

**ALT VE ÜST YÜZEYLERİNE AYRIK ISITICILAR
YERLEŞTİRİLMİŞ DİKDÖRTGEN KESİTLİ BİR KANALDA
KARIŞIK KONVEKSİYONLA ISI TRANSFERİNİN İNCELENMESİ**

AYLA DOĞAN

**DOKTORA TEZİ
(MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ)**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**Ekim 2003
ANKARA**

133445
T.C. YÜKSEK ÖĐRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

Ayla DOĞAN tarafından hazırlanan ALT VE ÜST YÜZEYLERİNE AYRIK ISITICILAR YERLEŞTİRİLMİŞ DİKDÖRTGEN KESİTLİ BİR KANALDA KARIŞIK KONVEKSİYONLA ISI TRANSFERİNİN İNCELENMESİ adlı bu tezin doktora tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.


Prof. Dr. Mecit SİVRİOĞLU
Tez Yöneticisi

Bu çalışma jürimiz tarafından Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Doktora tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan: Prof. Dr. B. Zühtü UYSAL

Üye : Prof. Dr. Hafit YÜNCÜ

Üye : Prof. Dr. Mecit SİVRİOĞLU

Üye : Doç. Dr. Cemil YAMALI

Üye : Doç. Dr. Şenol BAŞKAYA

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

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	iii
TEŞEKKÜR.....	v
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	vi
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	vii
RESİMLERİN LİSTESİ.....	xiii
EKLERİN LİSTESİ.....	xiv
ŞİMGELER VE KISALTMALAR.....	xv
1.GİRİŞ.....	1
2. KARIŞIK KONVEKSİYON	3
2.1. Ayrık Isı Kaynaklarıyla Yapılmış Olan Çalışmaların Gözden Geçirilmesi.....	4
2.2. Bu Çalışmanın Amacı.....	18
3. DENEYSEL YÖNTEM.....	19
3.1. Deney Düzeni.....	19
3.1.1. Akım düzenleyici.....	20
3.1.2. Test odası.....	22
3.1.3. Sönümleme odası.....	27
3.2. Verilerin Toplanması.....	27
3.3. Verilerin Değerlendirilmesi ve Isıl Analiz.....	28
3.4. Hata Analizi.....	36
3.5. Deneysel Çalışma Programı.....	38

4. SAYISAL YÖNTEM.....	40
4.1. Matematiksel Modelin Tanımlanması.....	40
4.1.1. Temel denklemler.....	41
4.1.2. Sınır şartları.....	43
4.2. Boyut Analizi.....	44
4.3. Sayısal Çözüm Yöntemi	48
4.3.1. PHOENICS paket programı.....	48
4.4.Sayısal Yöntemiyle Yapılan Çalışmada Ele Alınan Şartlar.....	60
5. DENEYSEL VE SAYISAL SONUÇLAR.....	63
5.1.Deneysel Sonuçlar.....	63
5.1.1. Deney düzeninin kontrolü.....	63
5.1.2. Isı transfer sonuçları.....	64
5.2. Sayısal Sonuçlar.....	90
5.2.1. Sayısal yöntemin güvenilirlik kriterlerinin sağlanması.....	90
5.2.2. Deneysel sonuçlarla karşılaştırma.....	92
5.2.3. Sayısal sonuçların analizi.....	108
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	121
KAYNAKLAR.....	123
EKLER.....	128
ÖZGEÇMİŞ.....	172

**ALT VE ÜST YÜZEYLERİNE AYRIK ISITICILAR YERLEŞTİRİLMİŞ
DİKDÖRTGEN KESİTLİ BİR KANALDA KARIŞIK KONVEKSİYONLA ISI
TRANSFERİNİN İNCELENMESİ**

(Doktora Tezi)

