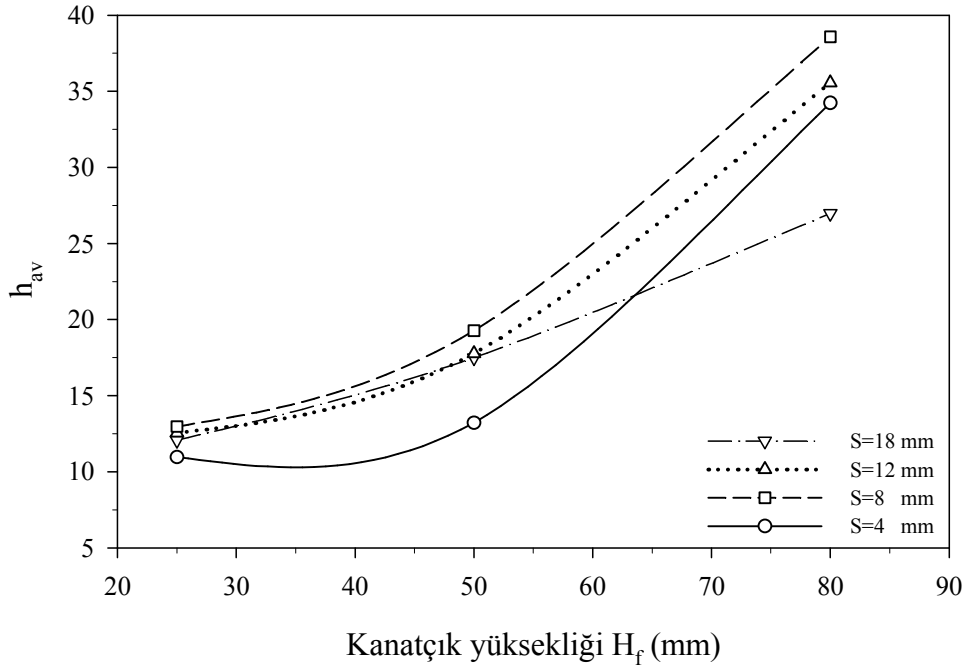
Şekil 6.29. $Re=2300$ ve $Gr^*=5 \times 10^7$ için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi



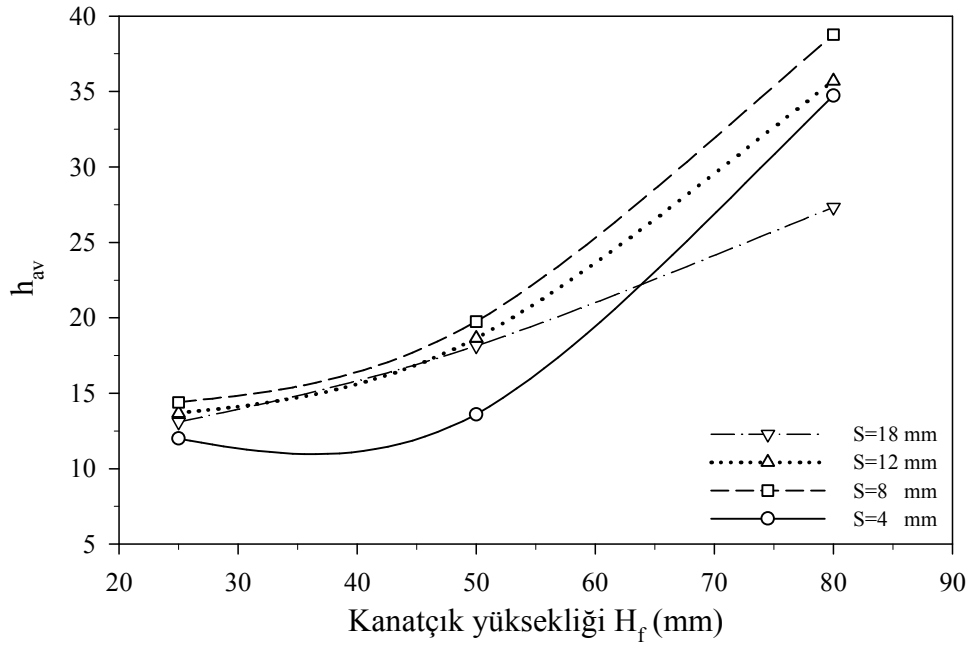
Şekil 6.30. $Re=2300$ ve $Gr^*=3 \times 10^8$ için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi



Şekil 6.31. $Re=2300$ ve $Gr^*=5 \times 10^8$ için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi



Şekil 6.32. $Re=2300$ ve $Gr^*=8 \times 10^8$ için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi



Şekil 6.33. $Re=2300$ ve $Gr^*=1 \times 10^9$ için ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık aralığı ve kanatçık yüksekliği ile değişimi

$Re=250$, $Re=1500$ ve $Re=2300$ için dört farklı kanatçıklar arası mesafede ortalama ısı transfer katsayısının kanatçık yüksekliğiyle değişimi grafik olarak verilmiştir (Şekil 6.19-Şekil 6.33). Bu çalışmada kanal yüksekliği ($H=100$ mm) sabit tutulduğundan, boşluk parametresinin azalması kanatçık yüksekliğinin artmasına karşılık gelmektedir. Kanatçık yüksekliğinin, $H_f=25$ mm olduğu durumda boşluk parametresinin değeri $C=3$ ($C=c/H_f$), kanatçık yüksekliğinin $H_f=50$ mm olduğu durumda boşluk parametresinin değeri $C=1$ ve kanatçık yüksekliğinin $H_f=80$ mm olduğu durumda ise boşluk parametresinin değeri $C=0,25$ 'dir. Boşluk parametresini $C=3$ 'den $C=1$ 'e düşürdüğümüzde ortalama ısı transfer katsayısındaki artış, boşluk parametresini $C=1$ 'den $C=0,25$ 'e düşürdüğümüzde ortalama ısı transfer katsayısındaki artıştan daha küçük olduğu verilen grafiklerde net bir şekilde görülmektedir. Boşluk parametresinin büyük olduğu durumlarda, kanatçık bölgesine giren soğuk akışkan kanatçıklar arasından değilde kanatçıklar ile kanal üst duvarı arasından geçerek kanalı terk etmektedir. Boşluk parametresinin küçük olduğu durumlarda ise kanatçık yüksekliğinin büyük olması nedeniyle kanatçık bölgesine giren soğuk akışkanın neredeyse tamamı kanatçıklar arasından geçerek kanalı terk etmektedir. Böylece küçük boşluk parametresi değerlerinde, soğuk akışkanın, kanatçık ve bakır plaka yüzeylerinden enerjiyi alıp kanal dışına taşımaya ve bu sebeple de ısı transferinin artmasına neden olmaktadır. Bu durum, sayısal çalışma sonuçları bölümünde, kanatçık yüksekliğinin ısı transferine etkisi kısmında Fluent çözümleri ile birlikte ayrıntılı bir şekilde anlatılmıştır.

6.3. Reynolds Sayısının Ortalama Nusselt Sayısına Etkisi

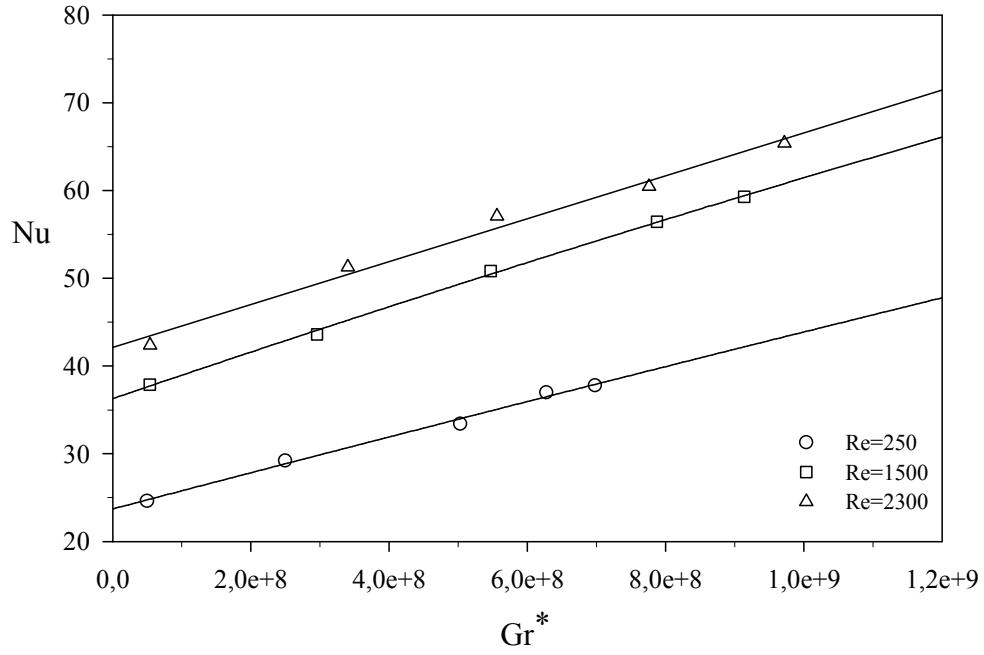
Reynolds sayısının ortalama Nusselt sayısına etkisini araştırmak amacıyla, dört farklı kanatçık aralığında ($S=18-12-8-4$ mm), her bir kanatçık aralığı için üç farklı kanatçık yüksekliğinde ve her bir kanatçık yüksekliği için üç farklı Reynolds sayısında deneyler yapılmıştır.

Şekil 6.34-Şekil 6.37'de $H_f=25$ mm için, Şekil 6.38-Şekil 6.41'de $H_f=50$ mm için ve Şekil 6.42-Şekil 6.45'de ise $H_f=80$ mm için dört farklı kanatçıklar arası mesafede ve üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile

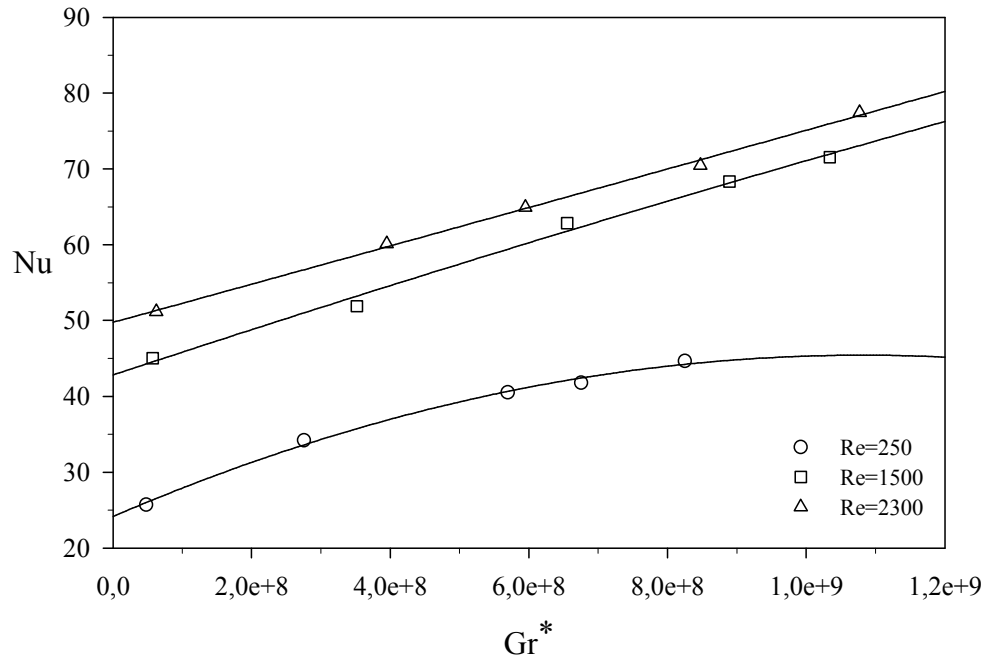
değişimi verilmiştir. Grafiklerden görüldüğü gibi Reynolds sayısının artmasıyla ortalama Nusselt sayısı verilen her kanatçıklar arası mesafe ve uyarlanmış Grashof sayısı için artmıştır. Reynolds sayısının artması yani akışkan hızının artmasıyla, kanala giren akışkanın kütsel debisi artmakta ve birim zamanda kanal içerisine daha çok soğuk akışkanın girmesi sağlanmaktadır. Akışkan hızının artması kanal içerisinde sıcaklık değerlerinin düşmesine, dolayısıyla ortalama Nusselt sayısının artmasına sebep olmaktadır.

Şekil 6.34-Şekil 6.37’de sırasıyla kanatçıklar arası mesafe $S=4-8-12-18$ mm için kanatçık yüksekliğinin $H_f=25$ mm olduğu durumda Reynolds sayısı $Re=250$, $Re=1500$ ve $Re=2300$ için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi verilmiştir. Grafiklerde görüldüğü, verilen bütün kanatçıklar arası mesafede Reynolds sayısının artması ile ortalama Nusselt sayısı artmıştır. Ayrıca uyarlanmış Grashof sayısının her bir değerinde de Reynolds sayısının artmasıyla birlikte ortalama Nusselt sayısı yine artmıştır. Şekil 6.36’de, Reynolds $Re=250$ için uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla ortalama Nusselt sayısındaki artış, $Re=1500$ ve $Re=2300$ ’e göre daha az olmaktadır. Şekil 6.35 ve Şekil 6.37’de ise bu durum net bir şekilde görülmektedir. Reynolds sayısının değeri $Re=250$ olduğu durumlarda, uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla ısı transferinde doğal taşınım etkilerinin zorlanmış taşınım etkilerine göre daha baskın hale gelmesi sonucunda, ortalama Nusselt sayısındaki artış diğer Reynolds sayısı değerlerindeki artışa göre az olmaktadır.

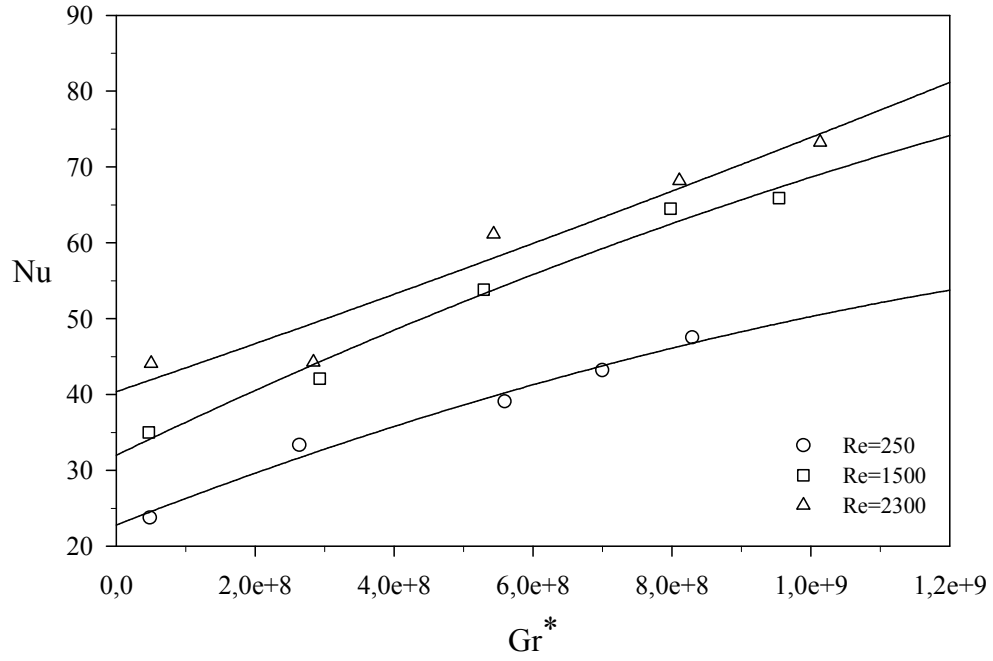
Şekil 6.37’de bu durumun daha bir belirgin olmasının nedeni kanatçıklar arası mesafenin artması (kanatçık sayısının azalması) sonucunda toplam ısı transferi yüzey alanı azaldığı için akışkan ile kanatçık ve taban yüzeyleri arasındaki sıcaklık farkı daha çok olmakta, bunun sonucunda da ortalama Nusselt sayısında diğer kanatçıklar arası mesafelere göre daha az artış olmaktadır.



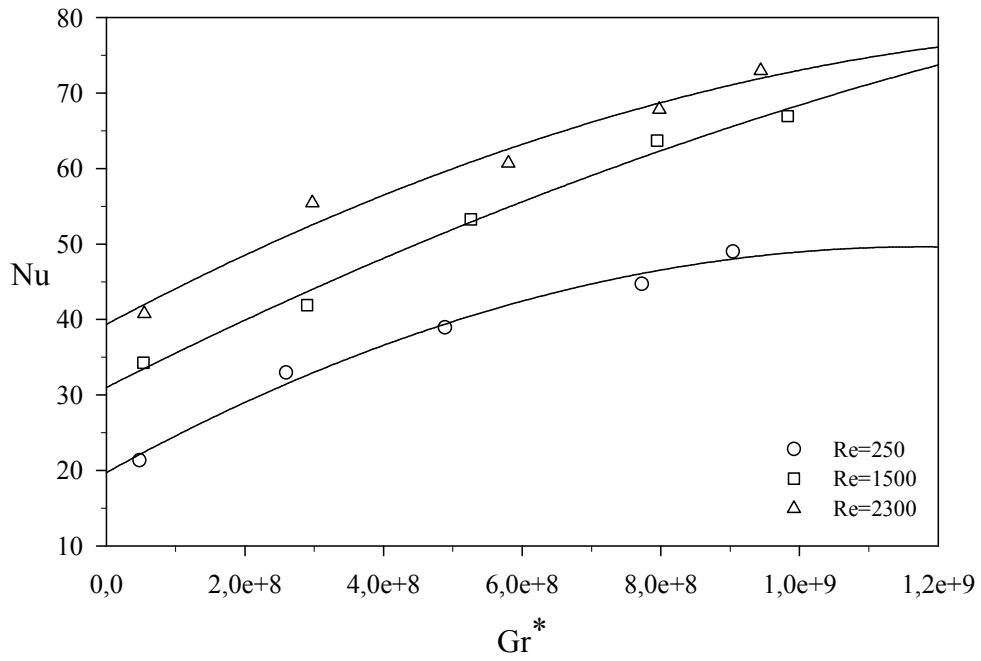
Şekil 6.34. $H_f=25$ mm ve $S=4$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi



Şekil 6.35. $H_f=25$ mm ve $S=8$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi

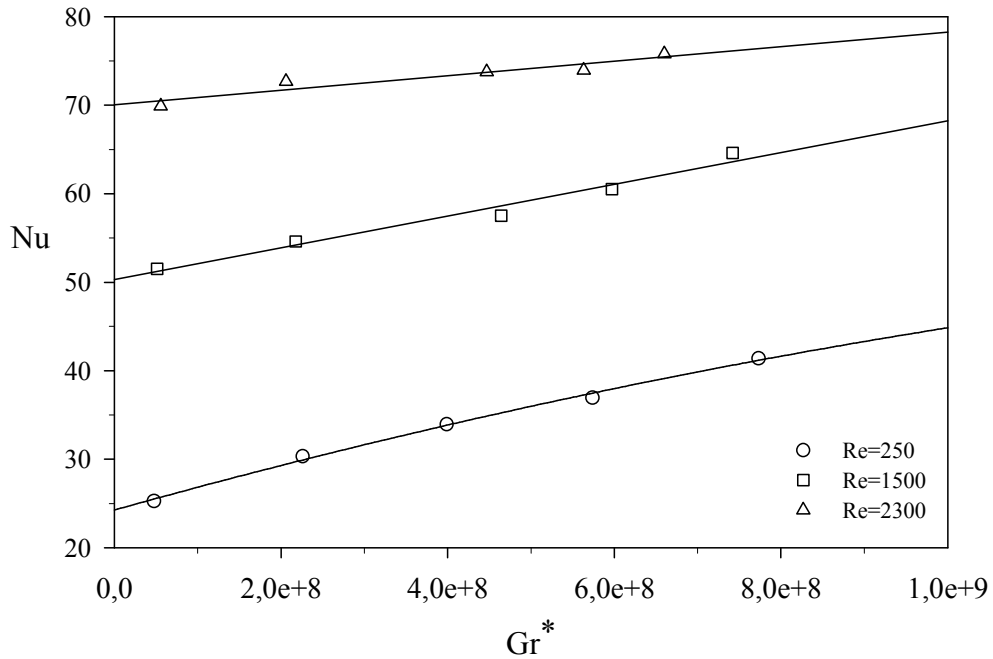


Şekil 6.36. $H_f=25$ mm ve $S=12$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi



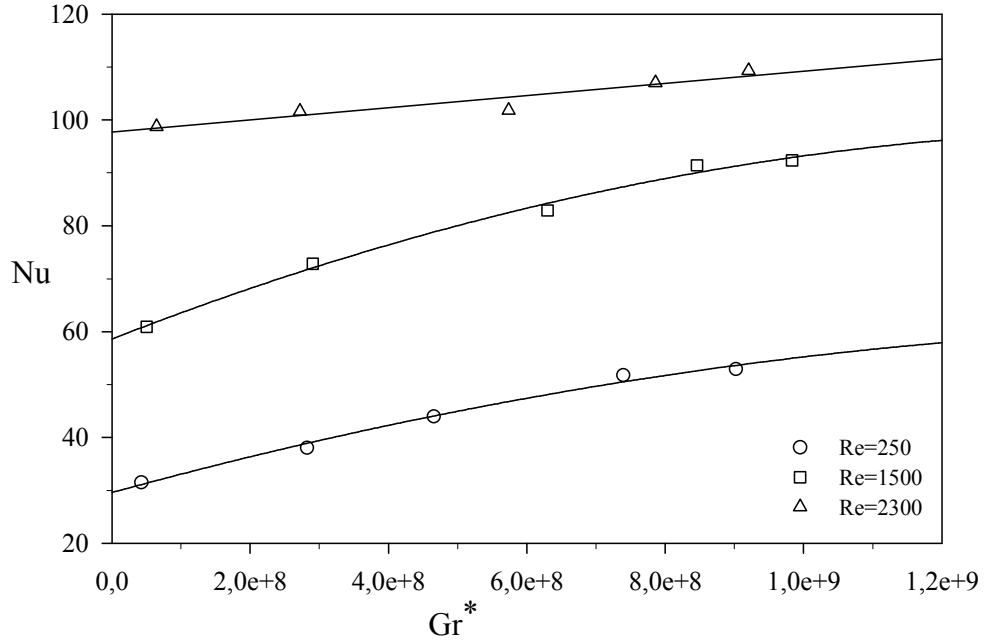
Şekil 6.37. $H_f=25$ mm ve $S=18$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi

Şekil 6.38-Şekil 6.41’de sırasıyla kanatçıklar arası mesafe $S=4-8-12-18$ mm için kanatçık yüksekliğinin $H_f=50$ mm olduğu durumda Reynolds sayısı $Re=250$, $Re=1500$ ve $Re=2300$ için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi verilmiştir. Grafiklerde görüldüğü, verilen bütün kanatçıklar arası mesafede Reynolds sayısının artması ile ortalama Nusselt sayısı artmıştır. Ayrıca uyarlanmış Grashof sayısının her bir değerinde de Reynolds sayısının artmasıyla birlikte ortalama Nusselt sayısı yine artmıştır. Şekil 6.39, Şekil 6.40 ve Şekil 6.41’de Reynolds $Re=250$ ve $Re=1500$ için uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla ortalama Nusselt sayısındaki artış, $Re=2300$ ’e göre az olmaktadır. Reynolds sayısının değeri $Re=250$ ve $Re=1500$ olduğu durumlarda, uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla ısı transferinde doğal taşınım etkilerinin zorlanmış taşınım etkilerine göre baskın hale gelmesi sonucunda ortalama Nusselt sayısındaki artış diğer Reynolds sayısı değerlerindeki artışa göre az olmaktadır. Özellikle bu durumun Şekil 6.41’de daha bir belirgin olmasının nedeni kanatçıklar arası mesafenin artması (kanatçık sayısının azalması) sonucunda toplam ısı transferi yüzey alanı azaldığı için akışkan ile kanatçık ve taban yüzeyleri arasındaki sıcaklık farkı artmakta, bunun sonucunda ise

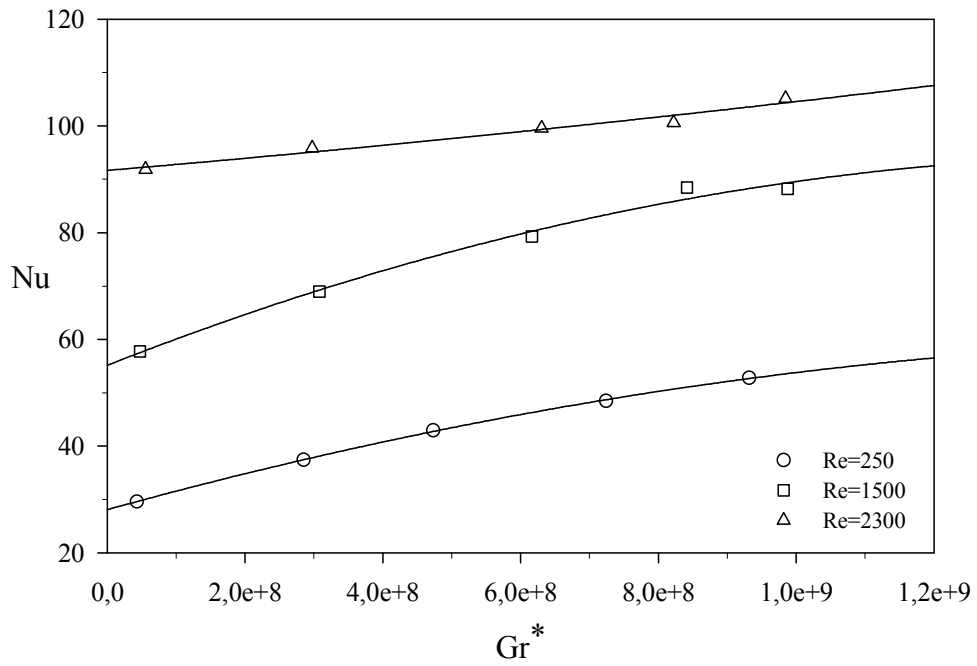


Şekil 6.38. $H_f=50$ mm ve $S=4$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi

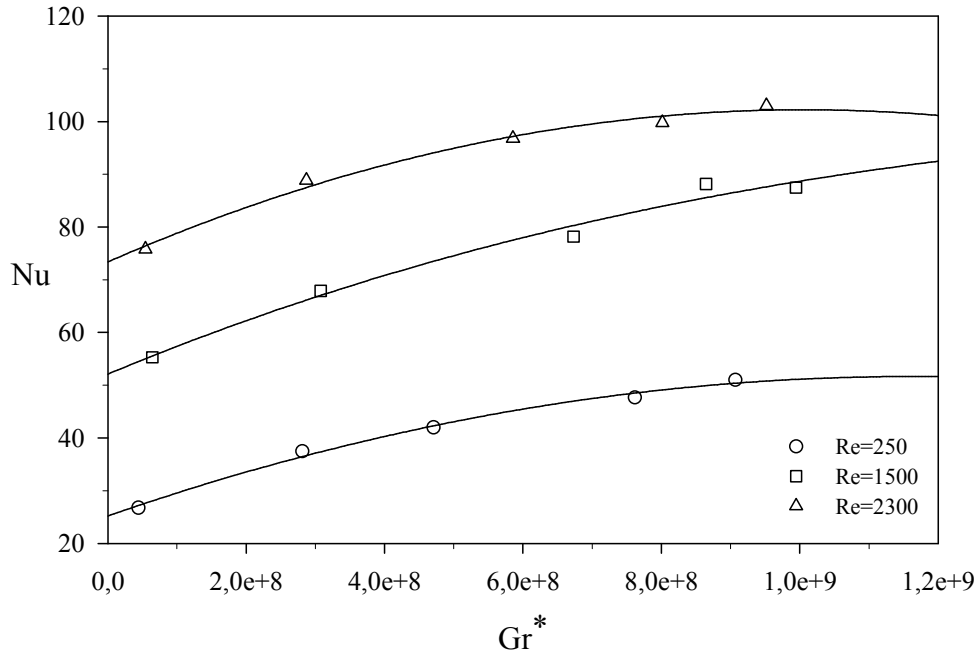
ortalama Nusselt sayında diğer kanatçıklar arası mesafelere göre daha az artış olmaktadır.



Şekil 6.39. $H_f=50$ mm ve $S=8$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi

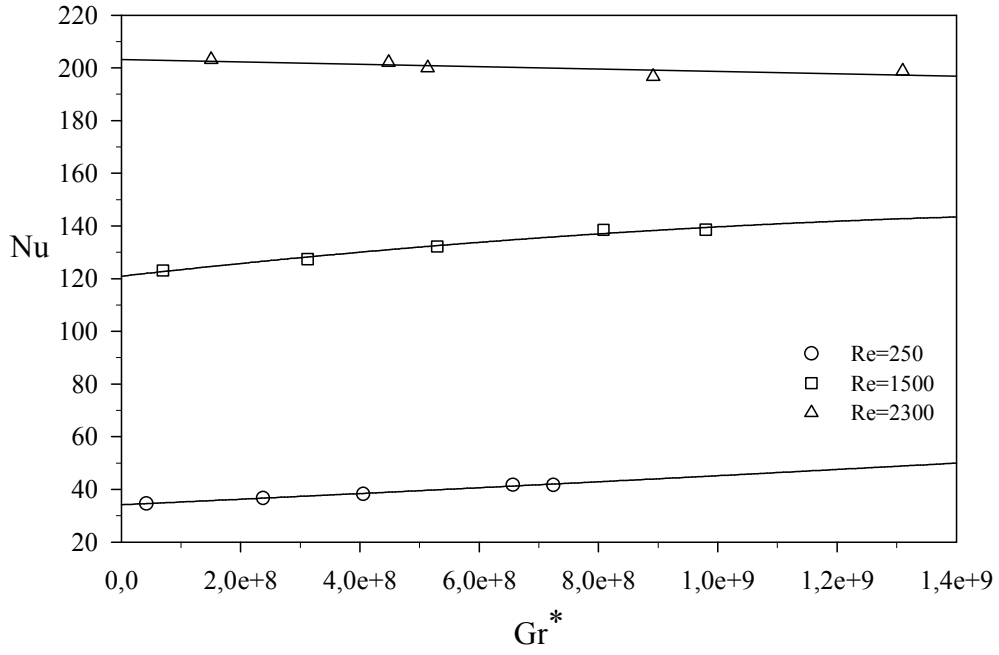


Şekil 6.40. $H_f=50$ mm ve $S=12$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi

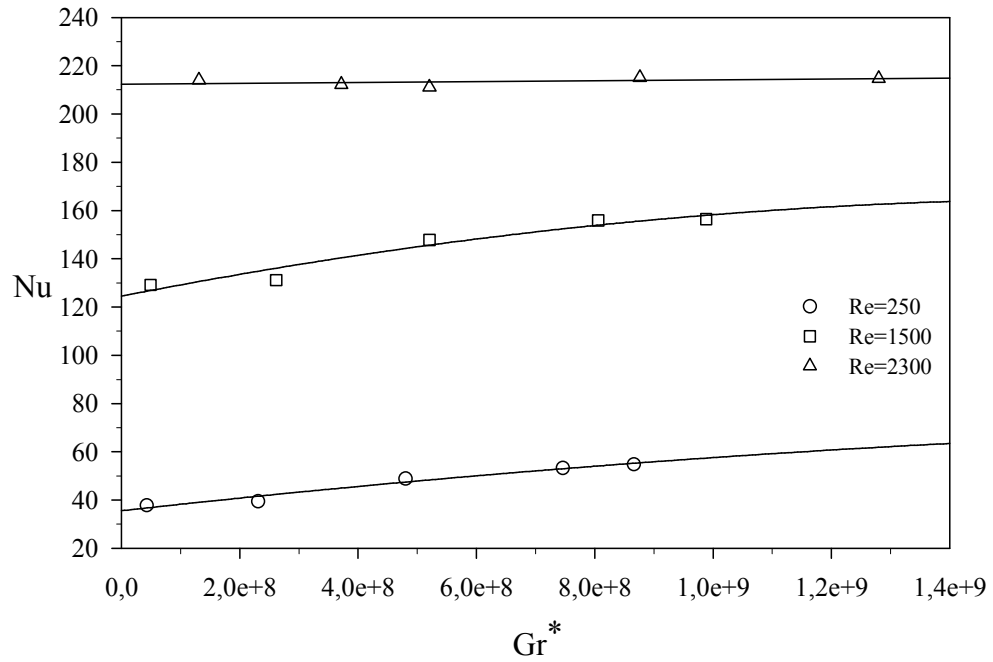


Şekil 6.41. $H_f=50$ mm ve $S=18$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi

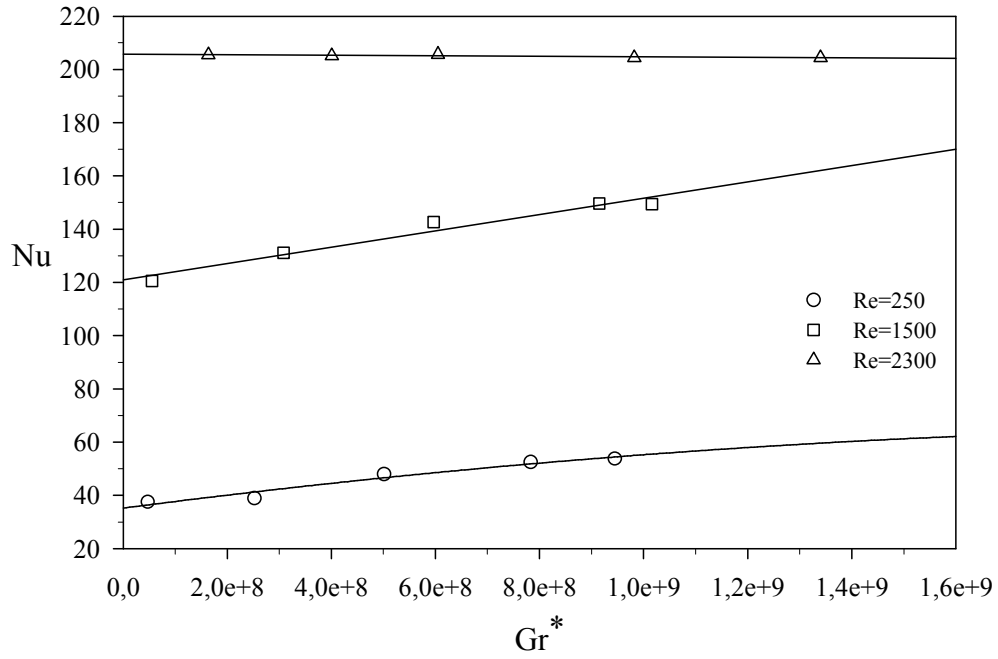
Şekil 6.42-Şekil 6.45’de sırasıyla kanatçıklar arası mesafe $S=4-8-12-18$ mm için kanatçık yüksekliğinin $H_f=80$ mm olduğu durumda Reynolds sayısı $Re=250$, $Re=1500$ ve $Re=2300$ için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi verilmiştir. Grafiklerde görüldüğü, verilen bütün kanatçıklar arası mesafede Reynolds sayısının artması ile ortalama Nusselt sayısı artmıştır. Verilen bu şekillerde Reynolds sayısının değeri $Re=250$ ve $Re=1500$ olduğu durumlarda uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla ortalama Nusselt sayısında artış olurken, Reynolds sayısının değeri $Re=2300$ ’de uyarlanmış Grashof sayısının artmasına rağmen ortalama Nusselt sayısında artış görülmemektedir. Reynolds sayısı $Re=250$ ve $Re=1500$ olduğu durumlarda kanatçık yüksekliğinin artmasına rağmen, ısı transferinde doğal taşınım etkilerinin hale devam etmesinden dolayı uyarlanmış Grashof sayısının artması ile ortalama Nusselt sayısı artmaktadır. Reynolds sayısı $Re=2300$ olduğu durumda kanatçık yüksekliğinin artışı ile yukarıda bahsedildiği üzere ısı transferinde Reynolds sayısının artışı ile doğal taşınım etkileri, zorlanmış taşınım etkilerine göre çok az olduğundan, uyarlanmış Grashof sayısının artmasına rağmen ortalama Nusselt sayısında artış yok gibidir.



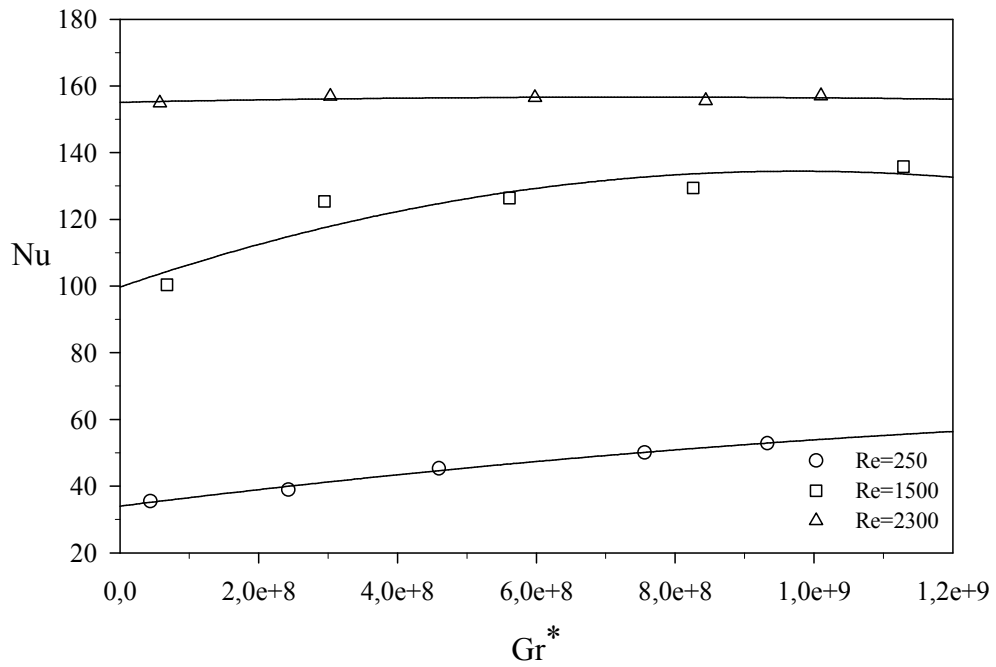
Şekil 6.42. $H_f=80$ mm ve $S=4$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi



Şekil 6.43. $H_f=80$ mm ve $S=8$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi



Şekil 6.44. $H_f=80$ mm ve $S=12$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi



Şekil 6.45. $H_f=80$ mm ve $S=18$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi

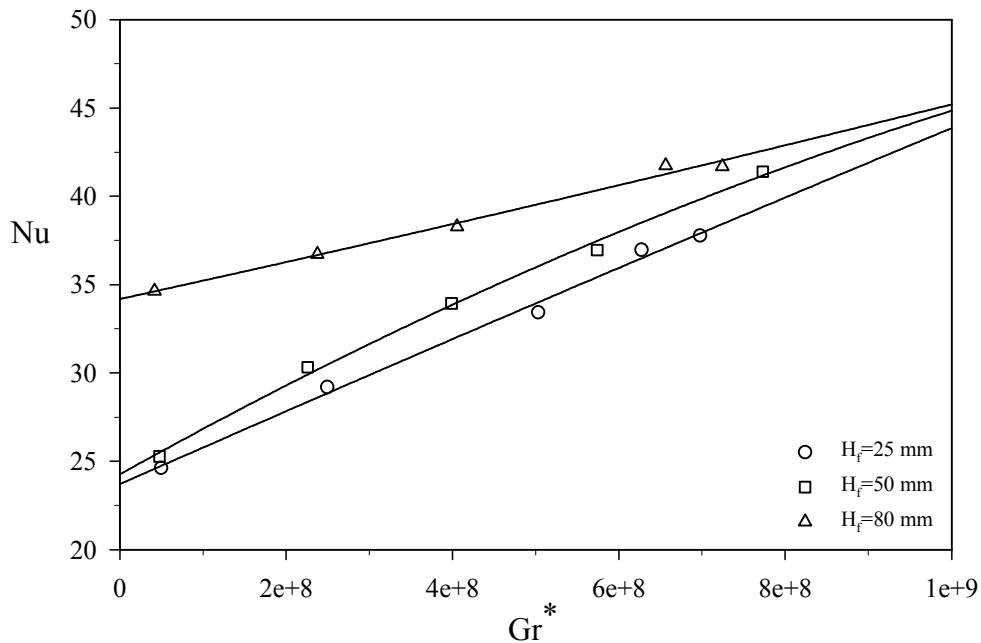
6.4. Uyarlanmış Grashof sayısının Isı Transferine Etkisi

Uyarlanmış Grashof sayısının ortalama Nusselt sayısına etkisini araştırmak amacıyla bu çalışmada kurulan deney düzeneği özellikleri düşünülerek beş farklı uyarlanmış Grashof sayısında dört kanatçık aralığı, üç kanatçık yüksekliği ve üç farklı Reynolds sayıları için deneyler yapılmıştır. Yapılan deneyler grafik olarak aşağıda sunulmuştur.

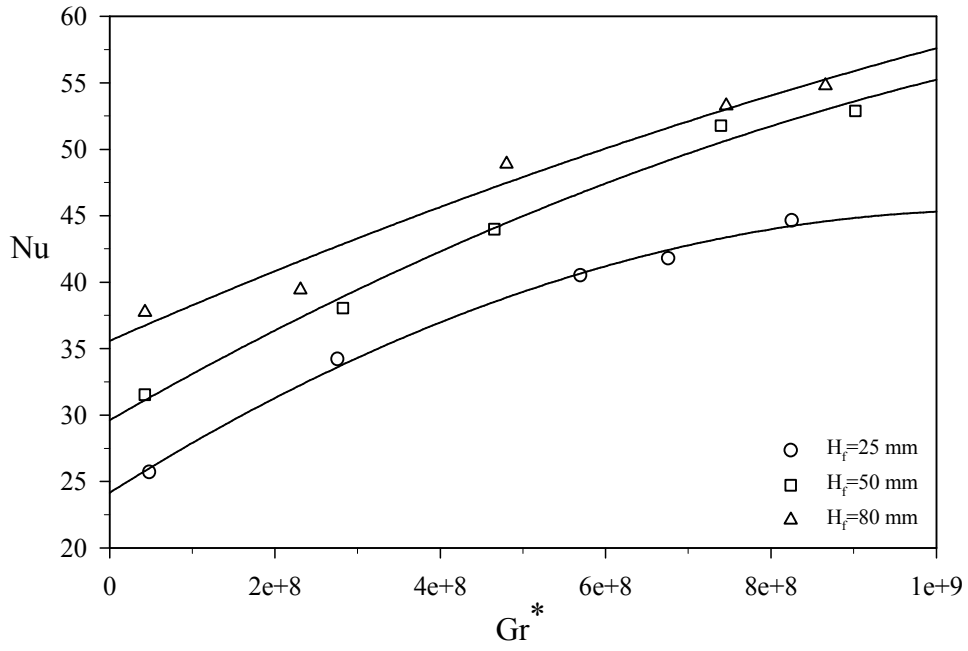
Uyarlanmış Grashof sayısının artması ile ısı transferinde doğal taşınım etkileri, zorlanmış taşınım etkilerine göre artar. Doğal taşınım etkilerinin baskın hale gelmesi ile birlikte kaldırma kuvveti ikincil akışlar görülebilmektedir. Uyarlanmış Grashof sayısının artması ile kaldırma kuvveti etkili ikincil akışlar güçlenerek ısı transferinin artmasına neden olur. Şekil 6.46-Şekil 6.49'da sırasıyla kanatçıklar arası mesafe $S=4-8-12-18$ mm için Reynolds sayısı $Re=250$ olduğu durumda, üç farklı kanatçık yüksekliği $H_f=25$ mm, $H_f=50$ mm ve $H_f=80$ mm'de, ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi verilmiştir. Yukarıda açıklandığı gibi, verilen bu şekillerin hepsinde her bir kanatçık yüksekliğinde ve kanatçıklar arası mesafede uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla ortalama Nusselt sayısı artmıştır.

Şekil 6.46'da ($S=4$ mm) ortalama Nusselt sayısı uyarlanmış Grashof sayısının artması ile artmaktadır. Fakat, uyarlanmış Grashof sayısının artması ile ortalama Nusselt sayısındaki artış oranı, diğer kanatçıklar arası mesafeler ($S=8-12-18$ mm) için verilen Şekil 6.47, Şekil 6.48 ve Şekil 6.49'daki ortalama Nusselt sayısındaki artıştan daha az olduğu görülmektedir. Bunun nedeni, kanatçıklar arasındaki mesafenin yeteri kadar büyük olmadığından, kanatçıklar arasında gelişen sınır tabakaların kesişmesi sonucu uyarlanmış Grashof sayısının artmasına rağmen kaldırma kuvveti etkili ikincil akışlar güçlenememekte dolayısıyla verimli bir ısı transferi olmamaktadır. Bu sebeple Şekil 6.46'te uyarlanmış Grashof sayısının artması ile ortalama Nusselt sayısındaki artış oranı, Şekil 6.47, Şekil 6.48 ve Şekil 6.49'da kanatçıklar arası mesafeler ($S=8-12-18$ mm) için verilen ortalama Nusselt sayısındaki artıştan daha az olmaktadır. Kanatçıklar arasındaki mesafenin, kaldırma kuvveti etkili ikincil akışlara etkisi, Bölüm 5'te kanatçıklar arası mesafenin

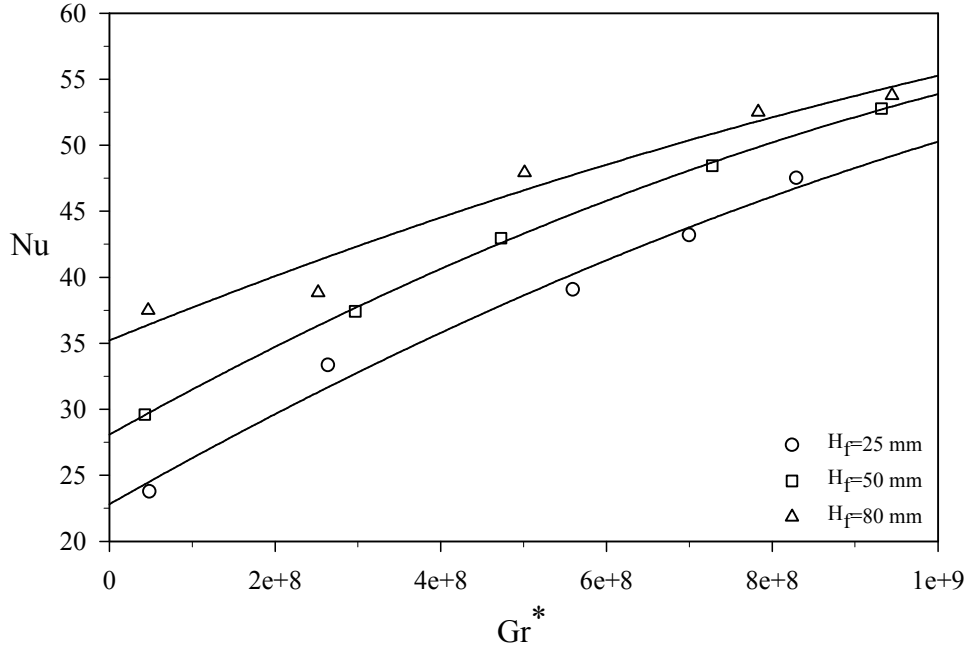
ısı transferine etkisi bölümünde verilen Şekil 5.19'da açıkça görülmektedir. Şekil 6.47, Şekil 6.48 ve Şekil 6.49'da sırasıyla kanatçıklar arası mesafe $S=8-12-18$ mm için uyarlanmış Grashof sayısının artması ile ortalama Nusselt sayısı üç farklı kanatçık yüksekliğinde de artmıştır. Uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla, kanatçıklar arası mesafeninde, ikincil akışların gelişmesi için yeteri kadar büyük olduğu için ortalama Nusselt sayısı artmıştır. Kanatçıklar arası mesafe $S=18$ mm'de (Şekil 6.49) ise uyarlanmış Grashof sayısının artışı ile ortalama Nusselt sayısındaki artış oranının, kanatçıklar arası mesafe $S=8-12$ mm (Şekil 6.47 ve Şekil 6.48) olduğu durumlara göre az olduğu görülmektedir. Kanatçıklar arası mesafe $S=18$ mm olduğu durumda, kanatçık sayısı azaldığı için toplam ısı transferi yüzey alanı azaldığından kanatçık ve bakır plaka yüzey sıcaklıkları ile akışkan arasındaki sıcaklık farkı artmaktadır ve bunun sonucunda ısı transferinde doğal taşınım etkileri daha baskın hale gelmektedir. Bu nedenle de Şekil 6.49'da uyarlanmış Grashof sayısının artması ile ortalama Nusselt sayısındaki artış oranı, Şekil 6.47 ve Şekil 6.48'de verilen kanatçıklar arası mesafelere $S=8-12$ mm göre daha az olmaktadır.



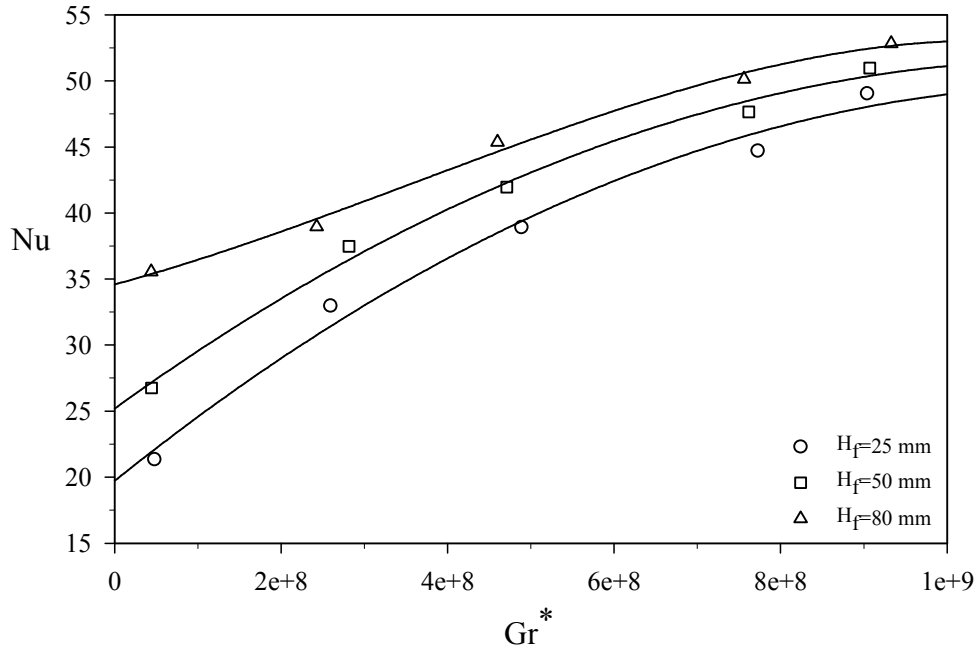
Şekil 6.46. $S=4$ mm ve $Re=250$ 'de üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi



Şekil 6.47. $S=8$ mm ve $Re=250$ 'de üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi

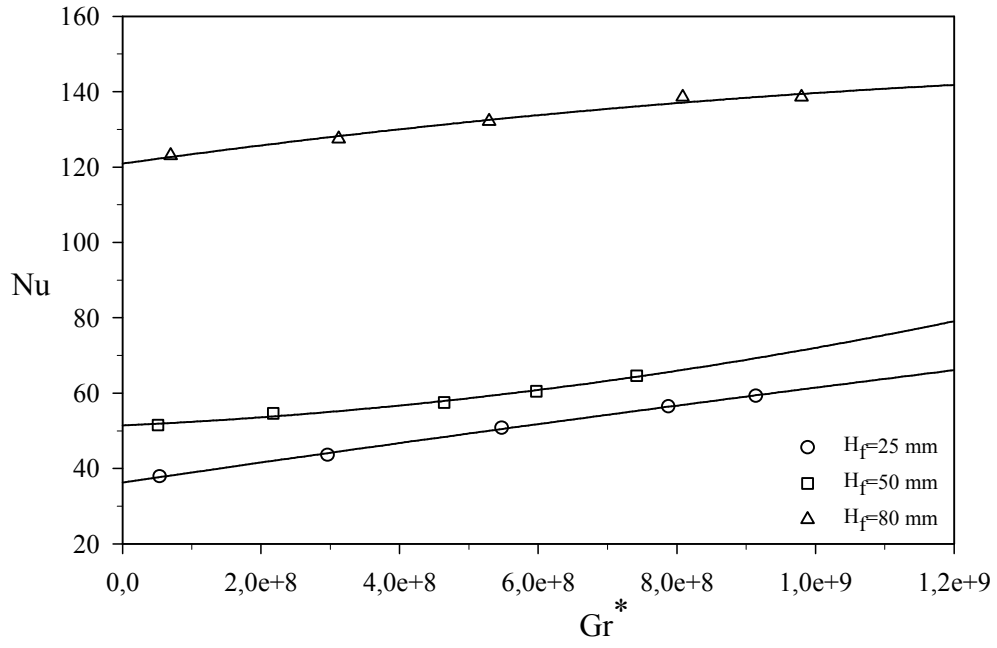


Şekil 6.48. $S=12$ mm ve $Re=250$ 'de üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi

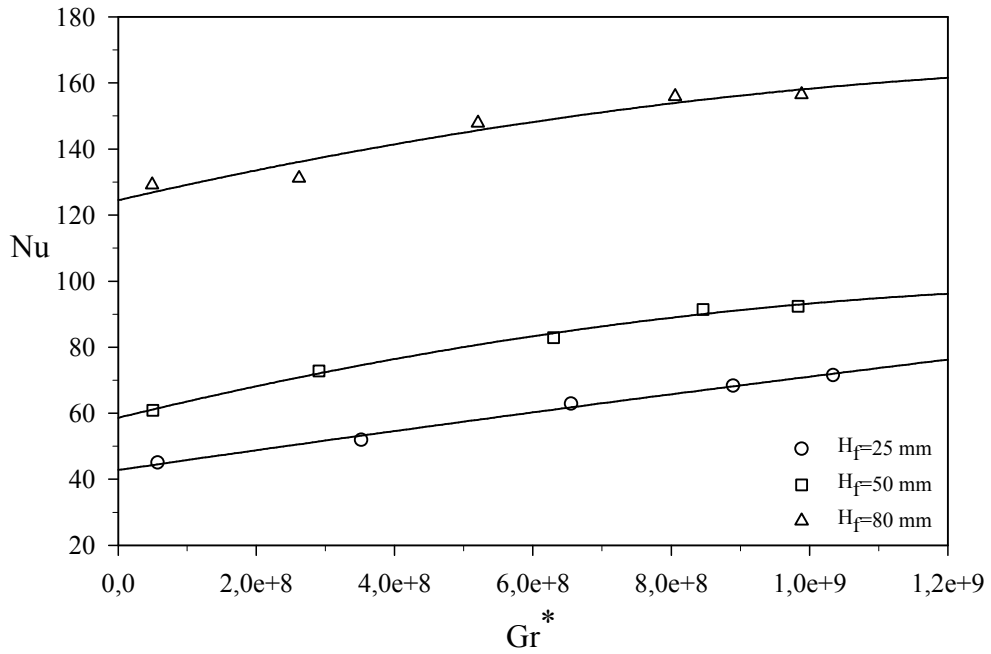


Şekil 6.49. $S=18$ mm ve $Re=250$ 'de üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi

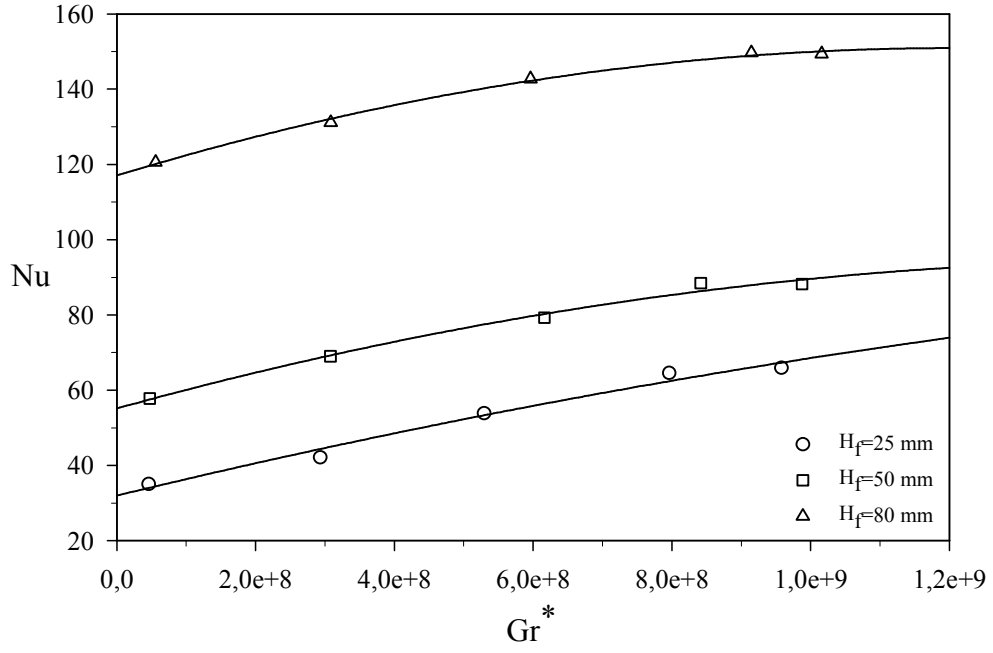
Şekil 6.50-Şekil 6.53'de sırasıyla kanatçıklar arası mesafe $S=4-8-12-18$ mm için Reynolds sayısı $Re=1500$ olduğu durumda, üç farklı kanatçık yüksekliği $H_f=25$ mm, $H_f=50$ mm ve $H_f=80$ mm'de, ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi verilmiştir. Her bir kanatçık aralığında ve kanatçık yüksekliğinde ortalama Nusselt sayısı, uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla artmıştır. Reynolds sayısının $Re=250$ ve $Re=1500$ olduğu durumda verilen grafikler incelendiğinde, benzer durumlar vardır. Fakat, Reynolds sayısının $Re=1500$ olduğu durumda, uyarlanmış Grashof sayısının artması ile ortalama Nusselt sayısındaki artış oranı azalmıştır. Reynolds sayısının artmasıyla ısı transferinde doğal taşınım etkileri azalacağından, uyarlanmış Grashof sayısının artması ile ortalama Nusselt sayısındaki artış oranı azalmaktadır.



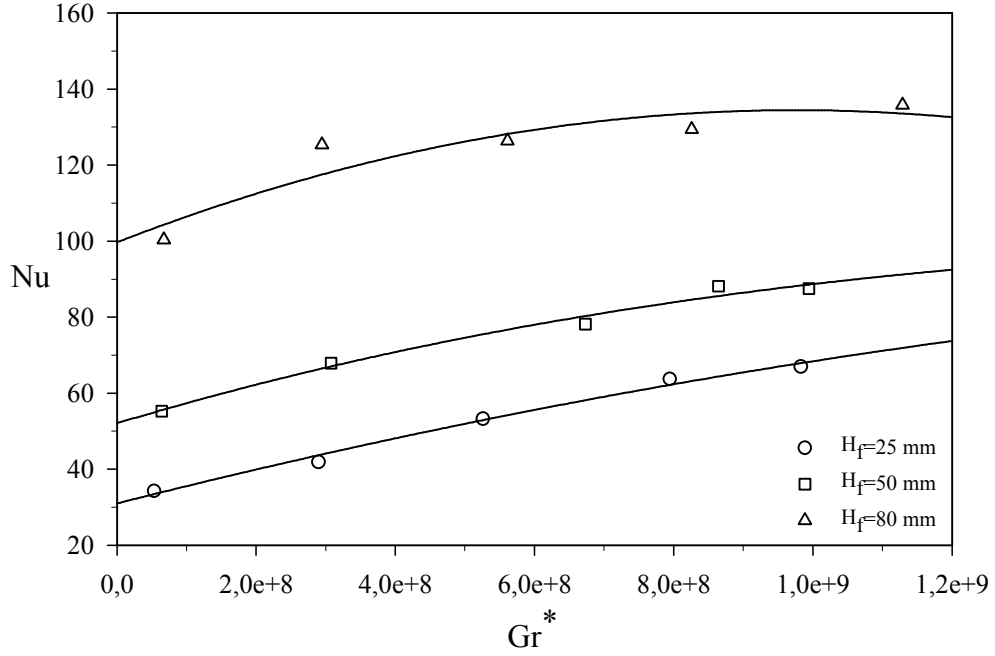
Şekil 6.50. $S=4$ mm ve $Re=1500$ 'de üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi



Şekil 6.51. $S=8$ mm ve $Re=1500$ 'de üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi

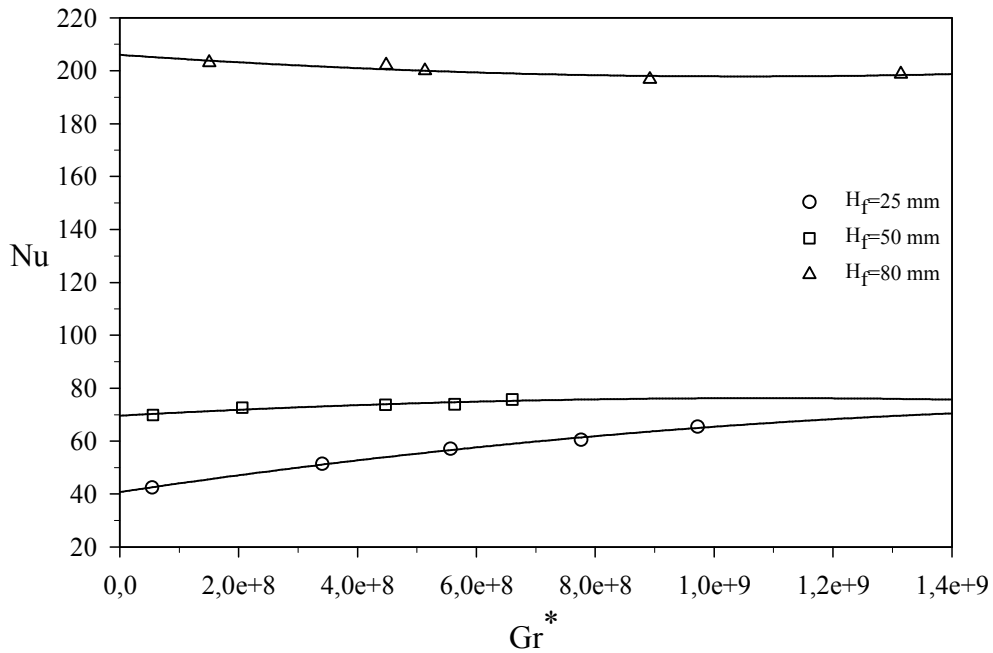


Şekil 6.52. $S=12$ mm ve $Re=1500$ 'de üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi

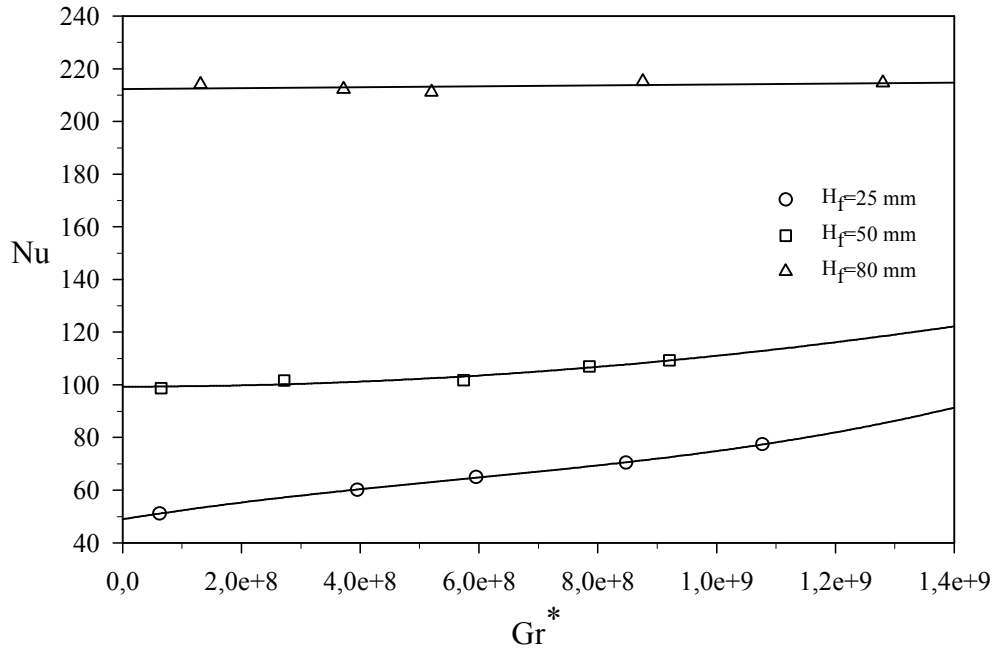


Şekil 6.53. $S=18$ mm ve $Re=1500$ 'de üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi

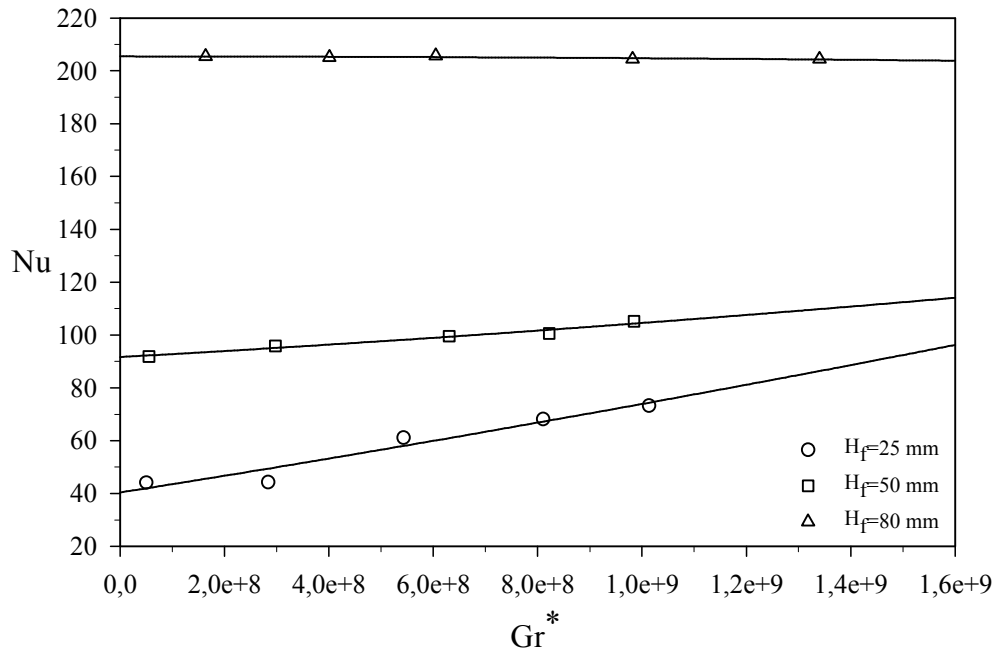
Şekil 6.54-Şekil 6.57’de sırasıyla kanatçıklar arası mesafe $S=4-8-12-18$ mm için Reynolds sayısı $Re=2300$ olduğu durumda, üç farklı kanatçık yüksekliği $H_f=25$ mm, $H_f=50$ mm ve $H_f=80$ mm’de, ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi verilmiştir. Verilen bu şekillerde görüldüğü gibi, kanatçık yüksekliği $H_f=25$ mm ve $H_f=50$ mm için uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla ortalama Nusselt sayısı artmaktadır. Özellikle kanatçık yüksekliği $H_f=25$ olduğu durumlarda akışkan ile kanal taban ve kanatçık yüzeyleri arasındaki sıcaklık farkı büyük olduğundan ikincil akışlar gelişmekte ve böylelikle uyarlanmış Grashof sayısının artması ile ortalama Nusselt sayısı artmaktadır. Fakat $H_f=80$ mm’de uyarlanmış Grashof sayısının artmasına rağmen ortalama Nusselt sayısında artış olmamaktadır. Kanatçık yüksekliği $H_f=80$ mm olduğu durumlarda akışkan ile kanal taban ve kanatçık yüzeyleri arasındaki sıcaklık küçük olduğundan kaldırma kuvveti etkili ikincil akışlar güçlenememektedir. Bu deneylerde Richardson sayısı $Ri=0,1$ mertebelerindedir. Richardson sayısı değerine bakıldığında ısı transferinde zorlanmış taşınım etkilerinin çok baskın olduğu görülür. Bu sebeple uyarlanmış Grashof sayısının artması ile ortalama Nusselt sayısında artış yok gibidir.



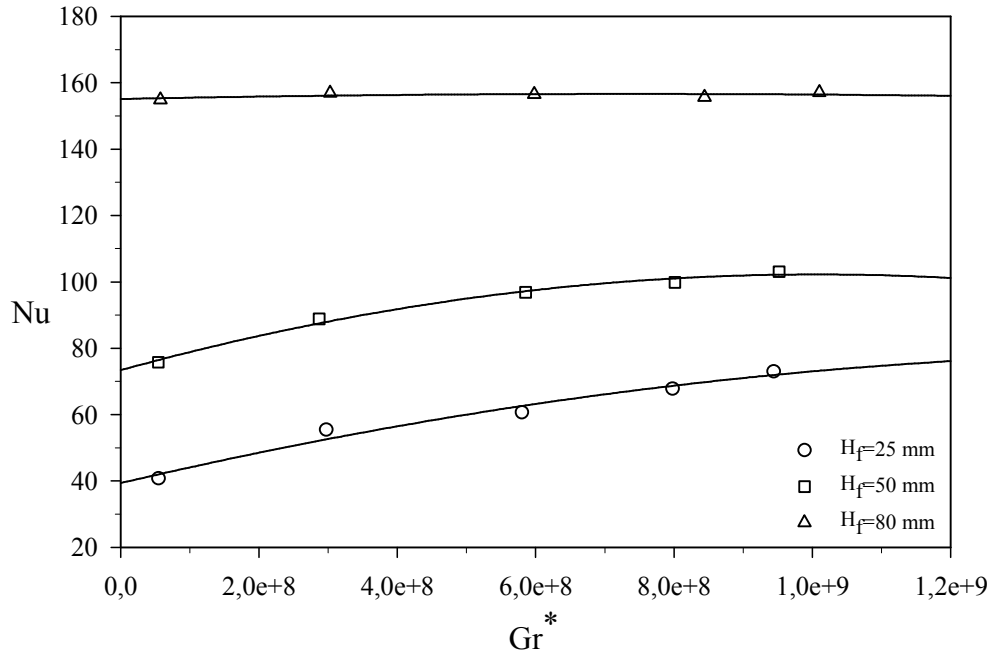
Şekil 6.54. $S=4$ mm ve $Re=2300$ 'de üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi



Şekil 6.55. $S=8$ mm ve $Re=2300$ 'de üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi



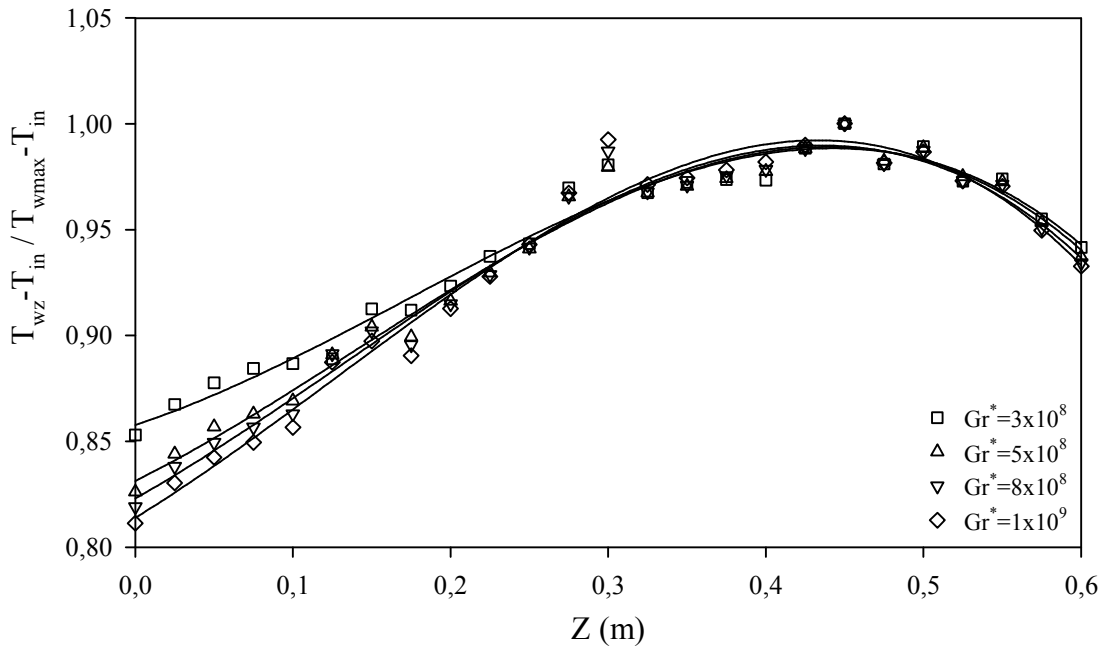
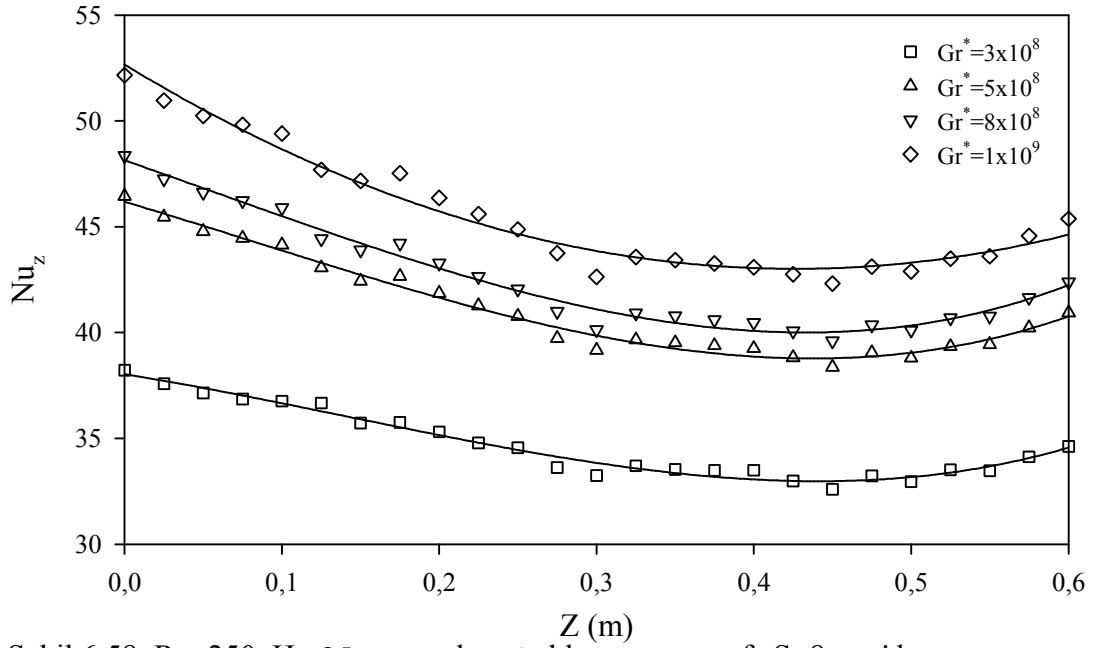
Şekil 6.56. $S=12$ mm ve $Re=2300$ 'de üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi



Şekil 6.57. $S=18$ mm ve $Re=2300$ 'de üç farklı kanatçık yüksekliği için ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi

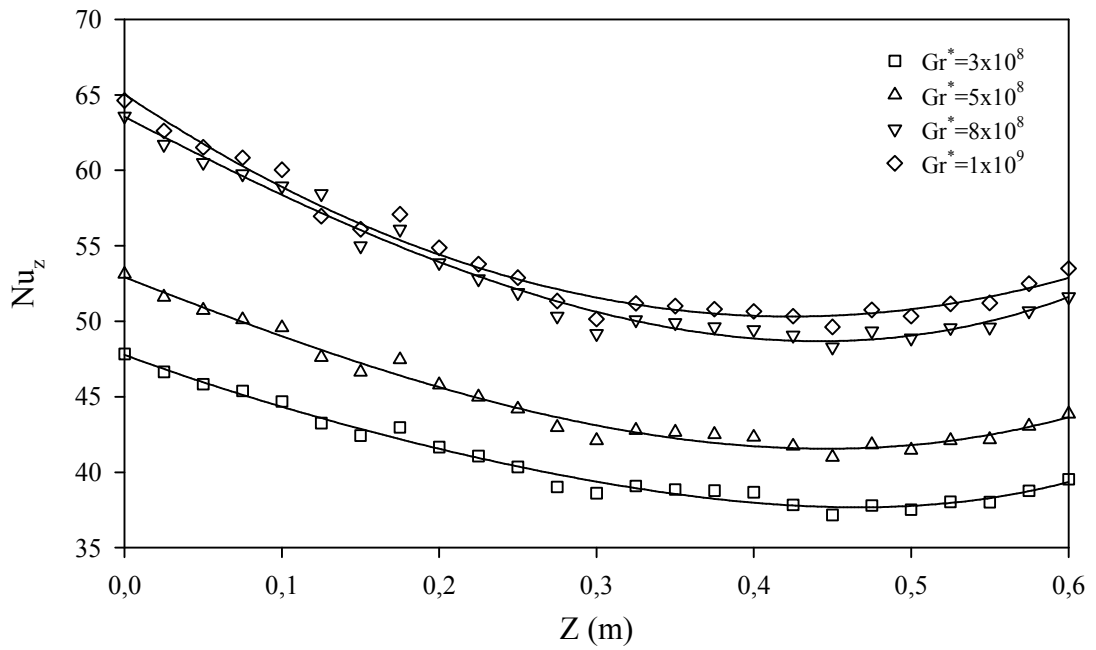
6.5. Yerel Nusselt Sayısının Ana Akım Yönünde Değişimi

Kanatçık yüksekliği $H_f=25$ mm, kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm ve Reynolds sayısının $Re=250$ olduğu durumda, dört farklı uyarlanmış Grashof sayısının için Şekil 6.58 ve Şekil 6.59'da sırasıyla akım yönünde yerel Nusselt sayısı dağılımı ve bakır plaka üzerinde boyutsuz sıcaklık dağılımı verilmiştir. Yerel Nusselt sayısının dağılımına baktığımızda, plakanın başlangıcında zorlanmış taşınım etkilidir. Bakır plaka sıcaklığının artışı sonucunda her bir uyarlanmış Grashof sayısı için yerel Nusselt sayısında kararlı bir azalma görülmektedir. Yerel Nusselt sayısındaki bu azalma, bakır plakanın yaklaşık $z=0,4$ m'sine kadar devam etmektedir. Bu noktadan sonra doğal taşınım etkilerinin görülmeye başlamasıyla her bir uyarlanmış Grashof için yerel Nusselt sayısında artış görülmektedir. Yüksek uyarlanmış Grashof sayılarında bu artışın biraz daha fazla olduğu görülmektedir.