Ayla DOĞAN

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

Ekim 2003

ÖZET

Bu çalışmada, elektronik elemanları temsil eden, ısı yayan yongalara (çip) sahip yatay bir kanalda, laminar akış şartlarında, karışık konveksiyon ile ısı transferi sürekli şartlarda, deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Deneysel çalışmalarda, kanal eninin yüksekliğe oranı (W/H), beş farklı değerde alınmıştır. Bunun yanı sıra, değişik Reynolds sayılarında ve ısı akılarında deneyler yapılmıştır. Deneysel sonuçlarla, sayısal yöntem ile elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Sayısal yöntem ile yapılan çalışmada PHOENICS paket programı kullanılmıştır. Her iki yöntemle yapılan çalışmada ısıtıcı Sıra Ortalama Nusselt sayısı dağılımlarıyla, Grashof ve Reynolds sayılarının kaldırma kuvveti etkili ikincil akışa etkileri incelenmiştir. Sayısal yöntem ile bulunan, vektörel hız dağılımları ve kontur grafikleri şeklindeki sıcaklık dağılımları, ayrıntılı olarak sunulmuştur. Elde edilen sonuçlarda W/H'nun azalmasıyla kanal içerisinde doğal konveksiyon etkisinin ısı transferi üzerinde önemli rol oynadığı ve karışık konveksiyonun oluşmasına neden olduğu görülmüştür. Özellikle yüksek Reynolds sayılarında, kaldırma kuvveti etkili ikincil akışın daha az etkili olduğu görülmüştür. W/H'nun artmasının, zorlanmış konveksiyonun etkisini artırdığı ve Nusselt sayısındaki artışın, kanal

boyuna göre ısıtıcıların ilk sıralarına doğru kaymasına sebep olduğu görülmüştür. $W/H=4$ değerinde karışık konveksiyon etkisinin daha önemli olduğu belirlenmiştir.

Bilim kodu :962

Anahtar Kelimeler : Ayrık ısı kaynakları, kanal akışı, karışık konveksiyon.

Sayfa adedi : 172

Tez yöneticisi : Prof. Dr. Mecit SİVRİOĞLU



**INVESTIGATION OF MIXED CONVECTION HEAT TRANSFER FROM A
RECTANGULAR CROSS-SECTION CHANNEL WITH DISCRETE HEAT
SOURCES AT THE TOP AND AT THE BOTTOM**

(Ph. D. Thesis)

Ayla DOĞAN

**GAZI UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY**

October 2003

ABSTRACT

In this study, the mixed convection heat transfer has been investigated experimentally and numerically under steady-flow conditions for the laminar flow in a horizontal channel with heat dissipating chips representing electronic components. Experimental studies were carried out for five different aspect ratios (W/H), various Reynolds numbers and different heat fluxes. The results obtained by using a numerical method have been compared with experimental results. PHOENICS package program has been used for the numerical studies. In both experimental and numerical studies, row-averaged Nusselt number distributions and the effect of Grashof and Reynolds number on the buoyancy-driven secondary flow have been investigated. Distributions of velocity vectors and temperature contours have been determined by the numerical method and the results have been presented in detail. The results show that with decreasing W/H ratio, the effect of free convection plays a more important role and causes the mixed convection heat transfer. Specifically, at high Reynolds numbers, the strength of the buoyancy-driven secondary flow is smaller. The effect of forced convection increases and the point for which Nusselt number starts to increasing moves towards the first rows of heaters relative to the channel length

with increasing W/H ratio. It is determined that the effect of mixed convection is more important for $W/H=4$.