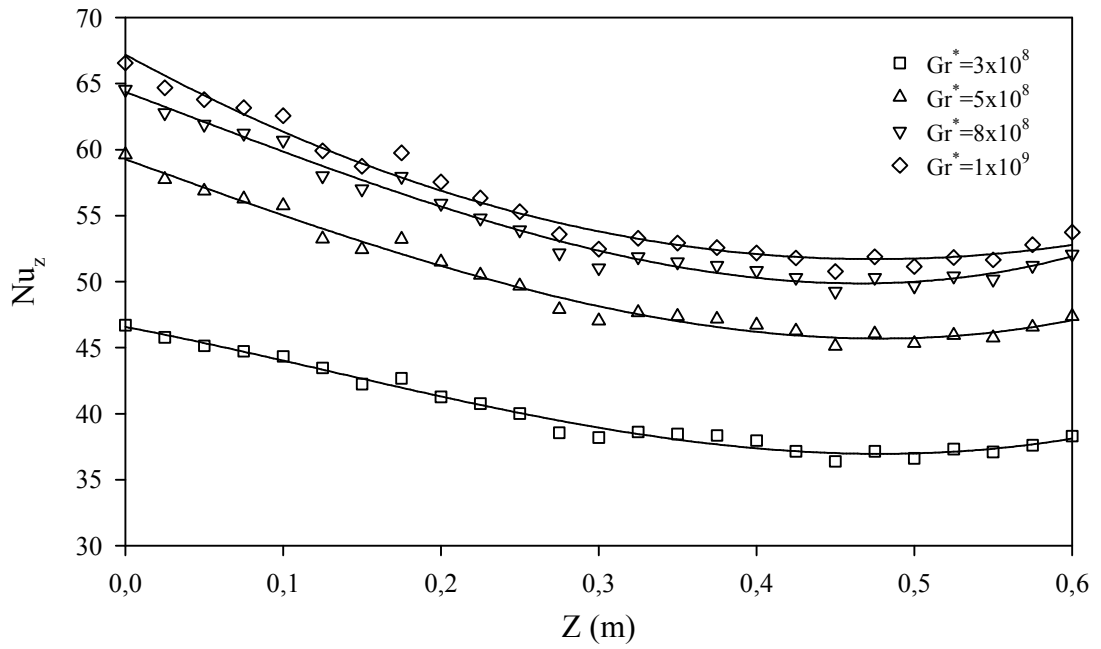
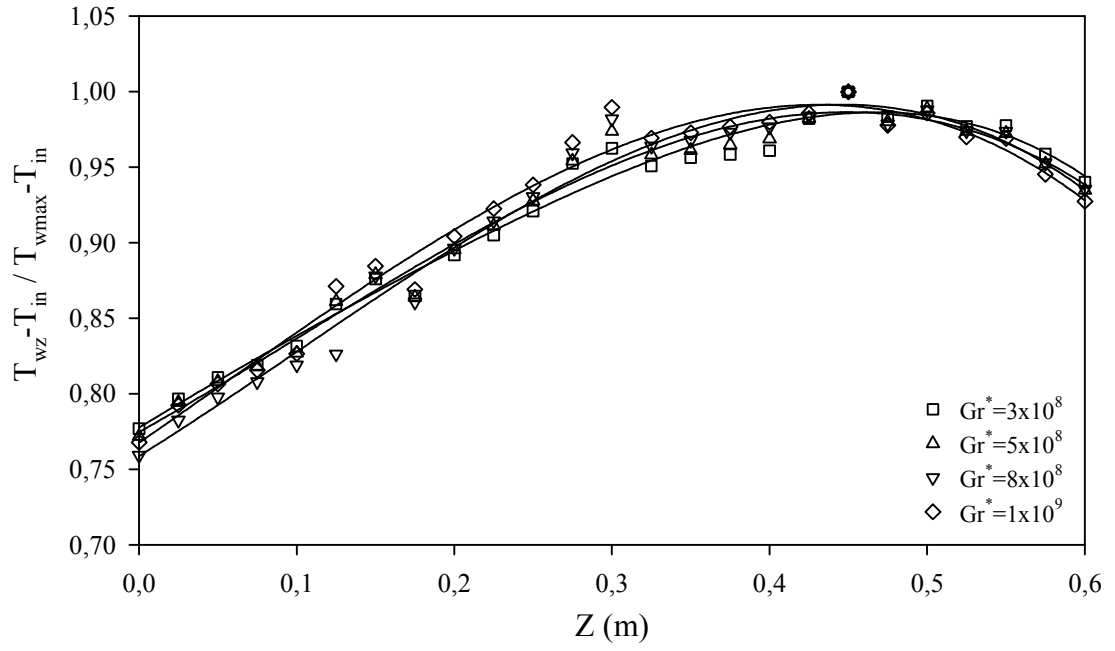


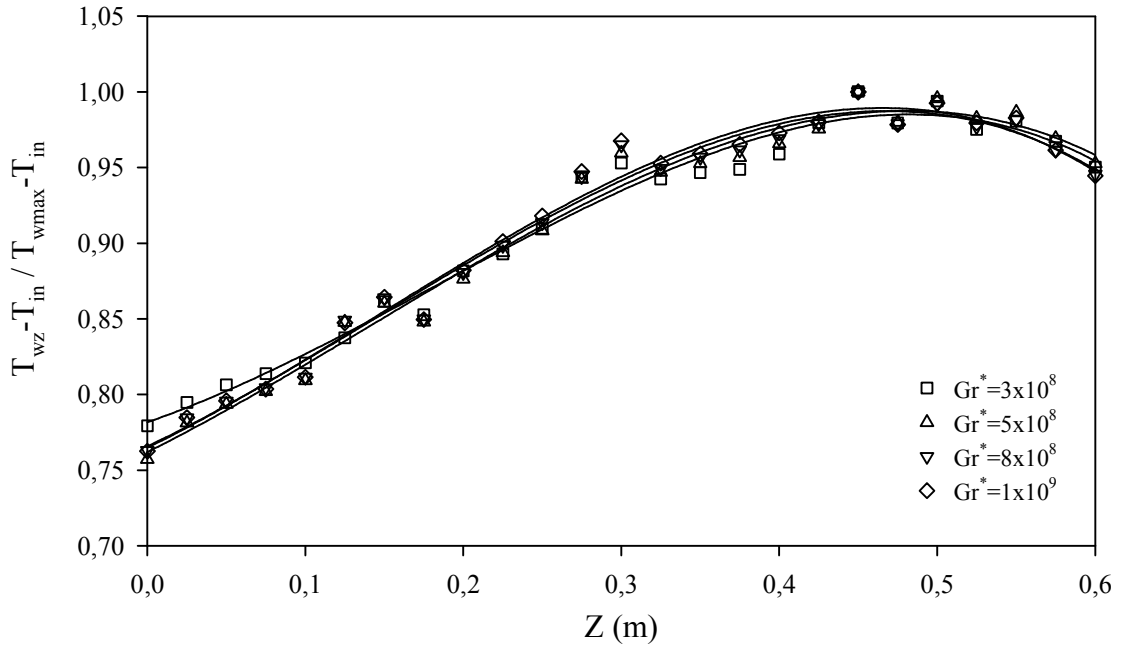
Bu durum Şekil 6.59’da verilen, ana akım yönünde bakır plaka üzerindeki boyutsuz sıcaklık dağılımında da görülebilmektedir. Bakır plakanın başlangıcından itibaren duvar sıcaklığı $z=0,4$ m’ye kadar artmakta ve bu nokta civarında maksimuma ulaştıktan sonra duvar sıcaklığı doğal taşınım etkisiyle soğumaktadır.

Aynı kanatçıklar arası mesafe ve Reynolds sayısı için kanatçık yüksekliğinin $H_f=50$ mm olduğu durumda da Şekil 6.60 ve Şekil 6.61’de görüldüğü gibi benzer durumlar görülmektedir. Fakat kanatçık yüksekliğinin $H_f=80$ mm olduğu durumda, Şekil 6.62 ve Şekil 6.63’da görüldüğü gibi yerel Nusselt sayısı dağılımı ve boyutsuz sıcaklık dağılımına baktığımızda, kanatçık yüksekliği $H_f=25$ mm ve $H_f=50$ mm olduğu duruma göre zorlanmış taşınım etkilerinin daha baskın olduğu görülmektedir.



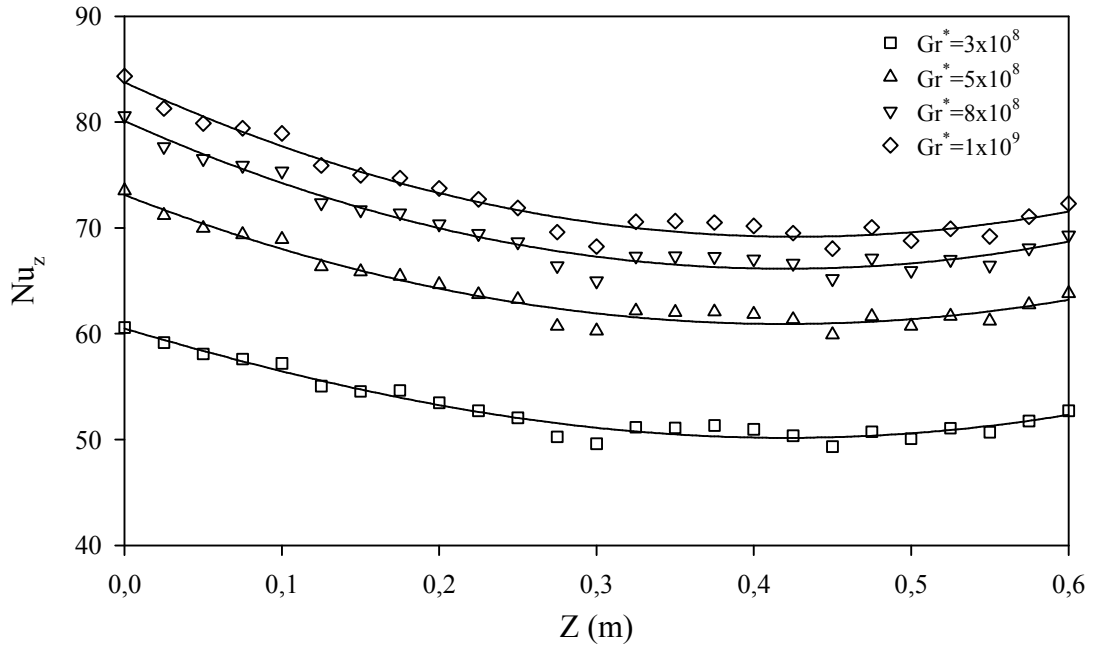
Şekil 6.60. $Re=250$, $H_f=50$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm’de ana akım yönünde yerel Nusselt sayısının değişimi



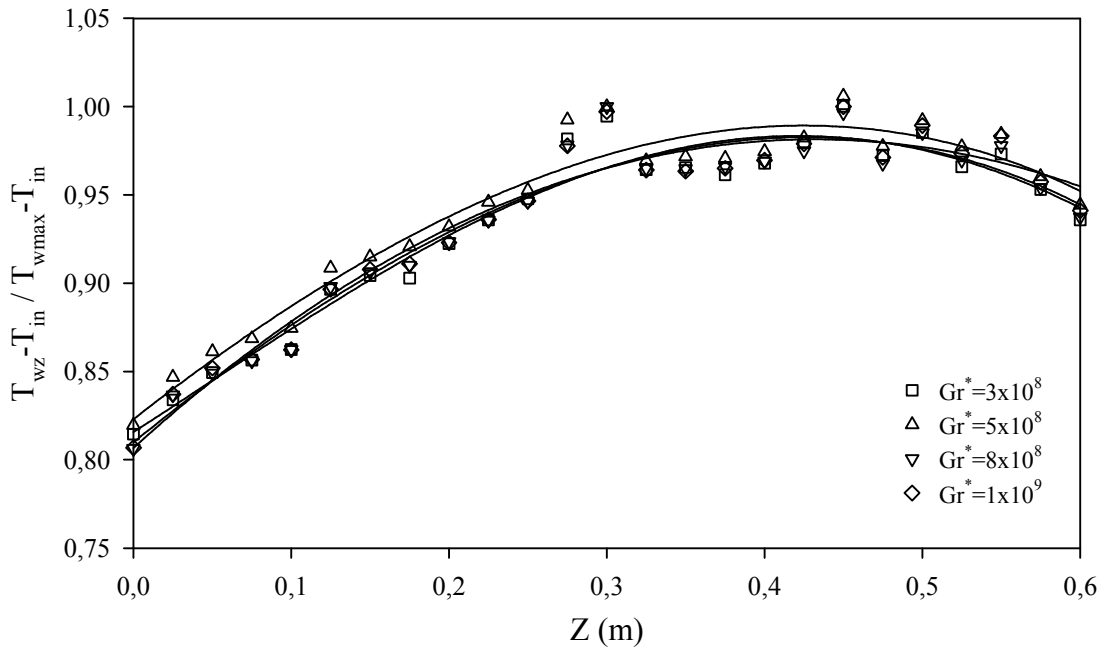


Şekil 6.63. Re=250, $H_f=80$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm'de ana akım yönünde boyutsuz alt duvar sıcaklığının değişimi

Şekil 6.64 ve Şekil 6.65'de kanatçık yüksekliği $H_f=25$ mm, kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm ve Reynolds sayısının $Re=1500$ olduğu durumda, dört farklı uyarlanmış Grashof sayısı için ana akım yönünde yerel Nusselt sayısı dağılımı ve bakır plaka üzerinde boyutsuz sıcaklık dağılımı verilmiştir. Yerel Nusselt sayısının dağılımına baktığımızda, plakanın başlangıcında zorlanmış taşınımın etkili olduğu görülmektedir. Bakır plaka sıcaklığının artışı sonucunda her bir uyarlanmış Grashof sayısı için yerel Nusselt sayısında kararlı bir azalma görülmektedir. Yerel Nusselt sayısındaki bu azalma, bakır plakanın yaklaşık $z=0,45$ m'sine kadar devam etmektedir. Bu noktadan sonra doğal taşınım etkilerinin görülmeye başlamasıyla her bir uyarlanmış Grashof için yerel Nusselt sayısında küçük bir artış görülmektedir. Yüksek uyarlanmış Grashof sayılarında bu artış biraz daha fazla olmaktadır.



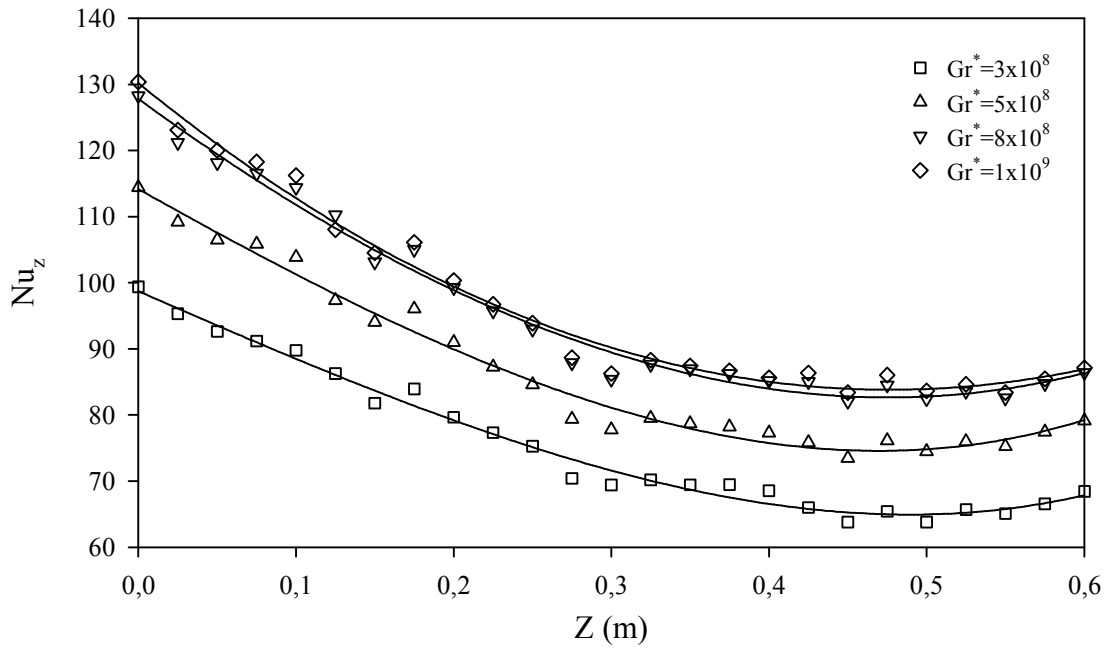
Şekil 6.64. $Re=1500$, $H_f=25$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm'de ana akım yönünde yerel Nusselt sayısının değişimi



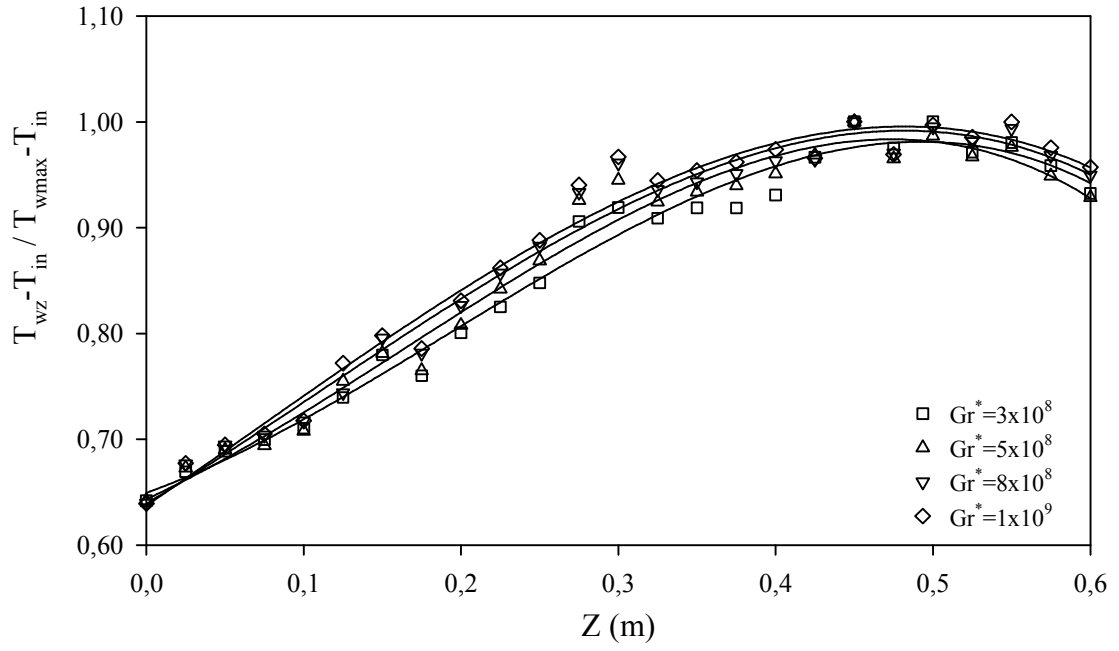
Şekil 6.65. $Re=1500$, $H_f=25$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm'de ana akım yönünde boyutsuz alt duvar sıcaklığının değişimi

Bu durum Şekil 6.65’de verilen, ana akım yönünde bakır plaka üzerindeki boyutsuz sıcaklık dağılımında da görülebilmektedir. Bakır plakanın başlangıcından itibaren duvar sıcaklığı $z=0,4$ m’ye kadar artmakta ve bu nokta civarında maksimuma ulaştıktan sonra duvar sıcaklığı doğal taşınım etkisiyle soğumaktadır.

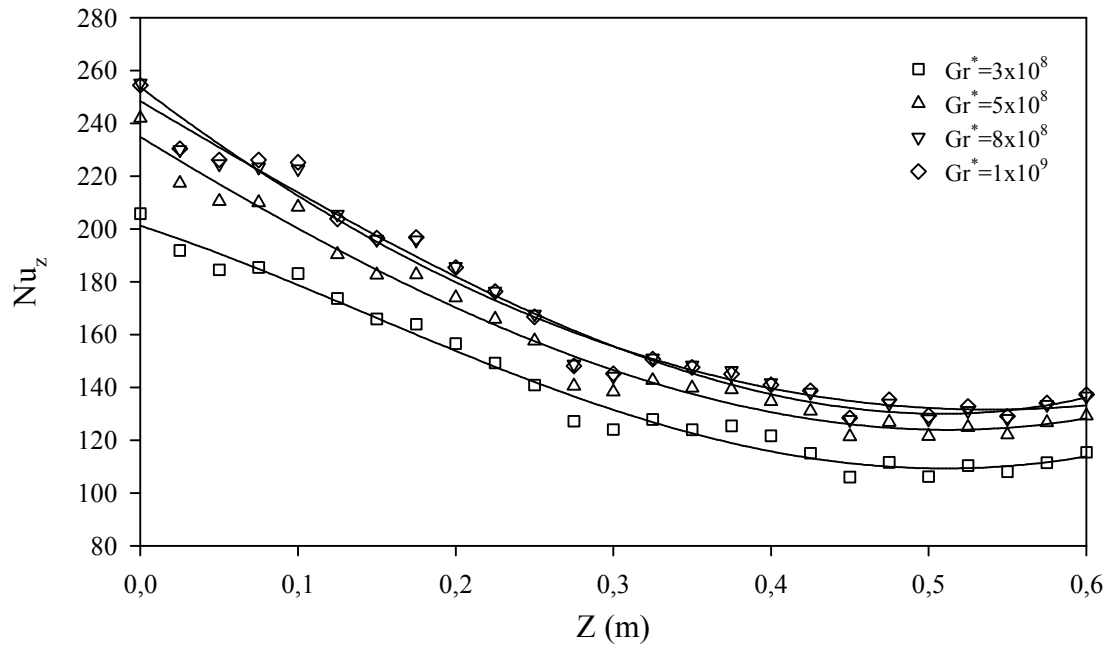
Aynı kanatçıklar arası mesafe ve Reynolds sayısı için kanatçık yüksekliğinin $H_f=50$ mm olduğu durumda da Şekil 6.66 ve Şekil 6.67’de yerel Nusselt sayısı ve boyutsuz sıcaklık dağılımına baktığımızda zorlanmış taşınım etkilerinin baskın hale geldiği görülmektedir. Kanatçık yüksekliğinin $H_f=80$ mm olduğu durumda, Şekil 6.68 ve Şekil 6.69’da görüldüğü gibi yerel Nusselt sayısı dağılımı ve boyutsuz sıcaklık dağılımına baktığımızda doğal taşınım etkilerinin görülmediği ve zorlanmış taşınım etkilerinin daha baskın olduğu görülmektedir.



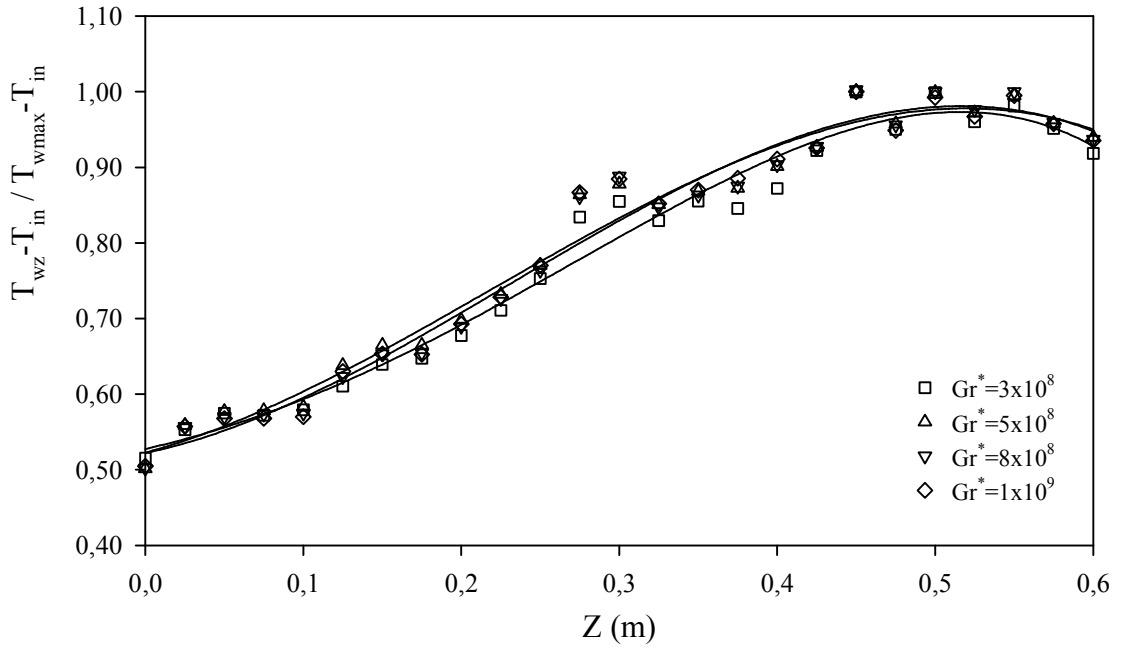
Şekil 6.66. $Re=1500$, $H_f=50$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm'de ana akım yönünde yerel Nusselt sayısının değişimi



Şekil 6.67 $Re=1500$, $H_f=50$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm'de ana akım yönünde boyutsuz alt duvar sıcaklığının değişimi



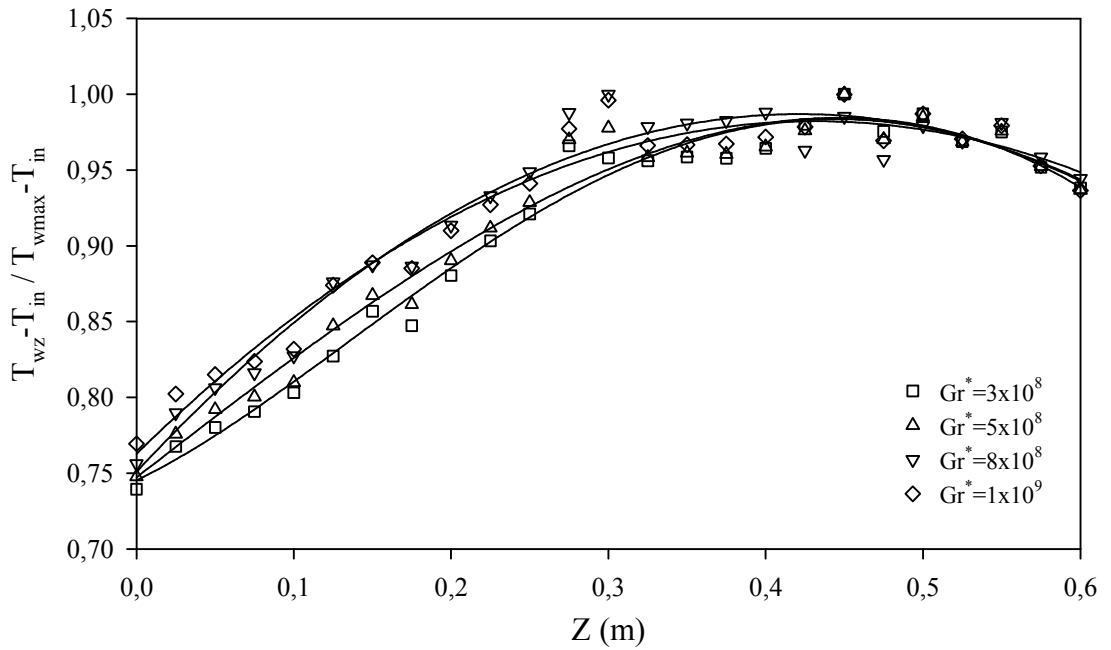
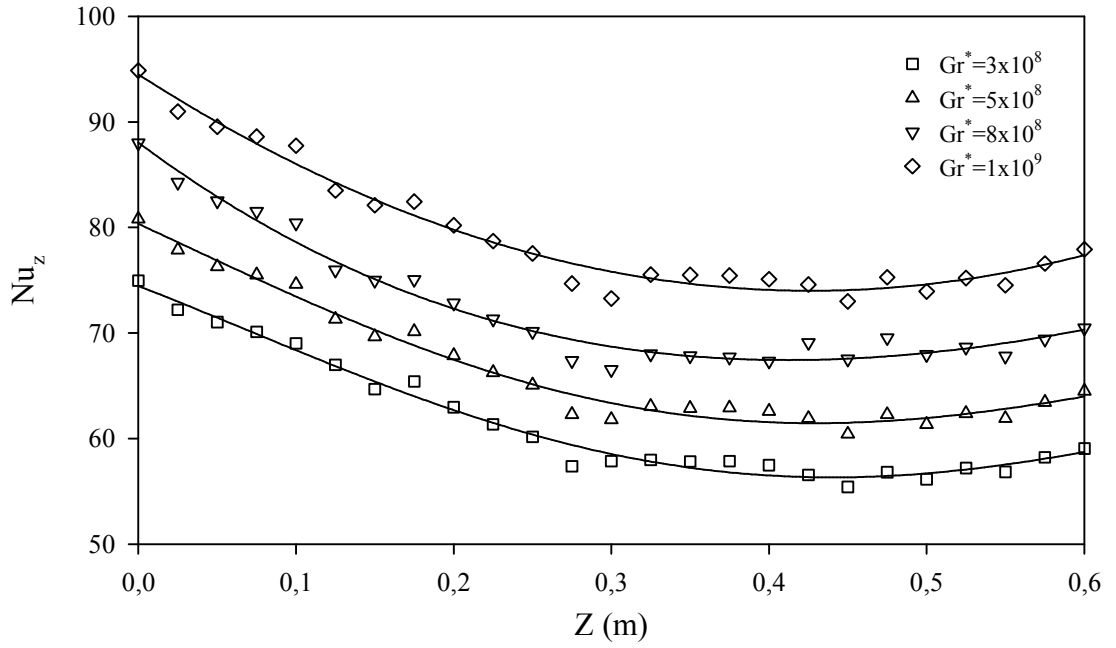
Şekil 6.68. $Re=1500$, $H_f=80$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm'de ana akım yönünde yerel Nusselt sayısının değişimi

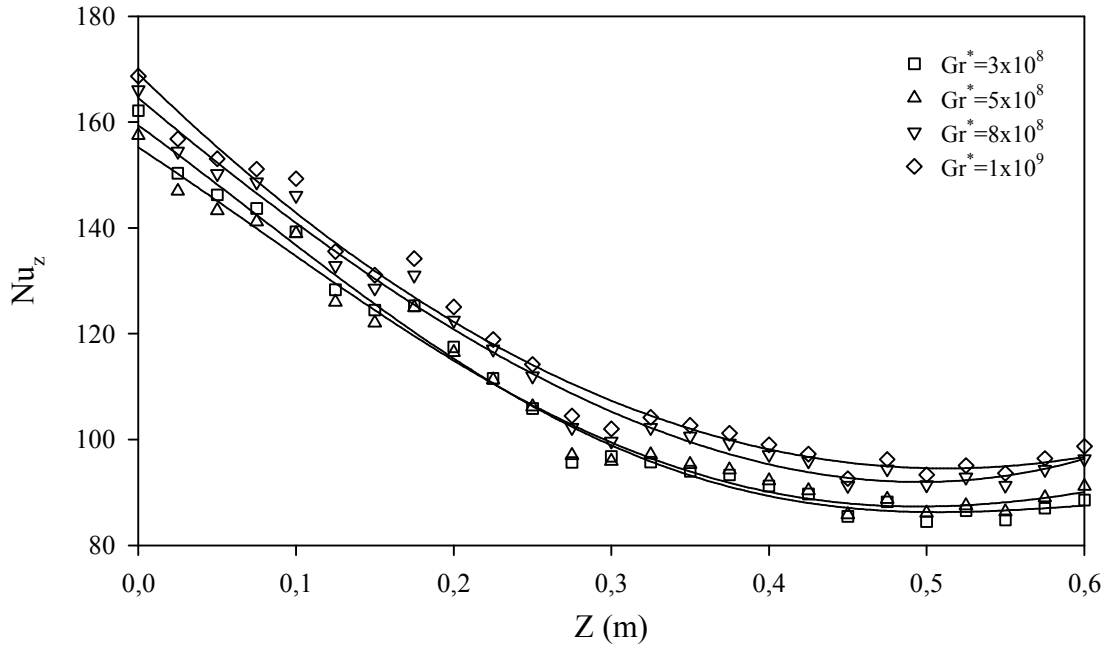


Şekil 6.69. $Re=1500$, $H_f=80$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm'de ana akım yönünde boyutsuz alt duvar sıcaklığının değişimi

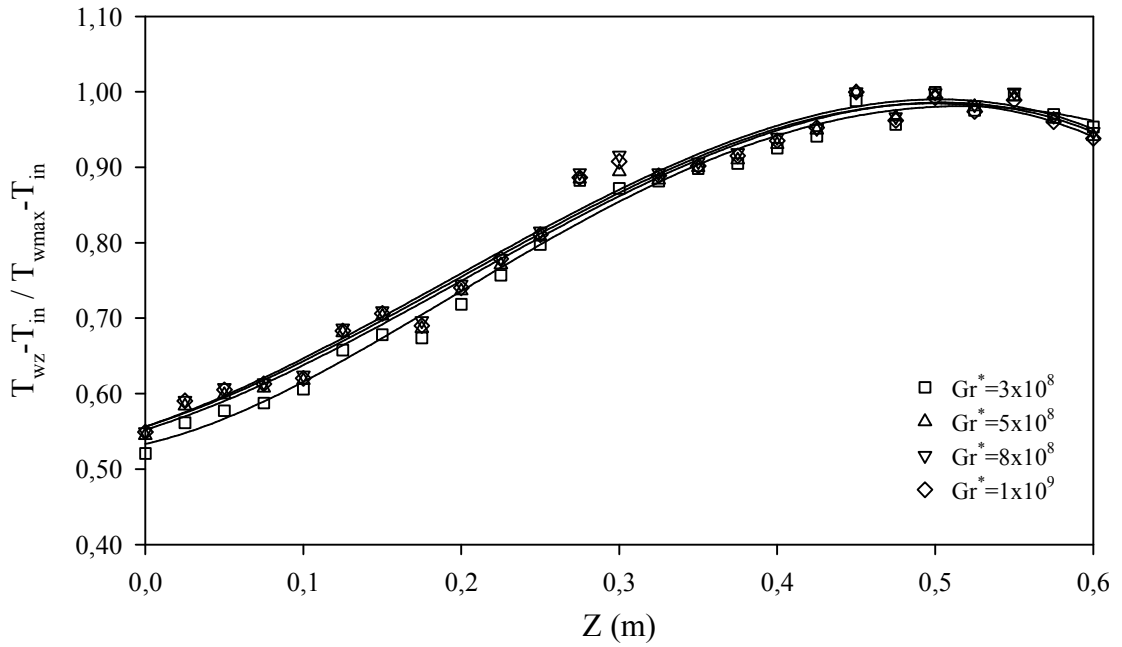
Şekil 6.70 ve Şekil 6.71'de kanatçık yüksekliği $H_f=25$ mm, kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm ve Reynolds sayısının $Re=2300$ olduğu durumda, dört farklı uyarlanmış Grashof sayısında ana akım yönünde yerel Nusselt sayısı dağılımı ve bakır plaka üzerinde boyutsuz sıcaklık dağılımı verilmiştir. Yerel Nusselt sayısının dağılımına baktığımızda, plakanın başlangıcında zorlanmış taşınımın etkili olduğu görülmektedir. Bakır plaka sıcaklığının artışı sonucunda her bir uyarlanmış Grashof sayısı için yerel Nusselt sayısında kararlı bir azalma görülmektedir. Yerel Nusselt sayısındaki bu azalma, bakır plakanın yaklaşık $z=0,45$ m'sine kadar devam etmektedir. Bu noktadan sonra yerel Nusselt sayısında çok küçük değişim görülmekle birlikte sabit ortalama bir değerde devam ettiği görülmektedir.

Aynı kanatçıklar arası mesafe ve Reynolds sayısı için kanatçık yüksekliğinin $H_f=50$ mm ve $H_f=80$ olduğu durumda da sırasıyla Şekil 6.72 ve Şekil 6.74'deki grafiklerde görüldüğü gibi zorlanmış taşınım etkilerini daha baskın olması sebebiyle yerel Nusselt sayısı, bakır plaka üzerinde yaklaşık olarak $z=0,45$ m'ye azaldığı ve bu noktadan sonra sabit devam ettiği görülmektedir.

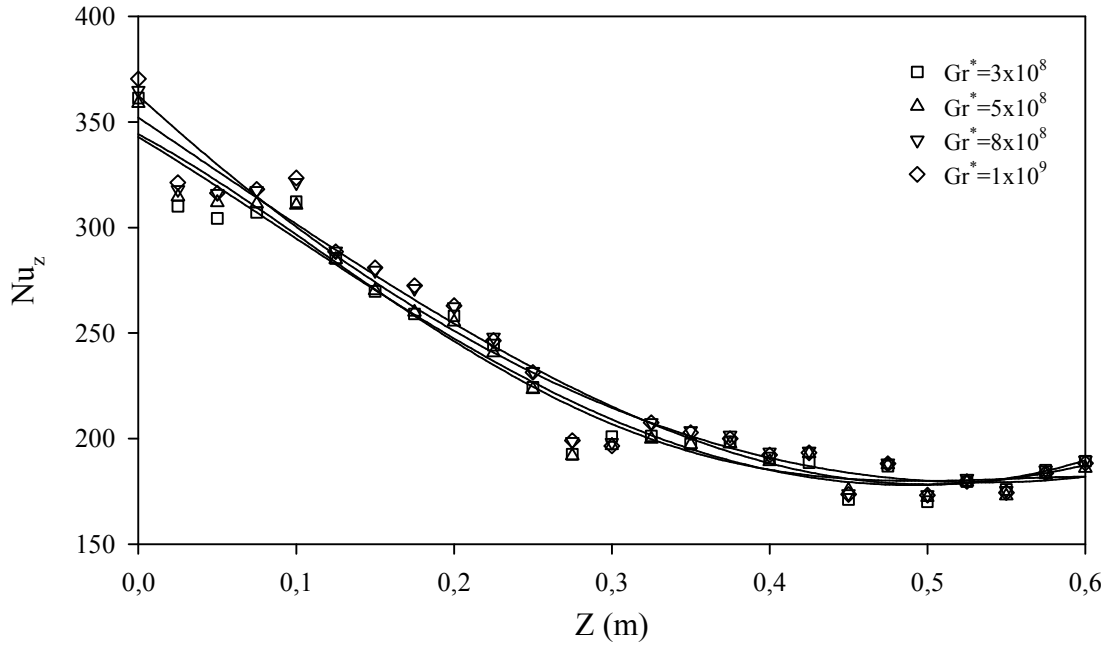




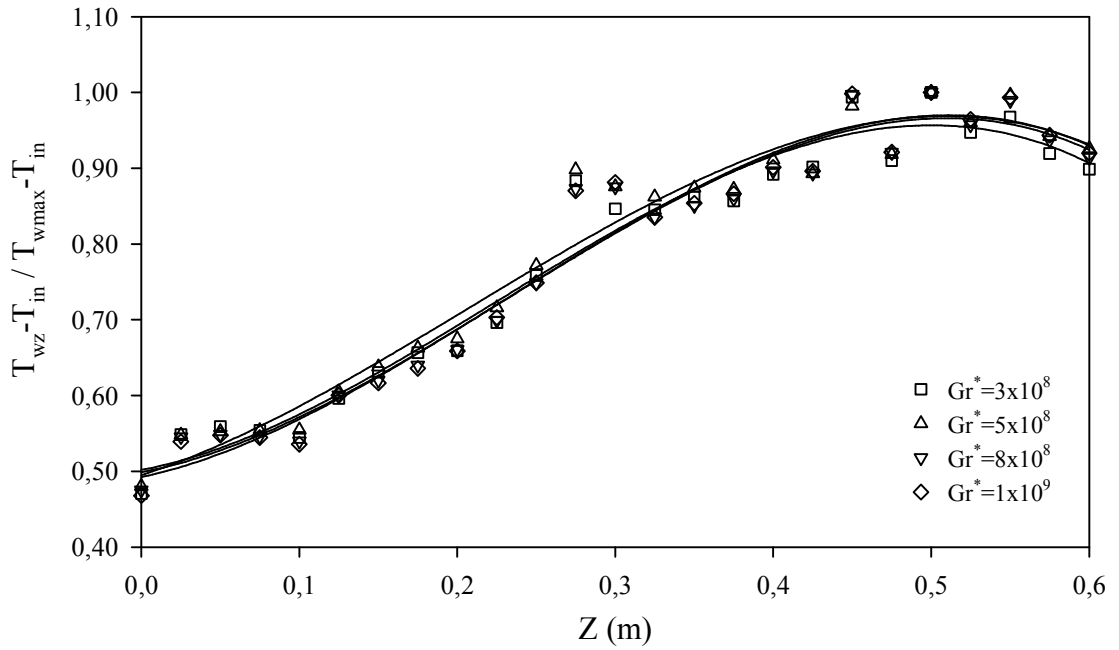
Şekil 6.72. $Re = 2300$, $H_f = 50$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S = 8$ mm'de ana akım yönünde yerel Nusselt sayısının değişimi



Şekil 6.73. $Re = 2300$, $H_f = 50$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S = 8$ mm'de ana akım yönünde boyutsuz alt duvar sıcaklığının değişimi

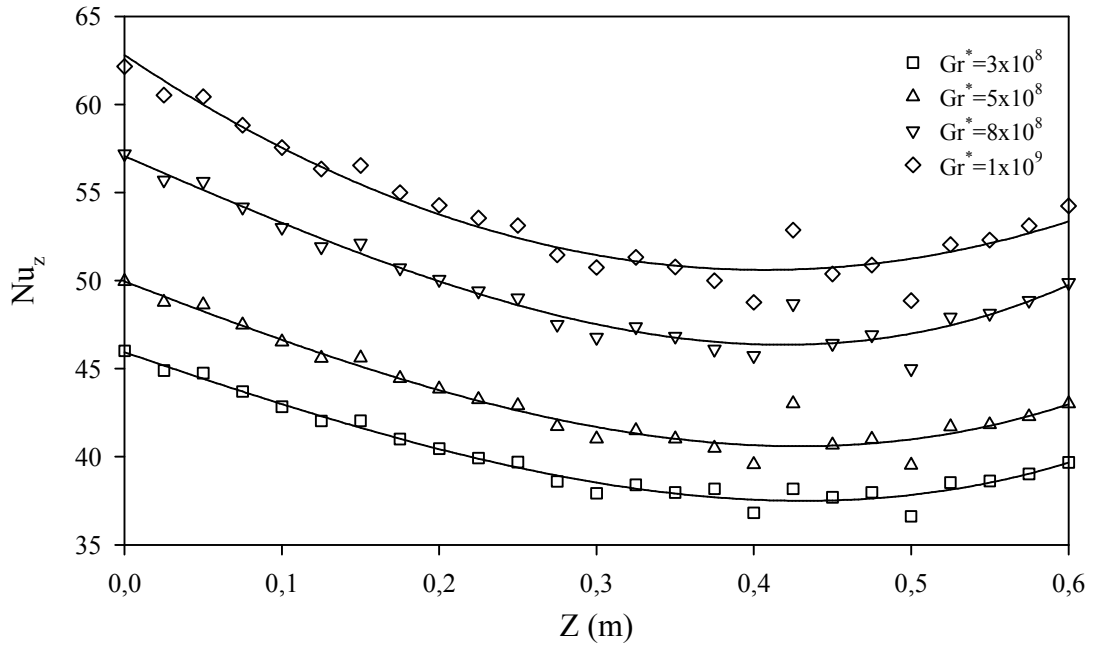


Şekil 6.74. $Re=2300$, $H_f=80$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm'de ana akım yönünde yerel Nusselt sayısının değişimi

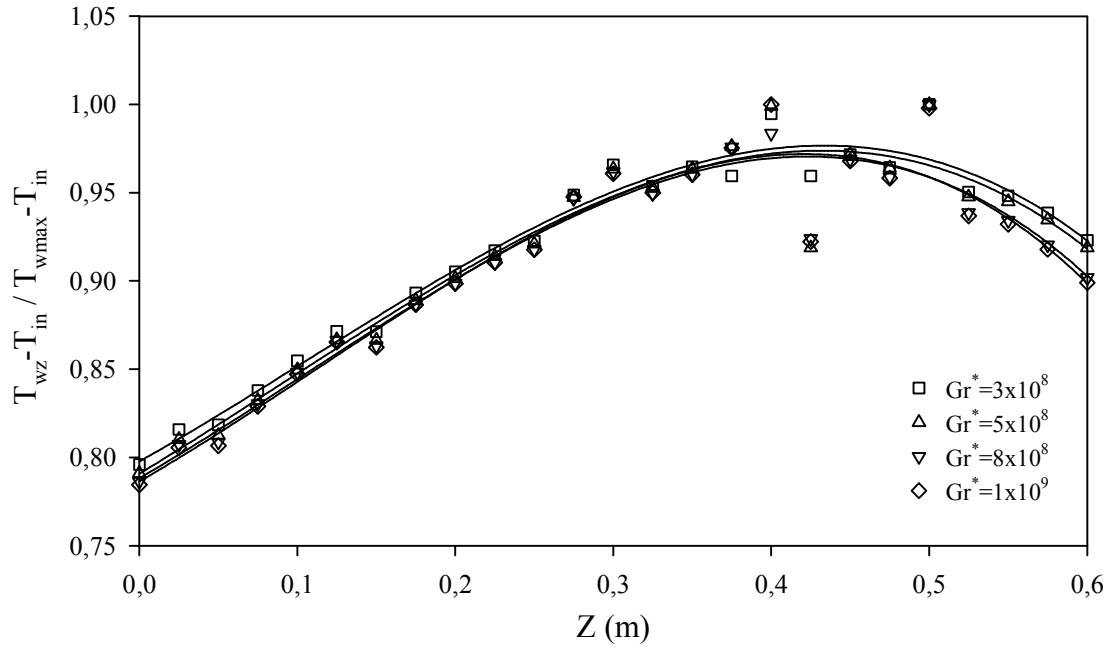


Şekil 6.75. $Re=2300$, $H_f=80$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm'de ana akım yönünde boyutsuz alt duvar sıcaklığının değişimi

Şekil 6.76 ve Şekil 6.77’de kanatçık yüksekliği $H_f=50$ mm, kanatçıklar arası mesafe $S=12$ mm ve Reynolds sayısının $Re=250$ olduğu durumda, dört farklı uyarlanmış Grashof sayısında an akım yönünde yerel Nusselt sayısı dağılımı ve bakır plaka üzerinde boyutsuz sıcaklık dağılımı verilmiştir. Yerel Nusselt sayısının dağılımına baktığımızda, plakanın başlangıcında zorlanmış taşınım etkilidir. Bakır plaka sıcaklığının artışı sonucunda her bir uyarlanmış Grashof sayısı için yerel Nusselt sayısında kararlı bir azalma görülmektedir. Yerel Nusselt sayısındaki bu azalma, bakır plakanın yaklaşık $z=0,4$ m’sine kadar devam etmektedir. Bu noktadan sonra doğal taşınım etkilerinin görülmeye başlamasıyla her bir uyarlanmış Grashof için yerel Nusselt sayısında artış görülmektedir. Yüksek uyarlanmış Grashof sayılarında bu artış biraz daha fazla olmaktadır. Bu durum Şekil 6.77’de, akım yönünde bakır plaka üzerindeki boyutsuz sıcaklık dağılımında da görülebilmektedir

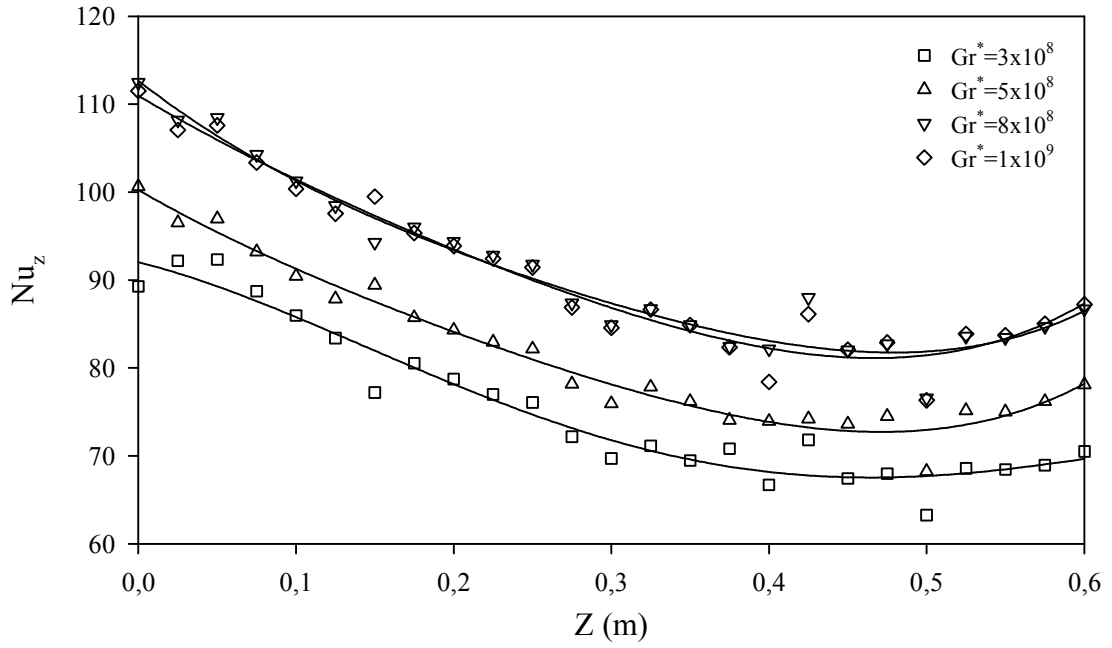


Şekil 6.76. $Re=250$, $H_f=50$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=12$ mm'de ana akım yönünde yerel Nusselt sayısının değişimi

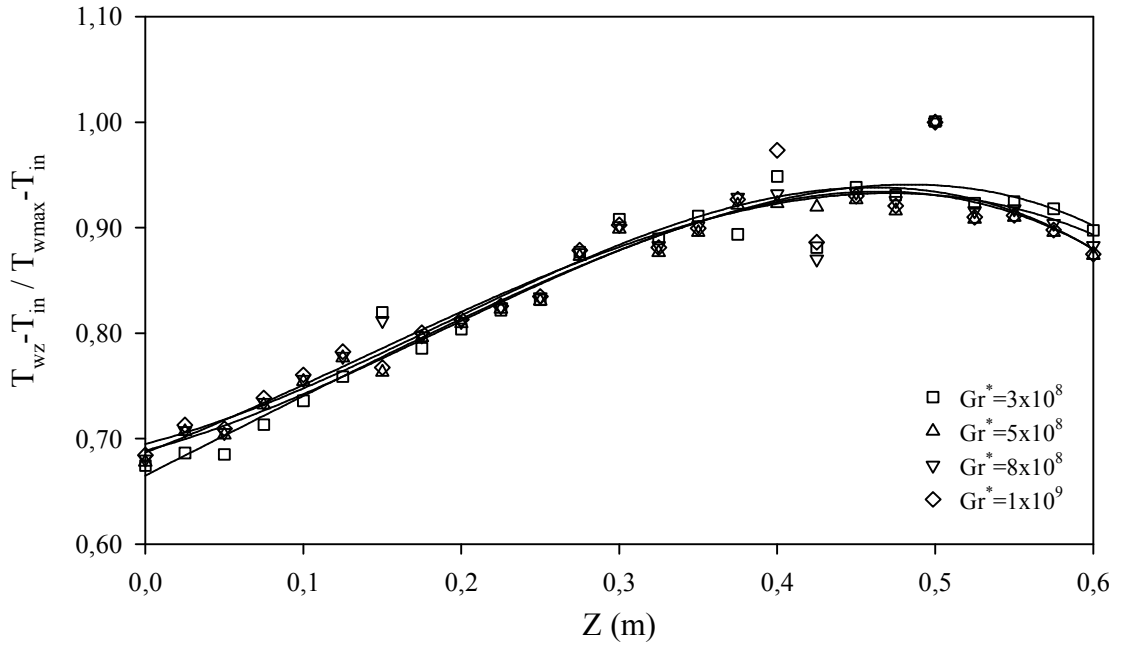


Şekil 6.77. $Re=250$, $H_f=50$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=12$ mm'de ana akım yönünde boyutsuz alt duvar sıcaklığının değişimi

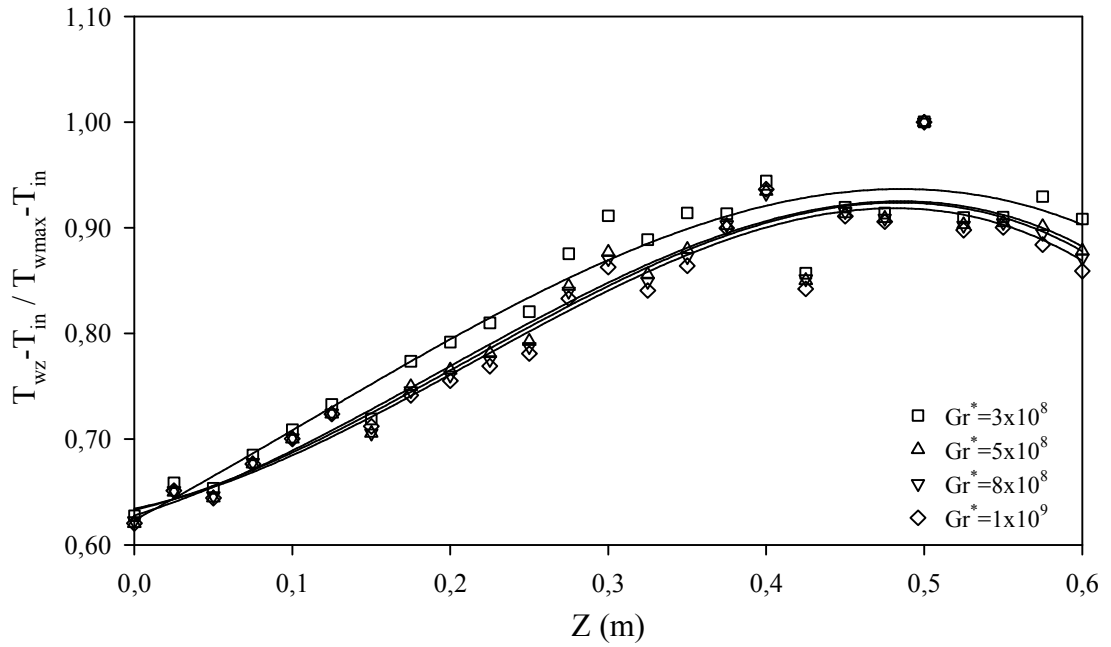
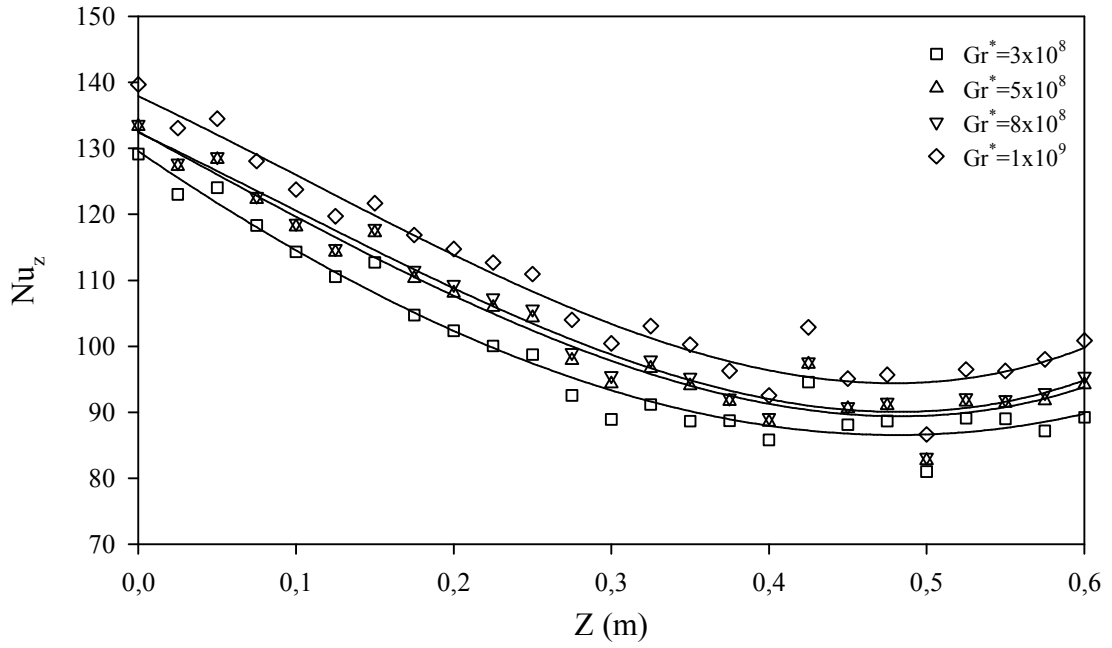
Şekil 6.78 ve Şekil 6.79'da kanatçık yüksekliği $H_f=50$ mm, kanatçıklar arası mesafe $S=12$ mm ve Reynolds sayısının $Re=1500$ olduğu durumda, dört farklı uyarlanmış Grashof sayısında akım yönünde yerel Nusselt sayısı dağılımı ve bakır plaka üzerinde boyutsuz sıcaklık dağılımı verilmiştir. Yerel Nusselt sayısının dağılımına baktığımızda, plakanın başlangıcında zorlanmış taşınımın etkili olduğu ve yerel Nusselt sayısındaki bu azalma, bakır plakanın yaklaşık $z=0,5$ m'sine kadar devam ettiği görülmektedir. Bu noktadan sonra doğal taşınım etkilerinin görülmeye başlamasıyla her bir uyarlanmış Grashof için yerel Nusselt sayısında artış görülmektedir. Büyük uyarlanmış Grashof sayılarında bu artış biraz daha fazla olmaktadır. Aynı kanatçıklar arası mesafede ve aynı kanatçık yüksekliğinde Reynolds sayısı $Re=2300$ için Şekil 6.80'de görüldüğü gibi zorlanmış taşınım etkilerini daha baskın olmasıyla yerel Nusselt sayısı, bakır plaka üzerinde yaklaşık olarak $z=0,5$ m'ye azaldığı ve bu noktadan sonra $Re=1500$ olduğu duruma göre yerel Nusselt sayısında artış küçük olmuştur.