Science code :962

Key words : Discrete heat sources, channel flow, mixed convection

Page number : 172

Adviser : Prof. Dr. Mecit SİVRİOĞLU



TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren tez danışmanım saygıdeğer hocam Prof. Dr. Mecit SİVRİOĞLU'na, yine katkılarından dolayı değerli hocalarım Prof. Dr. B. Zühtü UYSAL ve Doç. Dr. Şenol BAŞKAYA'ya, laboratuvarında deney düzeninin oluşturulmasında bana yardımcı olan. Mak. Yük. Müh. Ümit ERTURHAN'a, teknik konularda bilgilerinden faydalandığım teknisyen arkadaşımız Sıddık SARIKAYA ve Kadir YILMAZ'a, deney düzeneğinin kurulmasında maddi destek sağlayan G.Ü. Bilimsel Araştırma Projeleri Müdürlüğü'ne ve çalışmalarım esnasında manevi desteğini hiç esirgemeyen sevgili eşime sonsuz teşekkürlerimi sunarım.



ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Değişkenlerin belirsizlik ve hata oranları.....	38
Çizelge 3.2. Deneysel çalışma programı.....	39
Çizelge 4.1. Model Q1 Kütüğünde standart komutlar.....	57
Çizelge 4.2. Sayısal çalışma programı.....	61



ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 3.1. Deney düzeninin şematik görünümü.....	19
Şekil 3.2. Test odasının detaylı görünümü.....	23
Şekil 3.3. Isıtıcı plakaların test odasına yerleşim düzeni	24
Şekil 3.4. Test odası ve ısıtıcıların boyutları.....	24
Şekil 3.5. Isıtıcıların paralel bağlantı şekli.....	26
Şekil 3.6. Kanal içerisinde enerjinin korunumu.....	29
Şekil 3.7. Isıtıcı yan yüzeylerinden olan ısı transferi.....	31
Şekil 4.1. Sayısal çalışmada kullanılan koordinat sistemi ve kanal geometrisi.....	41
Şekil 4.2. Komşu hücreler ve tek hücre.....	49
Şekil 4.3. Koordinat sistemi ve hücre yapısı.....	50
Şekil 4.4. PHOENICS paket programın genel yapısı.....	54
Şekil 5.1. $Re=380$ ve $Gr_{Dh}^*=1,9 \times 10^9$ değeri için alt duvarda 3. sırada bulunan ısıtıcı plakaların yüzey sıcaklık dağılımları.....	65
Şekil 5.2. $Re=380$ ve $Gr_{Dh}^*=1,9 \times 10^9$ değeri için üst duvarda 3. sırada bulunan ısıtıcı plakaların yüzey sıcaklık dağılımları.....	65
Şekil 5.3. $W/H=2$ ve $Re_{Dh}=1459$ için alt duvar ısıtıcı sıcaklıklarının ısıtıcı sırasına göre değişimi.....	66
Şekil 5.4. $W/H=2$ ve $Re_{Dh}=1459$ için üst duvar ısıtıcı sıcaklıklarının ısıtıcı sırasına göre değişimi.....	66
Şekil 5.5. $W/H=2$ ve $Re_{Dh}=1459$ ve $Gr_{Dh}^*=4,9 \times 10^8$ için Alt Nusselt sayısının ısıtıcı sırasına göre değişimi.....	67
Şekil 5.6. $W/H=2$ ve $Re_{Dh}=1459$ ve $Gr_{Dh}^*=4,9 \times 10^8$ için Üst Nusselt sayısının ısıtıcı sırasına göre değişimi.....	67
Şekil 5.7. $W/H=2$ $Re_{Dh}=1459$ ve $Gr_{Dh}^*=4,9 \times 10^8$ için alt ve üst ısıtıcı sıcaklığının ısıtıcı sırasına göre değişimi.....	68