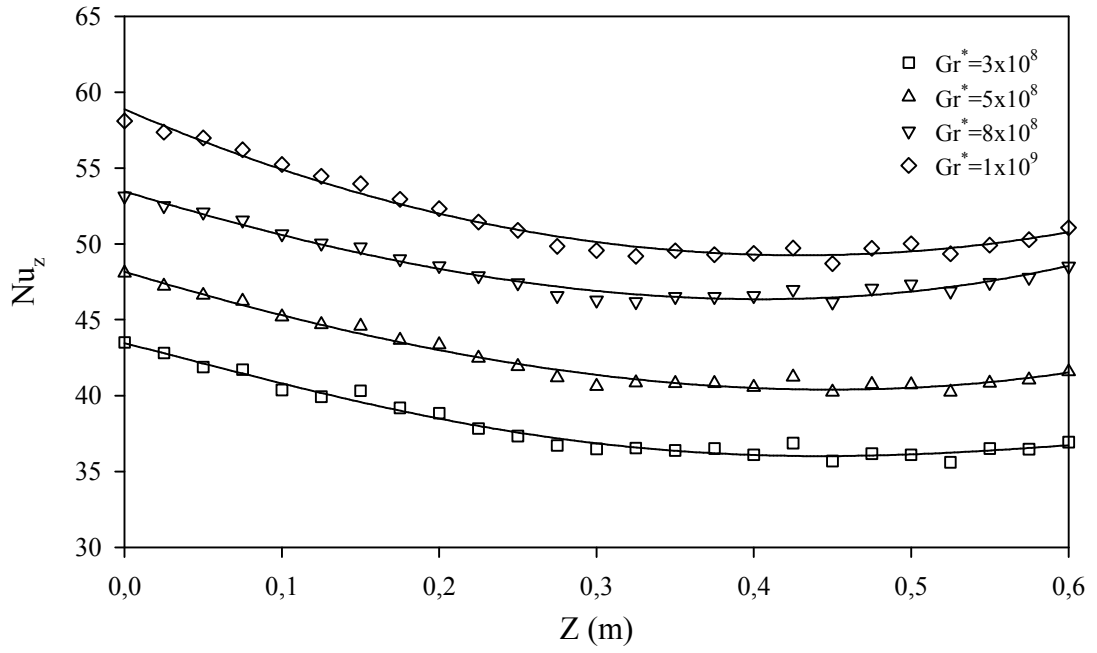


Şekil 6.78. $Re=1500$, $H_f=50$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=12$ mm'de ana akım yönünde yerel Nusselt sayısının değişimi

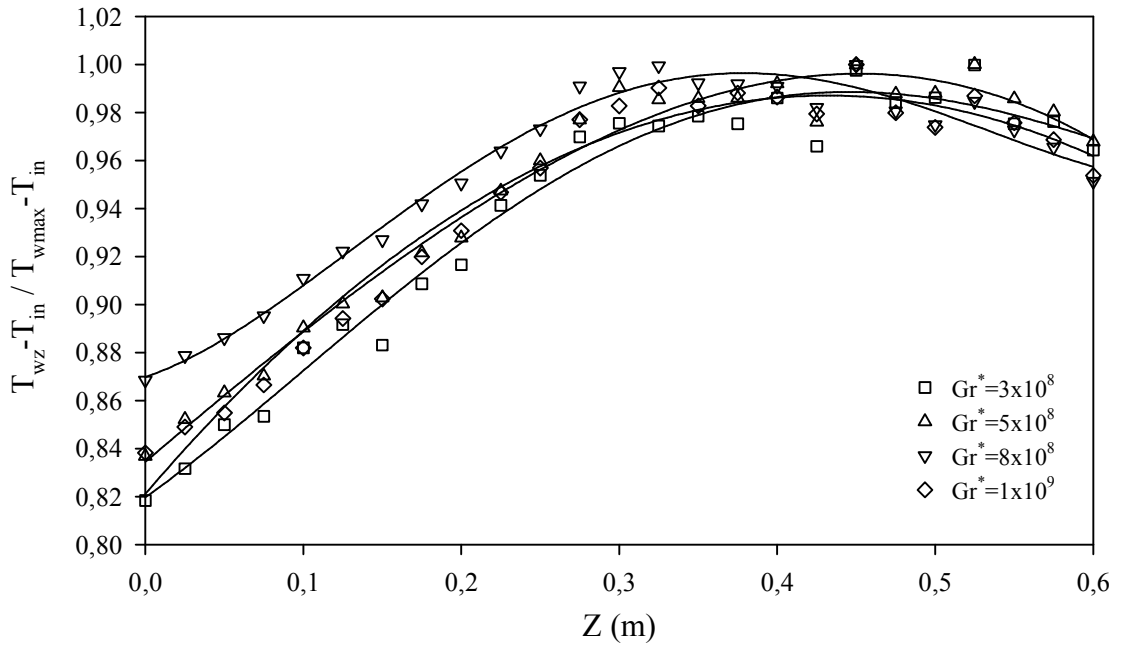


Şekil 6.79. $Re=1500$, $H_f=50$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=12$ mm'de ana akım yönünde boyutsuz alt duvar sıcaklığının değişimi

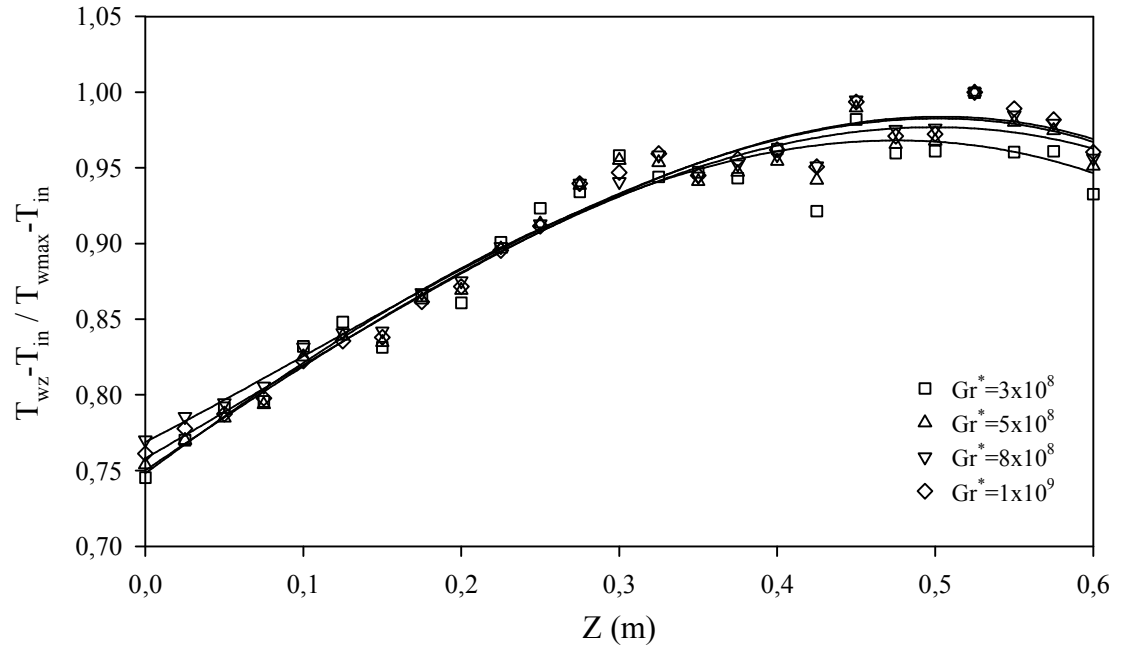
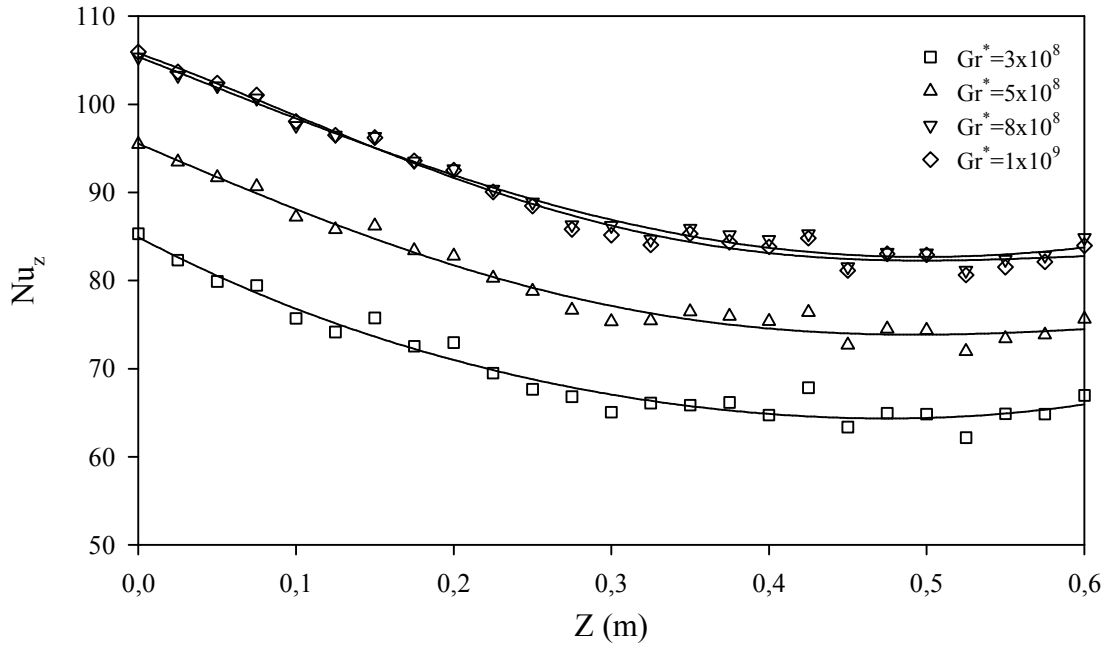


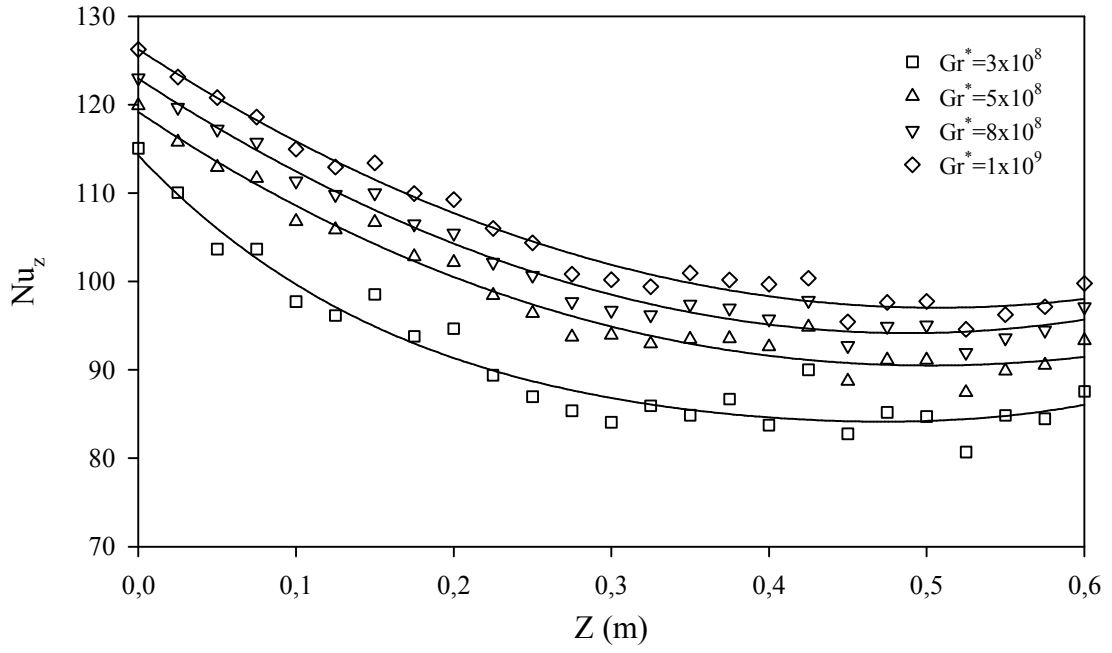


Şekil 6.82. $Re=250$, $H_f=50$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=18$ mm'de ana akım yönünde yerel Nusselt sayısının değişimi

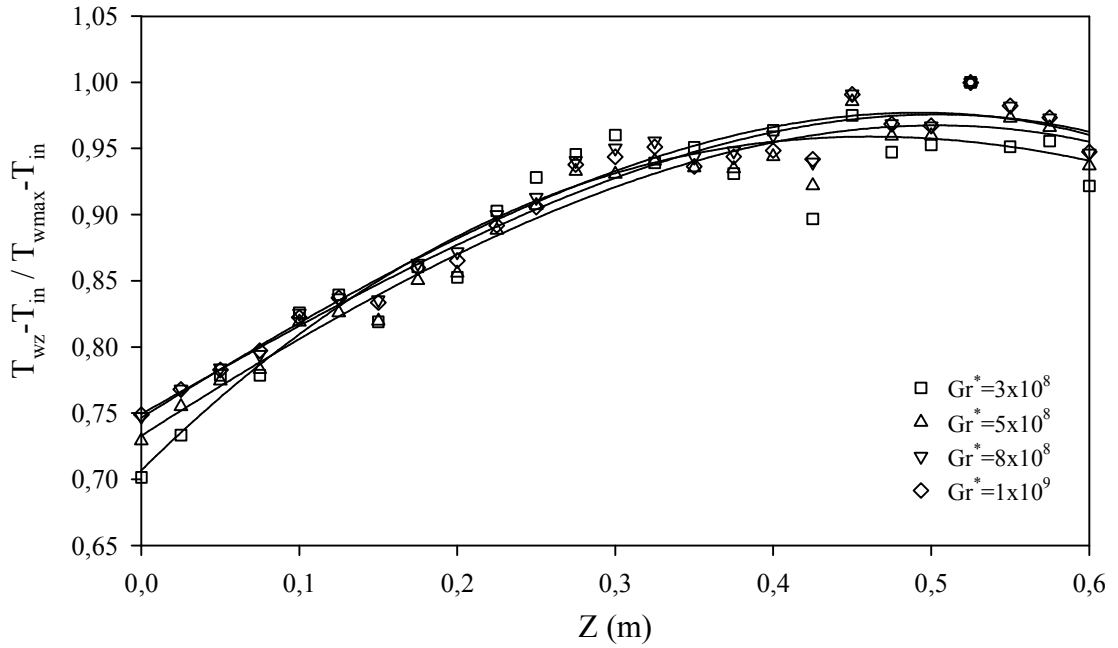


Şekil 6.83. $Re=250$, $H_f=50$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=18$ mm'de ana akım yönünde boyutsuz alt duvar sıcaklığının değişimi





Şekil 6.86. $Re=2300$, $H_f=50$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=18$ mm'de ana akım yönünde yerel Nusselt sayısının değişimi



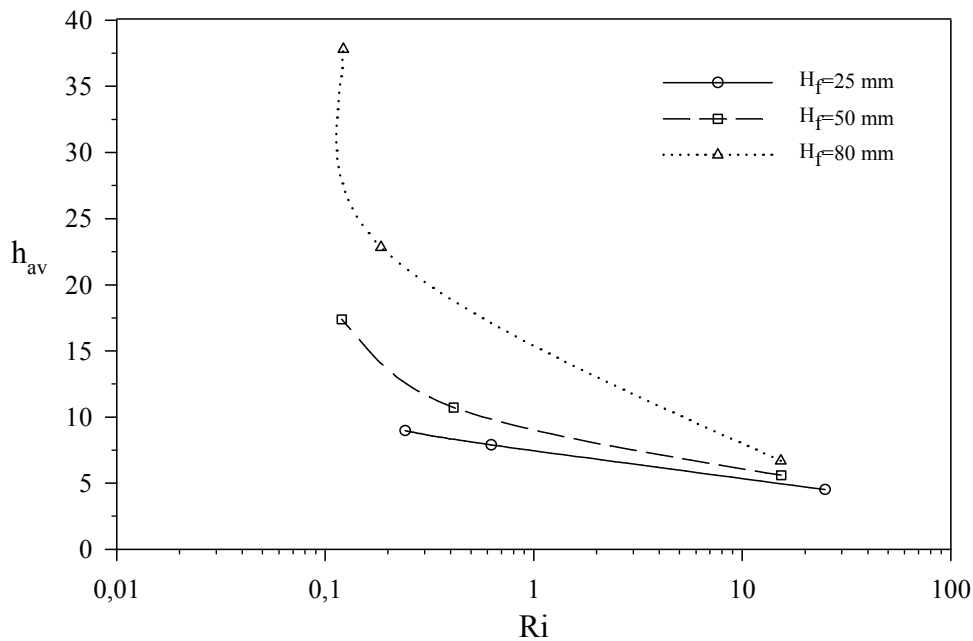
Şekil 6.87. $Re=2300$, $H_f=50$ mm ve kanatçıklar arası mesafe $S=18$ mm'de ana akım yönünde boyutsuz alt duvar sıcaklığının değişimi

Şekil 6.82-Şekil 6.87'de kanatçık yüksekliği $H_f=50$ mm, kanatçıklar arası mesafe $S=18$ mm ve Reynolds sayısı $Re=250$, $Re=1500$ ve $Re=2300$ için bakır plaka

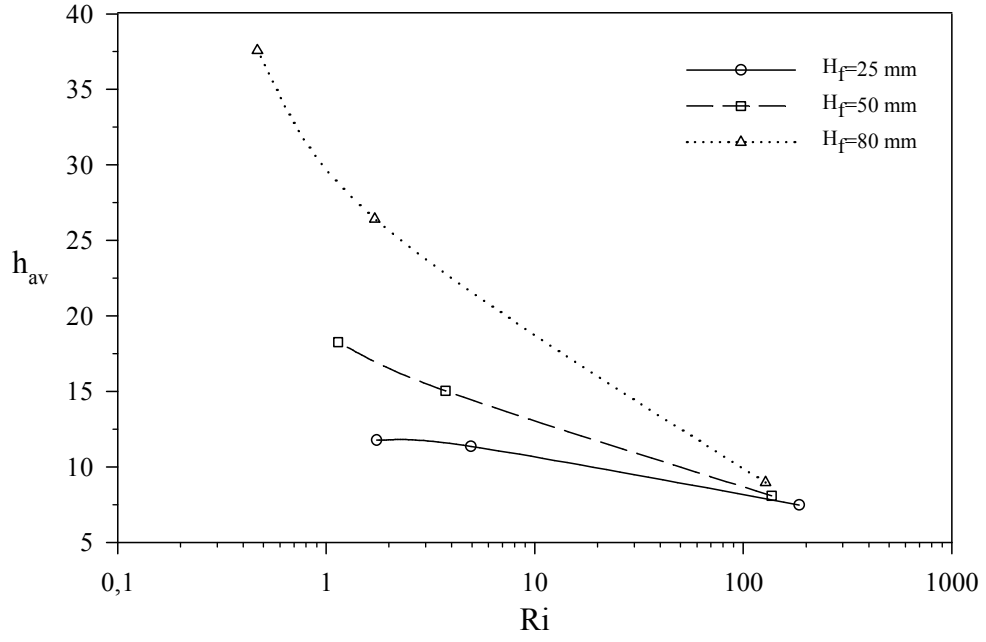
üzerinde yerel Nusselt sayısı ve boyutsuz sıcaklık dağılımları verilmiştir. Kanatçıklar arası mesafe $S=12$ mm için verilen grafiklerde ki benzer durumlar, kanatçıklar arası mesafe $S=18$ mm olduğu durumda da görülmektedir.

6.6. Richardson Sayısı ile Ortalama Isı Transfer Katsayısının Değişimi

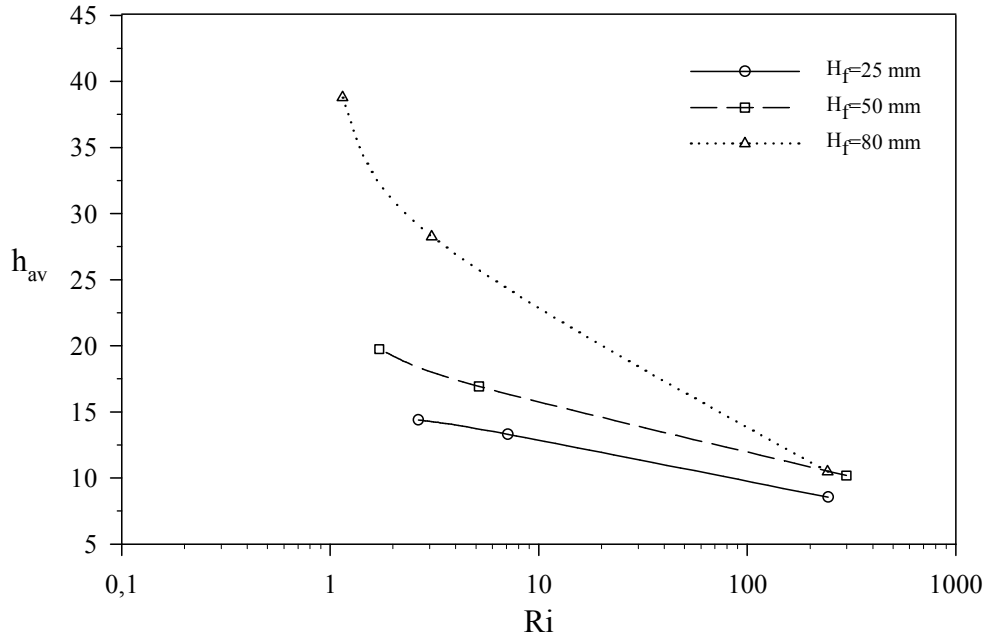
Şekil 6.88, Şekil 6.89 ve Şekil 6.90'da kanatçıklar arası mesafenin $S=8$ mm olduğu durumda, kanatçık yüksekliği $H_f=25$ mm, $H_f=50$ mm ve $H_f=80$ mm'de uyarlanmış Grashof sayıları $Gr^*=5 \times 10^7$, $Gr^*=5 \times 10^8$ ve $Gr^*=1 \times 10^9$ için sırasıyla ortalama ısı transfer katsayısının Richardson sayısı ile değişimi verilmiştir. Verilen bu şekillerde de görüldüğü gibi, kanatçık yüksekliğinin artması ve Richardson sayısının azalmasıyla ısı transfer katsayısı artmaktadır. Kanatçık yüksekliğinin artması, ısı transfer yüzey alanının artmasına ve bunun sonucunda ise kanatçık ve bakır plaka yüzeyleri ile akışkan sıcaklığı arasındaki fark azalmaktadır. Bu sebeple ısı transferinde zorlanmış taşınım etkileri, doğal taşınım etkilerine göre daha baskın bir duruma gelir ve ısı transfer miktarı artar. Kanatçık yüksekliğinin ısı transferindeki bu etkisi aşağıda verilen grafiklerde açıkça görülmektedir.



Şekil 6.88. $S=8$ mm ve $Gr^*=5 \times 10^7$ için farklı kanatçık yüksekliklerinde ortalama ısı transfer katsayısının Richardson sayısı ile değişimi



Şekil 6.89. $S=8$ mm ve $Gr^*=5 \times 10^8$ için farklı kanatçık yüksekliklerinde ortalama ısı transfer katsayısının Richardson sayısı ile değişimi

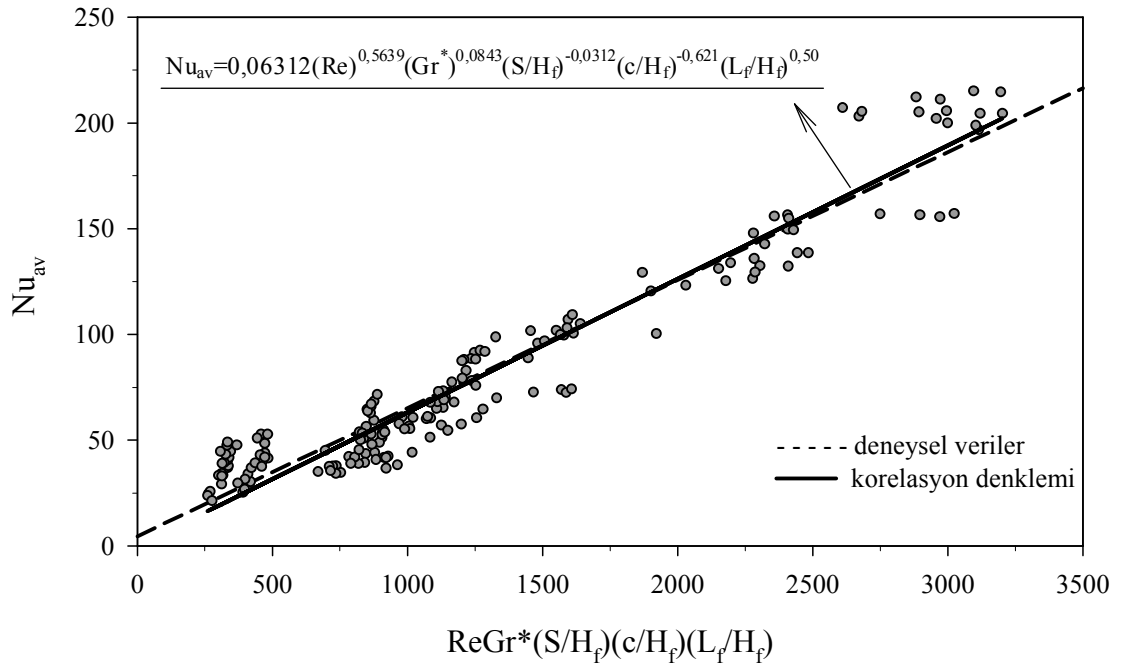


Şekil 6.90. $S=8$ mm ve $Gr^*=1 \times 10^9$ için farklı kanatçık yüksekliklerinde ortalama ısı transfer katsayısının Richardson sayısı ile değişimi

6.7. Ortalama Nusselt Sayısı Korelasyonu

Laminar karışık taşınım şartlarında akıma paralel kanatçıklar yerleştirilmiş kapalı kanallarda ısı transferinin sabit ısı akısı durumu için deneysel incelenmesi sonucunda, kanatçıklar arası mesafenin S , kanatçık yüksekliğinin H_f , kanatçık uzunluğunun L_f , boşluk parametresinin $C=c/H_f$, Reynolds sayısının Re ve uyarlanmış Grashof sayısının Gr^* taşınım ile ısı transferine etkilerinin olduğu tespit edilmiştir. Bu geometrik parametreler ve boyutsuz sayılar kullanılarak yapılan deneyler sonucunda elde edilen veriler ile ortalama Nusselt sayısı için bir korelasyon denklemi oluşturulmuştur. Ortalama Nusselt sayısı Nu_{av} için korelasyon denklemi Eş 6.1'de verilmiştir. Elde edilen bu denklem aşağıda verilen aralıklarda geçerlidir.

$$Nu_{av} = 0,6312(Re)^{0,5639}(Gr^*)^{0,0843}\left(\frac{S}{H_f}\right)^{-0,0312}\left(\frac{c}{H_f}\right)^{-0,621}\left(\frac{L_f}{H_f}\right)^{0,5} \quad (6.1)$$



Şekil 6.91. Korelasyon denkleminin ve deneysel sonuçlardan elde edilen ortalama Nusselt sayısı

Reynold sayısı $250 \leq Re \leq 2300$, uyarlanmış Grashof sayısı $5 \times 10^7 \leq Gr^* \leq 1 \times 10^9$, kanatçıklar arası mesafenin kanatçık yüksekliğine oranı $0,05 \leq S/H_f \leq 0,72$, boşluk parametresi $0,25 \leq c/H_f \leq 3$ ve kanatçık uzunluğunun kanatçık yüksekliğine oranı $7,5 \leq L_f/H_f \leq 24$ için geçerlidir. Bu çalışmada, kanatçık uzunluğu $L_f=600$ mm ve kanal yüksekliği $H=100$ mm olarak sabit tutulmuştur. Yapılan hesaplamalar sonucunda, deneysel sonuçlardan elde edilen ortalama Nusselt sayısı değerleri ile korelasyon denkleminde elde edilen ortalama Nusselt sayısı değerleri arasındaki ortalama hata, $\pm 18\%$ olarak belirlenmiştir. Laminar karışık taşınım şartlarında akıma paralel kanatçıklar yerleştirilmiş kapalı kanallarda ortalama Nusselts sayısını etkileyen en önemli parametrenin Reynolds sayısı olduğu, daha sonra L_f/H_f , c/H_f , S/H_f ve Gr^* parametrelerinin olduğu Eş 6.1’de verilen korelasyon denkleminde görülmektedir. Korelasyon denkleminde, regresyon katsayısı $R^2=0,92$ elde edilmiştir. Şekil 6.91’de yapılan bütün deneyler ve korelasyon denkleminde elde edilen ortalama Nusselt sayısı değerleri verilmiştir.

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, laminar karışık taşınım şartlarında akıma paralel kanatçıklar yerleştirilmiş kapalı kanallarda ısı transferi üniform sabit ısı akısı durumunda sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Yapılan bu çalışmada, kanatçıklar arası mesafenin S , kanatçık yüksekliğinin H_f , kanatçık uzunluğunun L_f , boşluk parametresinin c , Reynolds sayısının Re ve uyarlanmış Grashof sayısının Gr^* ısı transferine etkileri sayısal ve deneysel olarak araştırılmıştır. Bu parametrelerin ısı transferine olan etkileri ayrı ayrı incelenerek grafikler çizilmiştir. Ayrıca bu parametrelerin ısı transferine etkilerinin daha iyi anlaşılabilmesi için kanatçık ve kanal içerisinde vektörel hız dağılımları ve sıcaklık konturları sayısal olarak elde edilmiştir.

Kanatçıklar arasındaki mesafenin ısı transferine olan etkisini araştırmak amacıyla deneyler dört farklı kanatçıklar arası mesafe ($S=4-8-12-18$ mm) için yapılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, kanatçık dizileri kullanarak taşınım ile maksimum ısı transferi elde edebilmek için kanatçıklar arası mesafenin optimum bir değerde olması tespit edilmiştir. Ortalama ısı transfer katsayısı, kanatçıklar arası mesafenin artmasıyla artmakta, maksimum bir noktaya ulaştıktan sonra kanatçıklar arası mesafenin artmasıyla birlikte azalmaktadır. Isı transferi katsayısının maksimuma ulaştığı kanatçık aralığı, optimum kanatçık aralığı olarak tanımlanır. Bu çalışma sonunda optimum kanatçık aralığı $S_{opt}=8-12$ mm arasında elde edilmiştir. Isı transferinde doğal taşınım etkilerinin artmasıyla kanatçık yüksekliğinin küçük olduğu durumlarda optimum kanatçık aralığının arttığı belirlenmiştir. Ayrıca ısı transferinde doğal taşınım etkilerinin zorlanmış taşınım etkilerine göre baskın hale geldiği durumlarda kanatçık yüksekliğinin azalmasıyla optimum kanatçık aralığının arttığı da belirlenmiştir. Sonuç olarak optimum kanatçık aralığının S_{opt} , kanatçık yüksekliğine ve ısı transfer rejimine bağlı olduğu tespit edilmiştir.

Kanatçık yüksekliğinin, ısı transferine olan etkisini belirlemek için üç farklı kanatçık kullanılmıştır. Sayısal çalışmada, kanal içerisindeki vektörel hız dağılımlarının incelenmesi sonucunda, kanatçık yüksekliğinin artmasıyla kanatçıklar arasındaki akışkanın akış hızı mertebelerinin arttığı belirlenmiştir. Isı transferinde doğal taşınım

etkilerinin baskın olduğu durumda, kanatçık yüksekliğinin arttırılması ile ısı transferinin artmasına yardımcı olan kaldırma kuvveti etkili ikincil akışların güçlendiği yine sayısal çalışma sonucunda belirlenmiştir. Kanatçık yüksekliğinin artması ile ısı transfer yüzey alanı artmakta ve bunun sonucunda kanatçık ve bakır plaka yüzeyleri ile akışkan sıcaklığı arasındaki fark azalmaktadır. Reynolds sayısı $Re=2300$ değerinde, kanatçık yüksekliğinin küçük olduğu durumlarda, ısı transferinde doğal taşınım etkileri görülmüş, fakat kanatçık yüksekliğinin büyük olduğu durumda ise ısı transferinde zorlanmış taşınım etkilerinin daha baskın olduğu belirlenmiştir. Deneysel sonuçlar bölümünde, Richardson sayısının ortalama ısı transfer katsayısı ile değişimi için verilen grafiklerde kanatçık yüksekliğinin bu etkisi açıkça görülmektedir. Yapılan deneysel ve sayısal çalışma sonunda, her bir kanatçıklar arası mesafe için, kanatçık yüksekliğinin artmasıyla ısı transferinin arttığı tespit edilmiştir.

Reynolds sayısının artması, her bir kanatçıklar arası mesafe ve her bir kanatçık yüksekliğinde ısı transferini arttırdığı, yapılan sayısal ve deneysel çalışma sonucunda görülmüştür.

İleride yapılacak olan çalışmalara ve uygulamada tasarımcılara yardımcı olması amacıyla, yapılan deneysel çalışma sonuçlarına göre ortalama Nusselt sayısı için aşağıda verilen korelasyon denklemi çıkarılmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda ortalama hata, $\pm 18\%$ olarak belirlenmiştir.

$$Nu_{av} = 0,6312(Re)^{0,5639}(Gr^*)^{0,0843}\left(\frac{S}{H_f}\right)^{-0,0312}\left(\frac{c}{H_f}\right)^{-0,621}\left(\frac{L_f}{H_f}\right)^{0,5}$$

Problemi tanımlayan, kütlenin, momentumun ve enerjinin korunumunu temsil eden denklemlerle birlikte bakır plaka ve kanatçık içerisinde ısı iletim denkleminde uygun sınır şartları kullanılarak Fluent paket programında çözülmüştür. Sayısal çalışmada, yapılan bütün deneylere karşılık gelen durumların her biri sayısal olarak ta çözülmüştür. Isı transferine etkisini araştırdığımız parametrelerin, ısı transferine olan

etkisinin daha iyi anlaşılabilmesi amacıyla, yapılan sayısal çalışma sonucunda kanal içerisinde vektörel hız dağılımları ve sıcaklık konturları sunulmuştur. Yapmış olduğumuz sayısal çalışma sonucunda, ısı transferinde doğal taşınım etkilerinin zorlanmış taşınım etkilerine göre baskın olduğu durumlarda bakır plaka ve kanatçık yüzey sıcaklıkları arasındaki farkın yok denebilecek kadar küçük olduğu belirlenmiştir. Literatürde doğal taşınım ile kanatçıklı yüzeylerden ısı transferi problemlerinde, genellikle taban ve kanatçık yüzey sıcaklığının eşit olduğu kabul edilmektedir. Yapmış olduğumuz bu çalışma ile literatürde yapılan bu kabulün doğruluğunun çalışmış olduğumuz kanatçık yüksekliklerinde geçerli olacağı görülmüştür. Ayrıca yapılan bu sayısal çalışma sonucunda kanatçık veriminin, kanatçıklar arası mesafenin ve kanatçık yüksekliğinin artması ile azaldığı belirlenmiştir.

Bu çalışmanın devamı olarak, kanatçık kalınlığının ve uzunluğunun ısı transferine etkileri, sayısal ve deneysel olarak araştırılabilir. Laminar akış şartları yerine türbülanslı akış şartlarında da aynı çalışma yapılabilir.

KAYNAKLAR

1. Maughan, J. R., Incropera, F. P., "Mixed Convection Heat Transfer With Longitudinal Fins in a Horizontal Parallel Plate Channel: Part I – Numerical Results", *Journal of Heat Transfer*, 112: 612-618 (1990).
2. Maughan, J. R., Incropera, F. P., "Mixed Convection Heat Transfer With Longitudinal Fins in a Horizontal Parallel Plate Channel: Part II – Experimental Results", *Journal of Heat Transfer*, 112: 619-624 (1990).
3. Acharya, S., Patankar, S. V., "Laminar Mixed Convection in a Shrouded Fin Array", *Journal of Heat Transfer*, 103: 559-565 (1981).
4. Baskaya, S., Sivrioğlu, M., Özek M., "Parametric Study of Natural Convection Heat Transfer From Horizontal Rectangular Fin Array", *Int. J. Therm. Sci.*, 39: 797-805 (2000).
5. Maughan, J. R., Incropera, F. P., "Experiments on Mixed Convection Heat Transfer For Airflow in a Horizontal and Inclined Channel", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 30: 1307-1318 (1987).
6. Habib, M.A., Mobarak, A.M., Attia, A.M., Aly, A.Z., "Enhanced Heat Transfer in Channels With Staggered Fins of Different Spacings", *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 14 (2): 185-190 (1993).
7. Maughan, J. R., Incropera, F. P., "Regions of Heat Transfer Enhancement For Laminar Mixed Convection in a Parallel Plate Channel", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 33: 555-570 (1990).
8. Özsunar A., Baskaya, S., Sivrioğlu M., "Numerical Analysis of Grashof Number, Reynolds Number and Inclination Effects on Mixed Convection Heat Transfer In Rectangular Channels", *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 28 (7): 985-994 (2001).
9. Weeb, B.W., Ramadhyani, S., "Conjugate Heat Transfer In a Channel With Staggered Ribs", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 28 (9): 1679-1687 (1985).
10. Mahaney, H.V., Ramadhyani, S., Incropera, F.P., "Numerical Simulation of Three-Dimensional Mixed Convection Heat Transfer From a Finned Array of Discrete Sources", *Numerical Heat Transfer , Part A*, 19: 125-149 (1991).
11. Kelkar, K.M., Patankar, S.V., "Numerical Prediction of Flow and Heat Transfer in a Parallel Plate Channel With Staggered Fins", *Journal of Heat Transfer*, 109: 25-30 (1987).

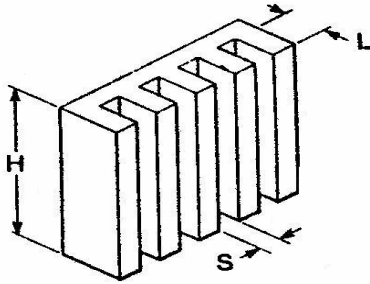
12. Maughan, J.R., Incropera, F.P., "Fully Developed Mixed Convection in a Horizontal Channel Heated Uniformly from Above and Below", *Numerical Heat, part A*, 417-430 (1990).
13. Mahaney, H.V., Incropera, F.P., and Ramdhyani, S., "Development of Laminar Mixed Convection Flow in a Horizontal Rectangular Duct With Uniform Bottom Heating", *Numerical Heat Transfer*, 12:137-155 (1987).
14. Incropera, F.P., Knox, A.L. and Maughan, J.R., "Mixed-Convection Flow and Heat Transfer in the Entry Region of a Horizontal Rectangular Duct", *Journal of Heat Transfer*, 109: 434-439 (1987).
15. Ostrach, S., Kamotani, Y., "Heat Transfer Augmentation in Laminar Fully Developed Channel Flow by Means of Heating From Below", *Journal Heat Transfer*, 97: 220-225 (1975).
16. Habchi, S. And Acharya, S., "Laminar Mixed Convection in a Partially Blocked, Vertically Channel", *Int.Journal Heat Mass Transfer*, 29(11):1711-1722 (1986).
17. Rustum, I.M., Soliman H.M., "Experimental Investigation of Laminar Mixed Convection in a Tubes With Longitudinal Internal Fins", *Journal of Heat Transfer*, 110: 366-372 (1988).
18. Kennedy, K.J. and Zebib A., "Combined Free and Forced Convection Between Horizontal Parallel Planes: Some Case Studies", *Int. Journal Heat Mass Transfer*, 26 (3): 471-474 (1983).
19. Sparrow E.M., Acharya S., "A Natural Convection Fin With a Solution-Determined Nonmonotonically Varying Heat Transfer Coefficient", *Journal Heat Transfer*, 103: 218-225 (1981).
20. Sunden B., "Conjugate Mixed Convection Heat Transfer From A Vertical Rectangular Fin", *Int.Comm. Heat Mass Transfer*, 10: 267-276 (1983).
21. Sparrow E.M., Hsu C.F., "Analytically Determined Fin-Tip Heat Transfer Coefficients", *Journal Heat Transfer*, 103: 18-25 (1981).
22. Weeb, B.W., Ramadhyani, S., "Conjugate Heat Transfer In a Channel With Staggered Ribs", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 28 (9) : 1679-1687 (1985).
23. Sunden B., "The Effect of Prandtl Number On Conjugate Heat Transfer From A Rectangular Fin", *Int.Comm. Heat Mass Transfer*, 12: 225-232 (1985).
24. Choi C.Y., Kim S.J., "Conjugate Mixed Convection in a Channel: Modified Five Percent Deviation Rule", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 39 (6): 1223-1234 (1996).

25. Gordon N. Ellison, "Generalized Computations of the Gray Body Shape Factor for Thermal Radiation from a Rectangular U-Channel", *IEEE Transactions on Components, Hybrids and Manufacturing Technology*, CHMT-2 (4): 517-522 (1979).
26. S.Naik, S.D.Probert and C.I.Wood, "Natural-Convection Characteristics of a Horizontally-Based Vertical Rectangular Fin-Array in the Presence of a shroud", *Applied Energy*, 28: 295-319 (1987).
27. M.Mobedi, H.Yüncü, "A three dimensional numerical study on natural convection heat transfer from short horizontal rectangular fin array", *Heat and Mass Transfer*, 39:267-275 (2003).
28. A.Güvenç, H.Yüncü, "An experimental investigation on performance of fins on a horizontal base in free convection heat transfer", *Heat and Mass Transfer*, 37:409-416 (2001).
29. C.W.Leung, S.D.Probert, "Heat-Exchanger Design:Optimal Length of an Array of Uniformly-Spaced Vertical Rectangular Fins Protruding Upwards from a Horizontal Base", *Applied Energy*, 30: 29-35 (1988).
30. Saad A. El-Sayed, Shamloul M. Mohammed, Ahmed M. Abdel-latif, Abdel-hamid E.Abouda, "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 (2002).
31. H.Yüncü, G.Anbar, "An experimental investigation on performance of fins on a horizontal base in free convection heat transfer", *Heat and Mass Transfer*, 33:507-514 (1998).
32. Yunus A.Çengel, Heat Transfer A Practical Approach, *McGraw-Hill*, New York 945-969 (1997).
33. J.P.Holman, Experimental Methods for Engineers Fifth Edition, *McGraw-Hill*, Singapore, 37-83 (1989).
34. Doğan M., Arşivinden alınmıştır (2007).

EKLER

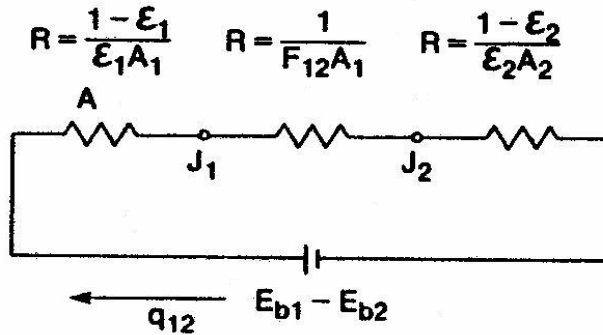
EK-1. Şekil faktörü F'in bulunması

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



Şekil 1.1. Dikdörtgensel kanatçıklar

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



Şekil 1.2. Gri iki yüzey arasındaki eşdeğer ısı direnç devresi

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

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

veya

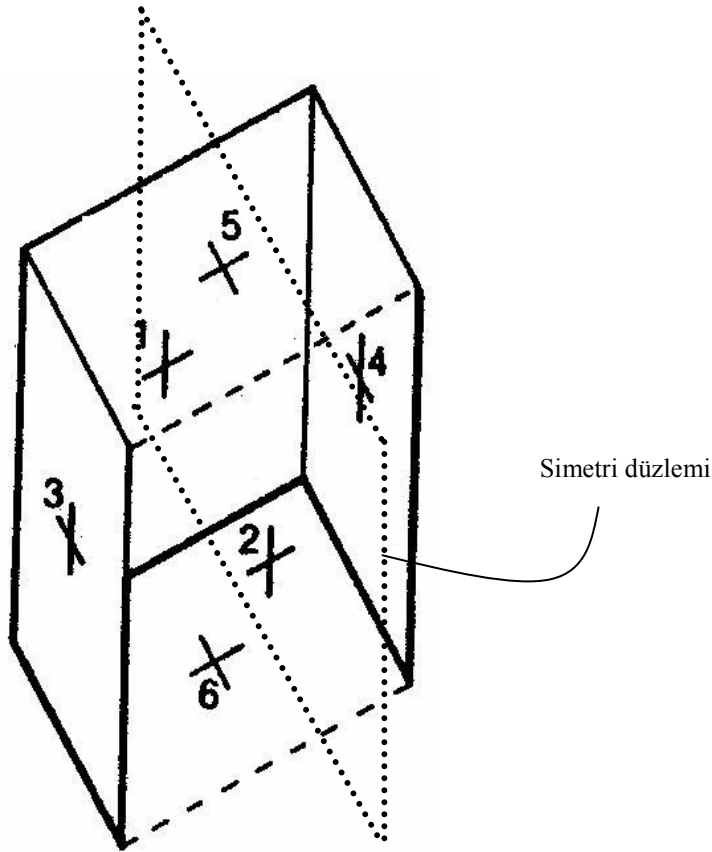
EK-1. (Devam) Şekil faktörü F 'in bulunması

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

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

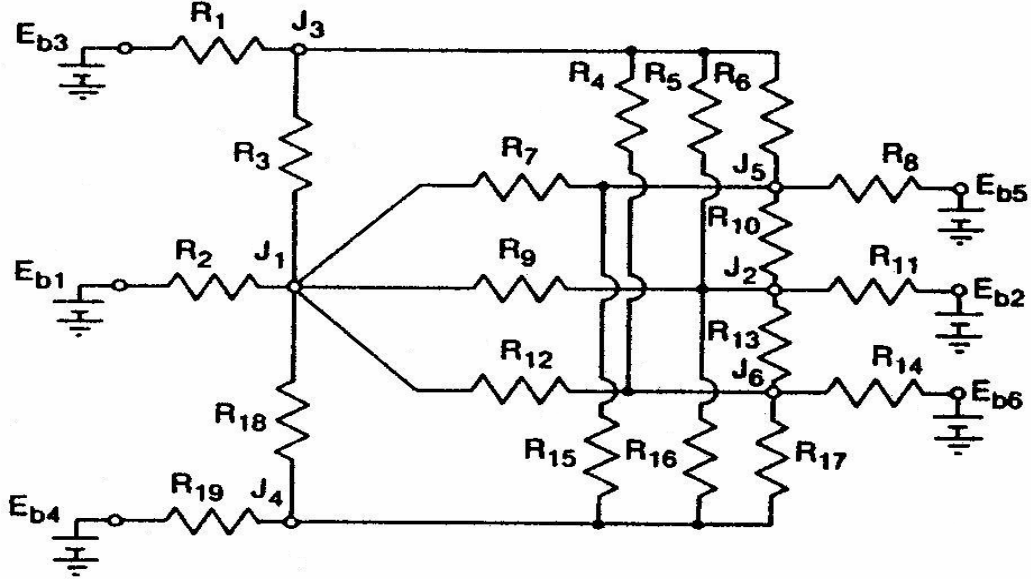
F gri cisim yüzey faktörü

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



Şekil 1.3. Kanatçık ve taban yüzeyi

EK-1. (Devam) Şekil faktörü F'in bulunması



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

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

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

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

Çevrenin yani havanın yayıcılık oranı 1 olduğu için

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

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

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

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

EK-1. (Devam) Şekil faktörü F'in bulunması

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Reciprocity kuralına göre,

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

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

EK-1. (Devam) Şekil faktörü F'in bulunması

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

Reciprocity kuralına göre,

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

dolayısıyla,

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

$$R_4=R_6=R_{15}=R_{17}=1/A_3 F_{3-5}=1/A_3 F_{3-6}=1/A_4 F_{4-5}=1/A_4 F_{4-6}$$

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

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

Reciprocity kuralına göre,

$$A_3 F_{3-1}=A_1 F_{1-3}$$

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

yazılabilir.

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

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

EK-1. (Devam) Şekil faktörü F'in bulunması

Reciprocity kuralına göre,

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

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

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

dolayısıyla,

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

Reciprocity teorem kullanılarak

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

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

yazılır.

Kanatçık yüzeyi ile bakır plaka yüzeyi eşit sıcaklıkta olduğundan

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

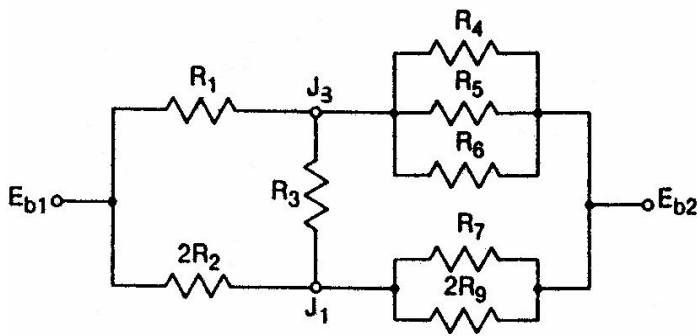
ve

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

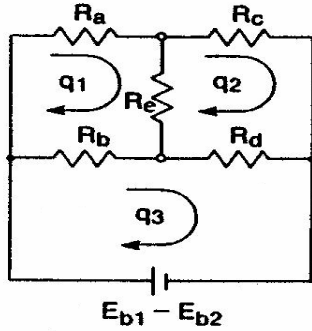
$$J_2=J_5=J_6$$

EK-1. (Devam) Şekil faktörü F'in bulunması

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



Şekil 1.5. Basitleştirilmiş eşdeğer ısıl devre



Şekil 1.6. En son eşdeğer ısıl direnç devresi

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

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

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

EK-1. (Devam) Şekil faktörü F'in bulunması

$$R_a = R_1$$

$$R_b = 2R_2$$

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

$$R_e = R_3$$

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

net ışıınım direncini, yukarıda verilen denklemlerden q_3 çözülerek bulunur.