Şekil 5.8. $W/H=2$ ve $Re_{Dh}=1459$ 'da Grashof sayısının Sıra Ortalama Alt Nusselt sayısına etkisi.....	69
Şekil 5.9. $W/H=2$ $Re_{Dh}=1459$ 'da Grashof sayısının Sıra Ortalama Üst Nusselt sayısına etkisi.....	70
Şekil 5.10. $Gr_{Dh}^*=1,1 \times 10^9$ 'da Reynolds sayısının Sıra Ortalama Alt Nusselt sayısına etkisi.....	71
Şekil 5.11. $Gr_{Dh}^*=1,1 \times 10^9$ 'da Reynolds sayısının Sıra Ortalama Üst Nusselt sayısına etkisi.....	71
Şekil 5.12. $W/H=4$ ve $Re_{Dh}=825$ için alt duvar ısıtıcı sıcaklıklarının ısıtıcı sırasına göre değişimi.....	72
Şekil 5.13. $W/H=4$ ve $Re_{Dh}=825$ için üst duvar ısıtıcı sıcaklıklarının ısıtıcı sırasına göre değişimi.....	73
Şekil 5.14. $W/H=4$ ve $Re_{Dh}=825$ 'de Grashof sayısının Sıra Ortalama Alt Nusselt sayısına etkisi.....	74
Şekil 5.15. $W/H=4$ ve $Re_{Dh}=825$ 'de Grashof sayısının Sıra Ortalama Üst Nusselt sayısına etkisi.....	74
Şekil 5.16. $W/H=4$ ve $Gr_{Dh}^*=1,4 \times 10^8$ 'da Reynolds sayısının Sıra Ortalama Alt Nusselt sayısına etkisi.....	75
Şekil 5.17. $W/H=4$ ve $Gr_{Dh}^*=1,4 \times 10^8$ 'da Reynolds sayısının Sıra Ortalama Üst Nusselt sayısına etkisi.....	75
Şekil 5.18. $W/H=6$ ve $Re_{Dh}=955$ için alt duvar ısıtıcı sıcaklıklarının ısıtıcı sırasına göre değişimi.....	76
Şekil 5.19. $W/H=6$ ve $Re_{Dh}=955$ için üst duvar ısıtıcı sıcaklıklarının ısıtıcı sırasına göre değişimi.....	76
Şekil 5.20. $W/H=6$ ve $Re_{Dh}=955$ Grashof sayısının Sıra Ortalama Alt Nusselt sayısına etkisi.....	77
Şekil 5.21. $W/H=6$ ve $Re_{Dh}=955$ Grashof sayısının Sıra Ortalama Üst Nusselt sayısına etkisi.....	77
Şekil 5.22. $W/H=6$ ve $Gr_{Dh}^*=3,7 \times 10^7$ Reynolds sayısının Sıra Ortalama Alt Nusselt sayısına etkisi.....	78
Şekil 5.23. $W/H=6$ ve $Gr_{Dh}^*=3,7 \times 10^7$ Reynolds sayısının Sıra Ortalama Üst Nusselt sayısına etkisi.....	78