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

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

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

$$R_a = (1 - \epsilon_f)/\epsilon_f A_3$$

$$R_b = 2(1 - \epsilon_w)/\epsilon_w A_1$$

$$R_c = 1/(A_1 F_{13} + 2A_3 F_{35})$$

$$R_d = 2/(A_1 F_{12} + 2A_1 F_{15})$$

$$R_e = 1/A_1 F_{13}$$

EK-2. Hata analizi

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

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

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

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} W_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} W_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} W_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.1)$$

şeklinde ifade edilir. Ek-2.1’de eşitlik kullanılarak deneylerde ölçülen büyüklüklerin hata oranları aşağıda verildiği gibi hesaplanmıştır.

Sıcaklık farkının hesaplanmasında yapılan hata oranı

$$\Delta T = T_1 - T_2 \quad (2.2)$$

$$\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} = \left[\left(\frac{W_{T_1}}{\Delta T} \right)^2 + \left(\frac{W_{T_2}}{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.3)$$

Yüzey alanının hesaplanmasında yapılan hata oranı,

$$A_b = wxL \quad (2.4)$$

$$\frac{W_{A_b}}{A_b} = \left[\left(\frac{W_w}{w} \right)^2 + \left(\frac{W_L}{L} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.5)$$

EK-2. (Devam) Hata analizi

Işınım ısı transfer yüzey alanının hesaplanmasında yapılan hata miktarı,

$$A_R = (n_f(2H_f L_f + 2H_f t_f + t_f L_f) + (n_f + 1)SL_f) \quad (2.6)$$

$$W_{A_R} = \left[\left(\frac{\partial A_R}{\partial H_f} W_{H_f} \right)^2 + \left(\frac{\partial A_R}{\partial L_f} W_{L_f} \right)^2 + \left(\frac{\partial A_R}{\partial t_f} W_{t_f} \right)^2 + \left(\frac{\partial A_R}{\partial S_f} W_{S_f} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.7)$$

Hidrolik çapın hesaplamasında yapılan hata miktarı,

$$D_h = \frac{4wH}{2(w + H)} \quad (2.8)$$

$$W_{D_h} = \left[\left(\frac{\partial D_h}{\partial w} W_w \right)^2 + \left(\frac{\partial D_h}{\partial H} W_H \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.9)$$

$$W_{D_h} = \left[\left(\frac{2(wH - H^2w + H^2)}{(w + H)^2} W_w \right)^2 + \left(\frac{2(wH - Hw^2 + w^2)}{(w + H)^2} W_H \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.10)$$

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

$$Q_{taşınım} = Q_{toplam} - Q_{iletim} - Q_{ışınım} \quad (2.11)$$

$$\frac{W_{Q_{taşınım}}}{Q_{taşınım}} = \left[\left(\frac{W_{Q_{toplam}}}{Q_{taşınım}} \right)^2 + \left(\frac{W_{Q_{iletim}}}{Q_{taşınım}} \right)^2 + \left(\frac{W_{Q_{ışınım}}}{Q_{taşınım}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.12)$$

EK-2. (Devam) Hata analizi

Kanala verilen toplam ısı akımının hesaplanmasında yapılan hata oranı

$$Q_{toplam} = VI \quad (2.13)$$

$$\frac{W_{Q_{toplam}}}{Q_{toplam}} = \left[\left(\frac{W_V}{V} \right)^2 + \left(\frac{W_I}{I} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.14)$$

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

$$Q_{iletim} = kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (2.15)$$

$$\frac{W_{Q_{iletim}}}{Q_{iletim}} = \left[\left(\frac{W_k}{k} \right)^2 + \left(\frac{W_A}{A} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta x}}{\Delta x} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.16)$$

Işınım ile olan kaybolan ısı akımının hesaplanmasındaki hata oranı,

$$Q_{ışınım} = \sigma \epsilon F A (T_w^4 - T_b^4) \quad (2.17)$$

$$\frac{W_{Q_{ışınım}}}{Q_{ışınım}} = \left[\left(\frac{W_A}{A} \right)^2 + \left(\frac{4T_w^3}{T_w^4 - T_b^4} W_{T_w} \right)^2 + \left(\frac{4T_b^3}{T_w^4 - T_b^4} W_{T_b} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.18)$$

Isı taşınım katsayısının hesaplanmasında yapılan hata oranı,

$$h = \frac{Q_{taşınım}}{A_b \Delta T} \quad (2.19)$$

EK-2. (Devam) Hata analizi

$$\frac{W_h}{h} = \left[\left(\frac{W_{Q_{taşınım}}}{Q_{taşınım}} \right)^2 + \left(\frac{W_{Ab}}{A_b} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.20)$$

Nusselt sayısının hesaplanmasında yapılan hata oranı,

$$Nu = \frac{hD_h}{k_a} \quad (2.21)$$

$$\frac{W_{Nu}}{Nu} = \left[\left(\frac{W_h}{h} \right)^2 + \left(\frac{W_{D_h}}{D_h} \right)^2 + \left(\frac{W_{k_a}}{k_a} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.22)$$

Reynolds sayısının hesaplanmasında yapılan hata oranı,

$$Re = \frac{wD_h}{\nu} \quad (2.23)$$

$$\frac{W_{Re}}{Re} = \left[\left(\frac{W_w}{w} \right)^2 + \left(\frac{W_{D_h}}{D_h} \right)^2 + \left(\frac{W_{\nu}}{\nu} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.24)$$

Grashof sayısının hesaplanmasında yapılan hata oranı,

$$Gr = \frac{g\beta\Delta TD_h^3}{\nu^2} \quad (2.25)$$

$$\frac{W_{Gr}}{Gr} = \left[\left(\frac{W_g}{g} \right)^2 + \left(\frac{W_{\beta}}{\beta} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} \right)^2 + \left(3 \frac{W_{D_h}}{D_h} \right)^2 + \left(2 \frac{W_{\nu}}{\nu^2} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.26)$$

EK-2. (Devam) Hata analizi

Uyarlanmış Grashof sayısının hesaplanmasında yapılan hata oranı,

$$Gr^* = \frac{g\beta Q_{taşınım} D_h^4}{Ak\nu^2} \quad (2.27)$$

$$\frac{W_{Gr^*}}{Gr^*} = \left[\left(\frac{W_g}{g} \right)^2 + \left(\frac{W_\beta}{\beta} \right)^2 + \left(\frac{W_{Q_{taşınım}}}{Q_{taşınım}} \right)^2 + \left(4 \frac{W_{D_h}}{D_h} \right)^2 + \left(\frac{W_A}{A} \right)^2 + \left(\frac{W_k}{k} \right)^2 + \left(2 \frac{W_\nu}{\nu^2} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.28)$$

Richardson sayısının hesaplanmasında yapılan hata oranı,

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (2.29)$$

$$\frac{W_{Ri}}{Ri} = \left[\left(\frac{W_{Gr}}{Gr} \right)^2 + \left(2 \frac{W_{Re}}{Re^2} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.30)$$

EK-3. Hata analizi ile ilgili örnek hesaplama

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

Sıcaklık ölçümlerindeki belirsizlik oranı	: $\pm 2,5\%$
Elektriksel ölçümlerindeki belirsizlik oranı	: $\pm 1\%$

Hız ölçümlerinde kullanılan sıcak tel anemometresinin katalog verilerine göre belirsizlik oranı $\pm 1,5\%$ fakat fanın titreşiminden dolayı $\pm 1\%$ ilave edilmiştir.

Hız ölçümlerindeki belirsizlik oranı	: $\pm 2,5\%$ m/sn
Boyut ölçümlerindeki belirsizlik oranı	: $\pm 0,5\%$ mm

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

Hata oranı hesaplanan deneyin verileri

Kanal yüksekliği	: $H=100\text{ mm}$
Kanal genişliği	: $W=300\text{ mm}$
Kanatçık uzunluğu	: $L_f=600\text{ mm}$
Kanatçık kalınlığı	: $t_f=1\text{ mm}$
Kanatçıklar arası mesafe	: $S=18\text{ mm}$
Yalıtım malzemesi kalınlığı	: $\Delta x=50\text{ mm}$
Ölçülen voltaj	: $V=66\text{ Volt}$
Ölçülen akım	: $0,8\text{ Amper}$
Kanala giren akışkanın ortalama hızı	: $0,152\text{ m/sn}$
Ortalama bakır plaka yüzey sıcaklığı	: $T_w=39,342\text{ }^{\circ}\text{C}$
Kanala giren akışkan sıcaklığı	: $T_{in}=19,45\text{ }^{\circ}\text{C}$
Akışkan bulk sıcaklığı	: $T_b=27,96\text{ }^{\circ}\text{C}$

EK-3. (Devam) Hata analizi ile ilgili örnek hesaplama

Sol yan yalıtım iç yüzey sıcaklığı	: $T_{iç-sol}=25,099 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Sol yan yalıtım dış yüzey sıcaklığı	: $T_{dış-sol}=21,617 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Sağ yan yalıtım iç yüzey sıcaklığı	: $T_{iç-sağ}=24,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Sağ yan yalıtım dış yüzey sıcaklığı	: $T_{dış-sağ}=21,484 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Üst yalıtım iç yüzey sıcaklığı	: $T_{iç-üst}=22,99 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Üst yalıtım dış yüzey sıcaklığı	: $T_{dış-üst}=20,904 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Alt yalıtım iç yüzey sıcaklığı	: $T_{iç-alt}=29,783 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Alt yalıtım dış yüzey sıcaklığı	: $T_{dış-alt}=22,851 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Isıtıcıya verilen toplam ısı akımı	: $Q_{toplam}=52,8 \text{ W}$
İletim ile sol yandan kaybolan ısı akımı	: $Q_{iletim-sol-yalt}=0,117 \text{ W}$
İletim ile sağ yandan kaybolan ısı akımı	: $Q_{iletim-sağ-yalt}=0,0946 \text{ W}$
İletim ile üst yüzeyden kaybolan ısı akımı	: $Q_{iletim-üst-yalt}=0,2104 \text{ W}$
İletim ile alt yandan kaybolan ısı akımı	: $Q_{iletim-alt-yalt}=0,6988 \text{ W}$
Işınım ile kaybolan ısı akımı	: $Q_{ışınım}=2,793 \text{ W}$
Taşıyım ile akışkana verilen ısı akımı	: $Q_{taşıyım}=48,886 \text{ W}$
Ortalama ısı transfer katsayısı	: $h=13,66 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Ortalama Nusselt sayısı	: $Nu=78,19$
Grashof sayısı	: $Gr=6,73 \times 10^6$
Uyarlanmış Grashof sayısı	: $Gr^*=8,61 \times 10^8$
Reynolds sayısı	: $Re=1522$
Richardson sayısı	: $Ri=3,715$

Yukarıda verilen deney verileri kullanılarak yapılan hata oranları aşağıda hesaplanmıştır.

Sıcaklık farkının hesaplanmasında yapılan hata oranı ve miktarı,

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

EK-3. (Devam) Hata analizi ile ilgili örnek hesaplama

$$\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} = \left[\left(\frac{W_{T_w}}{\Delta T} \right)^2 + \left(\frac{W_{T_{in}}}{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[\left(\frac{39,342 * 0,025}{19,892} \right)^2 + \left(\frac{19,45 * 0,025}{19,892} \right)^2 \right]^{1/2} = 0,05516$$

$$W_{\Delta T} = 0,05516 * 19,892 = 1,097$$

Sol yan yalıtım levhasındaki sıcaklık farkının hesaplanmasında yapılan hata oranı ve miktarı,

$$\Delta T = T_{iç-sol} - T_{dış-sol} = 25,1 - 21,6171 = 3,4829$$

$$\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} = \left[\left(\frac{W_{T_{iç-sol}}}{\Delta T} \right)^2 + \left(\frac{W_{T_{dış-sol}}}{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[\left(\frac{25,1 * 0,025}{3,4829} \right)^2 + \left(\frac{21,6171 * 0,025}{3,4829} \right)^2 \right]^{1/2} = 0,2378$$

$$W_{\Delta T_{yalt-sol}} = 0,2378 * 3,4829 = 0,828$$

Sağ yan yalıtım levhasındaki sıcaklık farkının hesaplanmasında yapılan hata oranı ve miktarı,

$$\Delta T = T_{iç-sağ} - T_{dış-sol} = 24,3 - 21,48375 = 2,81625$$

$$\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} = \left[\left(\frac{W_{T_{iç-sağ}}}{\Delta T} \right)^2 + \left(\frac{W_{T_{dış-sol}}}{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[\left(\frac{24,3 * 0,025}{2,81625} \right)^2 + \left(\frac{21,48375 * 0,025}{2,81625} \right)^2 \right]^{1/2} = 0,288$$

$$W_{\Delta T_{yalt-sağ}} = 0,288 * 2,81625 = 0,81108$$

EK-3. (Devam) Hata analizi ile ilgili örnek hesaplama

Üst yalıtım levhasındaki sıcaklık farkının hesaplanmasında yapılan hata oranı ve miktarı,

$$\Delta T = T_{iç-üst} - T_{dış-üst} = 22,9917 - 20,9046 = 2,0871$$

$$\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} = \left[\left(\frac{W_{T_{iç-üst}}}{\Delta T} \right)^2 + \left(\frac{W_{T_{dış-üst}}}{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[\left(\frac{22,9917 * 0,025}{2,0871} \right)^2 + \left(\frac{20,9046 * 0,025}{2,0871} \right)^2 \right]^{1/2} = 0,372$$

$$W_{\Delta T_{yalt-üst}} = 0,372 * 2,0871 = 0,7764$$

Alt yalıtım levhasındaki sıcaklık farkının hesaplanmasında yapılan hata oranı ve miktarı,

$$\Delta T = T_{iç-alt} - T_{dış-sol} = 29,7833 - 22,8511 = 6,9322$$

$$\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} = \left[\left(\frac{W_{T_{iç-alt}}}{\Delta T} \right)^2 + \left(\frac{W_{T_{dış-alt}}}{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[\left(\frac{29,7833 * 0,025}{6,9322} \right)^2 + \left(\frac{22,8511 * 0,025}{6,9322} \right)^2 \right]^{1/2} = 0,1354$$

$$W_{\Delta T_{yalt-alt}} = 0,1354 * 6,9322 = 0,9386$$

Taban yüzey alanının hesaplanmasında yapılan hata oranı ve miktarı,

$$A_b = w * L = 0,3 * 0,6 = 0,18$$

EK-3. (Devam) Hata analizi ile ilgili örnek hesaplama

$$\frac{W_A}{A} = \left[\left(\frac{W_w}{w} \right)^2 + \left(\frac{W_L}{L} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[\left(\frac{0,0005}{0,3} \right)^2 + \left(\frac{0,0005}{0,6} \right)^2 \right]^{1/2} = 0,00186$$

$$W_{Ab} = 0,00186 * 0,18 = 0,0003348$$

Sol ve sağ yan yalıtım yüzey alanlarının hesaplanmasında yapılan hata oranı ve miktarı,

$$A_{yalt-yan} = w_{yalt-yan} * L_{yalt-yan} = 0,1 * 0,6 = 0,06$$

$$\frac{W_A}{A} = \left[\left(\frac{W_w}{w} \right)^2 + \left(\frac{W_L}{L} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[\left(\frac{0,0005}{0,1} \right)^2 + \left(\frac{0,0005}{0,6} \right)^2 \right]^{1/2} = 0,00507$$

$$W_{A_{yalt-yan}} = 0,00507 * 0,06 = 0,0003042$$

Alt ve üst yalıtım yüzey alanının hesaplanmasında yapılan hata oranı ve miktarı,

$$A_{yalt} = w * L = 0,3 * 0,6 = 0,18$$

$$\frac{W_A}{A} = \left[\left(\frac{W_w}{w} \right)^2 + \left(\frac{W_L}{L} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[\left(\frac{0,0005}{0,3} \right)^2 + \left(\frac{0,0005}{0,6} \right)^2 \right]^{1/2} = 0,00186$$

$$W_{A_{yalt}} = 0,00186 * 0,18 = 0,0003348$$

EK-3. (Devam) Hata analizi ile ilgili örnek hesaplama

Hidrolik çapın hesaplamasında yapılan hata miktarı,

$$D_h = \frac{4wH}{2(w+H)} = 0,15$$

$$W_{D_h} = \left[\left(\frac{\partial D_h}{\partial w} W_w \right)^2 + \left(\frac{\partial D_h}{\partial L} W_L \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$W_{D_h} = \left[\left(\frac{2(wH - H^2w + H^2)}{(w+H)^2} W_w \right)^2 + \left(\frac{2(wH - Hw^2 + w^2)}{(w+H)^2} W_H \right)^2 \right]^{1/2} =$$

$$\left[\left(\frac{2(0,3 * 0,1 - 0,1^2 * 0,3 + 0,1^2)}{(0,3 + 0,1)^2} 0,0005 \right)^2 + \left(\frac{2(0,3 * 0,1 - 0,1 * 0,3^2 + 0,3^2)}{(0,3 + 0,1)^2} 0,0005 \right)^2 \right]^{1/2} = 0,000731276$$

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

$$Q_{toplam} = VI$$

$$\frac{W_{Q_{toplam}}}{Q_{toplam}} = \left[\left(\frac{W_V}{V} \right)^2 + \left(\frac{W_I}{I} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[\left(\frac{66 * 0,02}{66} \right)^2 + \left(\frac{0,8 * 0,02}{0,8} \right)^2 \right]^{1/2} = 0,02828$$

$$W_{Q_{toplam}} = 0,02828 * 52,8 = 1,493184$$

İletim ile kanalın sol yan yüzeyinden olan ısı kaybının hesaplanmasında yapılan hata oranı,

EK-3. (Devam) Hata analizi ile ilgili örnek hesaplama

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

$$\frac{W_{Q_{iletim-sol}}}{Q_{iletim-sol}} = \left[\left(\frac{W_{k_{yalt-sol}}}{k_{yalt-sol}} \right)^2 + \left(\frac{W_{A_{yalt-sol}}}{A_{yalt-sol}} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta T_{yalt-sol}}}{\Delta T_{yalt-sol}} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta x}}{\Delta x} \right)^2 \right]^{1/2} =$$

$$\left[(0)^2 + (0,00507)^2 + (0,2378)^2 + \left(\frac{0,0005}{0,05} \right)^2 \right]^{1/2} = 0,238$$

$$W_{Q_{iletim-sol}} = 0,117 * 0,238 = 0,027846$$

İletim ile kanalın sağ yan yüzeyinden olan ısı kaybının hesaplanmasında yapılan hata oranı ve miktarı,

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

$$\frac{W_{Q_{iletim-sağ}}}{Q_{iletim-sağ}} = \left[\left(\frac{W_{k_{yalt-sağ}}}{k_{yalt-sağ}} \right)^2 + \left(\frac{W_{A_{yalt-sağ}}}{A_{yalt-sağ}} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta T_{yalt-sağ}}}{\Delta T_{yalt-sağ}} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta x}}{\Delta x} \right)^2 \right]^{1/2} =$$

$$\left[(0)^2 + (0,00507)^2 + (0,288)^2 + \left(\frac{0,0005}{0,05} \right)^2 \right]^{1/2} = 0,2882$$

$$W_{Q_{iletim-sağ}} = 0,0946 * 0,2882 = 0,02726$$

İletim ile kanalın üst yan yüzeyinden olan ısı kaybının hesaplanmasında yapılan hata oranı ve miktarı,

EK-3. (Devam) Hata analizi ile ilgili örnek hesaplama

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

$$\frac{W_{Q_{iletim-üst}}}{Q_{iletim-üst}} = \left[\left(\frac{W_{k_{yalt-üst}}}{k_{yalt-üst}} \right)^2 + \left(\frac{W_{A_{yalt-üst}}}{A_{yalt-üst}} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta T_{yalt-üst}}}{\Delta T_{yalt-üst}} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta x}}{\Delta x} \right)^2 \right]^{1/2} =$$

$$\left[(0)^2 + (0,00186)^2 + (0,372)^2 + \left(\frac{0,0005}{0,05} \right)^2 \right]^{1/2} = 0,37214$$

$$W_{Q_{iletim-üst}} = 0,2104 * 0,37214 = 0,0783$$

İletim ile kanalın alt yan yüzeyinden olan ısı kaybının hesaplanmasında yapılan hata oranı ve miktarı,

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

$$\frac{W_{Q_{iletim-alt}}}{Q_{iletim-alt}} = \left[\left(\frac{W_{k_{yalt-alt}}}{k_{yalt-alt}} \right)^2 + \left(\frac{W_{A_{yalt-alt}}}{A_{yalt-alt}} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta T_{yalt-alt}}}{\Delta T_{yalt-alt}} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta x}}{\Delta x} \right)^2 \right]^{1/2} =$$

$$\left[(0)^2 + (0,00186)^2 + (0,1354)^2 + \left(\frac{0,0005}{0,005} \right)^2 \right]^{1/2} = 0,13578$$

$$W_{Q_{iletim-alt}} = 0,6988 * 0,13578 = 0,0949$$

İletimle kaybolan toplam ısı transferi miktarı hesaplanmasında yapılan hata miktarı:

$$W_{Q_{iletim}} = \left[(W_{Q_{iletim-sol}})^2 + (W_{Q_{iletim-sağ}})^2 + (W_{Q_{iletim-alt}})^2 + (W_{Q_{iletim-üst}})^2 \right]^{1/2} =$$

$$\left[(0,027846)^2 + (0,02726)^2 + (0,0949)^2 + (0,0783)^2 \right]^{1/2} = 0,12906$$

EK-3. (Devam) Hata analizi ile ilgili örnek hesaplama

Işınım ile olan kaybın hesaplanmasındaki hata oranı ve miktarı,

$$Q_{ışınım} = \sigma \epsilon F A (T_w^4 - T_b^4)$$

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

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

$$\left[(18,3 * 0,05 * 0,0005)^2 + (1,803 * 0,6 * 0,0005)^2 + (10,5 * 0,001 * 0,0005)^2 + (9,6 * 0,018 * 0,0005)^2 \right]^{1/2} = 0,0007137$$

$$\frac{W_{Q_{ışınım}}}{Q_{ışınım}} = \left[\left(\frac{W_{A_R}}{A_R} \right)^2 + \left(\frac{4T_w^3}{T_w^4 - T_b^4} W_{T_w} \right)^2 + \left(\frac{4T_b^3}{T_w^4 - T_b^4} W_{T_b} \right)^2 \right]^{1/2} =$$

$$\left[(0,0006588)^2 + \left(\frac{4 * 39,342^3}{39,342^4 - 27,96^4} 39,342 * 0,025 \right)^2 + \left(\frac{4 * 27,96^3}{39,342^4 - 27,96^4} 27,96 * 0,025 \right)^2 \right]^{1/2} = 0,1385$$

$$W_{Q_{ışınım}} = 2,793 * 0,1385 = 0,3868$$

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

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

EK-3. (Devam) Hata analizi ile ilgili örnek hesaplama

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

$$\left[\left(\frac{1,493184}{48,886} \right)^2 + \left(\frac{0,12906}{48,886} \right)^2 + \left(\frac{0,3868}{48,886} \right)^2 \right]^{1/2} = 0,0317$$

Isı taşınım katsayısının hesaplanmasında yapılan hata oranı,

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

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

$$\left[(0,0317)^2 + (0,00186)^2 + (0,05516)^2 \right]^{1/2} = 0,0636$$

Nusselt sayısının hesaplanmasında yapılan hata oranı,

$$Nu = \frac{h D_h}{k_a}$$

$$\frac{W_{Nu}}{Nu} = \left[\left(\frac{W_h}{h} \right)^2 + \left(\frac{W_{D_h}}{D_h} \right)^2 + \left(\frac{W_{k_a}}{k_a} \right)^2 \right]^{1/2} =$$

$$\left[(0,0636)^2 + \left(\frac{0,000731276}{0,15} \right)^2 + (0)^2 \right]^{1/2} = 0,0638$$

Reynolds sayısının hesaplanmasında yapılan hata miktarı:

$$Re = \frac{w_0 D_h}{\nu}$$

EK-3. (Devam) Hata analizi ile ilgili örnek hesaplama

$$\frac{W_{Re}}{Re} = \left[\left(\frac{W_{w_0}}{w_0} \right)^2 + \left(\frac{W_{D_h}}{D_h} \right)^2 + \left(\frac{W_v}{v} \right)^2 \right]^{1/2} =$$

$$\left[\left(\frac{0,152 * 0,025}{0,152} \right)^2 + \left(\frac{0,000731276}{0,15} \right)^2 + (0)^2 \right]^{1/2} = 0,0254$$

Grashof sayısının hesaplanmasında yapılan hata oranı,

$$Gr = \frac{g\beta\Delta T D_h^3}{v^2}$$

$$\frac{W_{Gr}}{Gr} = \left[\left(\frac{W_g}{g} \right)^2 + \left(\frac{W_\beta}{\beta} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} \right)^2 + \left(3 \frac{W_{D_h}}{D_h} \right)^2 + \left(2 \frac{W_v}{v^2} \right)^2 \right]^{1/2} =$$

$$\left[(0)^2 + \left(\frac{9,054e-5}{0,003305} \right)^2 + (0,05516)^2 + \left(3 \frac{0,000731276}{0,15} \right)^2 + (0)^2 \right]^{1/2} = 0,0633$$

Uyarlanmış Grashof sayısının hesaplanmasında yapılan hata oranı,

$$Gr^* = \frac{g\beta \dot{Q}_{taşınım} D_h^4}{A_b k_a v^2}$$

$$\frac{W_{Gr^*}}{Gr^*} = \left[\left(\frac{W_g}{g} \right)^2 + \left(\frac{W_\beta}{\beta} \right)^2 + \left(\frac{W_{Q_{taşınım}}}{Q_{taşınım}} \right)^2 + \left(4 \frac{W_{D_h}}{D_h} \right)^2 + \left(\frac{W_{A_b}}{A_b} \right)^2 + \left(\frac{W_k}{k} \right)^2 + \left(2 \frac{W_v}{v^2} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$= \left[(0)^2 + \left(\frac{9,054e-5}{0,003305} \right)^2 + (0,0317)^2 + \left(4 \frac{0,000731276}{0,15} \right)^2 + (0,00186)^2 \right]^{1/2} = 0,0462$$

EK-3. (Devam) Hata analizi ile ilgili örnek hesaplama

Richardson sayısının hesaplanmasında yapılan hata oranı,

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2}$$

$$\frac{W_{Ri}}{Ri} = \left[\left(\frac{W_{Gr}}{Gr} \right)^2 + \left(2 \frac{W_{Re}}{Re^2} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[(0,0633)^2 + (2 * 0,0254)^2 \right]^{1/2} = 0,0811$$

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : DOĞAN, Mehmet
 Uyuğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 10.02.1971 Yozgat
 Medeni hali : Bekar
 Telefon : 0 (312) 231 74 00
 Faks : 0 (312) 231 74 32
 e-mail : mmdogan@gazi.edu.tr

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi /Mak.Müh.Blın.	1999
Lisans	Gaziantep Üniversitesi/ Mak.Müh.Blın	1995
Lise	Şefaatli Lisesi	1988

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
1995	TSE-Kayseri	Makine Mühendisi
1996-2005	Erciyes Üniversitesi	Araştırma Görevlisi
2005-2007	Gazi Üniversitesi	Araştırma Görevlisi

Yabancı Dil

İngilizce

Hobiler

Otomobil, Bilgisayar teknolojileri, Futbol