Şekil 5.24. $W/H=8$ ve $Re_{Dh}=971$ için alt duvar ısıtıcı sıcaklıklarının ısıtıcı sırasına göre değişimi.....	79
Şekil 5.25. $W/H=8$ ve $Re_{Dh}=971$ için üst duvar ısıtıcı sıcaklıklarının ısıtıcı sırasına göre değişimi.....	80
Şekil 5.26. $W/H=8$ ve $Re_{Dh}=971$ Grashof sayısının Sıra Ortalama Alt Nusselt sayısına etkisi.....	80
Şekil 5.27. $W/H=8$ ve $Re_{Dh}=971$ Grashof sayısının Sıra Ortalama Üst Nusselt sayısına etkisi.....	81
Şekil 5.28. $W/H=8$ ve $Gr^*_{Dh}=1,3 \times 10^7$ Reynolds sayısının Sıra Ortalama Alt Nusselt sayısına etkisi.....	81
Şekil 5.29. $W/H=8$ ve $Gr^*_{Dh}=1,3 \times 10^7$ Reynolds sayısının Sıra Ortalama Üst Nusselt sayısına etkisi.....	82
Şekil 5.30. $W/H=10$ ve $Re_{Dh}=937$ için alt duvar ısıtıcı sıcaklıklarının ısıtıcı sırasına göre değişimi.....	83
Şekil 5.31. $W/H=10$ ve $Re_{Dh}=937$ için üst duvar ısıtıcı sıcaklıklarının ısıtıcı sırasına göre değişimi.....	83
Şekil 5.32. $W/H=10$ ve $Re_{Dh}=937$ Grashof sayısının Sıra Ortalama Alt Nusselt sayısına etkisi.....	84
Şekil 5.33. $W/H=10$ ve $Re_{Dh}=937$ Grashof sayısının Sıra Ortalama Üst Nusselt sayısına etkisi.....	84
Şekil 5.34. $W/H=10$ ve $Gr^*_{Dh}=6,4 \times 10^6$ Renolds sayısının Sıra Ortalama Alt Nusselt sayısına etkisi.....	85
Şekil 5.35. $W/H=10$ ve $Gr^*_{Dh}=6,4 \times 10^6$ Renolds sayısının Sıra Ortalama Üst Nusselt sayısına etkisi.....	85
Şekil 5.36. Farklı W/H değerlerinde, $Re_{Dh}=1459$ için Alt Nusselt sayısının ısıtıcı sırasına göre dağılımı.....	86
Şekil 5.37. Farklı W/H değerlerinde, $Re_{Dh}=1459$ için Üst Nusselt sayısının ısıtıcı sırasına göre dağılımı.....	86
Şekil 5.38. $Re=1459$ için $Ri (Gr^*/Re^2)$ sayısının kanal W/H oranı ile değişimi.....	87
Şekil 5.39. $W/H=4$ ve $Re_{Dh}=825$ 'de Grashof sayısının Sıra Ortalama Alt ısı transfer katsayısına etkisi.....	88

Şekil 5.40. $W/H=4$ ve $Re_{Dh}=825$ 'de Grashof sayısının Sıra Ortalama Üst ısı transfer katsayısına etkisi.....	88
Şekil 5.41. $W/H=4$ ve farklı Grashof sayılarında 5. sıra için Reynolds sayısının Alt Nusselt sayısı ile değişimi.....	89
Şekil 5.42. $W/H=4$ ve farklı Grashof sayılarında 5. sıra için Reynolds sayısının Üst Nusselt sayısı ile değişimi.....	89
Şekil 5.43. $W/H=4$, $Re_{Dh}=825$ ve $Gr_{Dh}^*=1,4 \times 10^8$ için hücre yapısının alt ısıtıcı sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi.....	91
Şekil 5.44. $W/H=4$, $Re_{Dh}=825$ ve $Gr_{Dh}^*=1,4 \times 10^8$ için süpürme sayısının alt ısıtıcı sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi.....	92
Şekil 5.45. $W/H=2$, $Re_{Dh}=1434$ ve $Gr_{Dh}^*=1,9 \times 10^9$ 'da Alt Nusselt sayısı için sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.....	94
Şekil 5.46. $W/H=2$, $Re_{Dh}=1434$ ve $Gr_{Dh}^*=1,9 \times 10^9$ değerlerinde Üst Nusselt sayısı için sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.....	94
Şekil 5.47. $W/H=2$, $Re_{Dh}=1434$ ve $Gr_{Dh}^*=1,1 \times 10^9$ 'da Alt Nusselt sayısı için sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.....	95
Şekil 5.48. $W/H=2$, $Re_{Dh}=1434$ ve $Gr_{Dh}^*=1,1 \times 10^9$ 'da Üst Nusselt sayısı için sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.....	95
Şekil 5.49. $W/H=2$, $Re_{Dh}=1434$ ve $Gr_{Dh}^*=4,9 \times 10^8$ 'de Alt Nusselt sayısı için sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.....	96
Şekil 5.50. $W/H=2$, $Re_{Dh}=1434$ ve $Gr_{Dh}^*=4,9 \times 10^8$ 'de Üst Nusselt sayısı için sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.....	96
Şekil 5.51. $W/H=2$ ve $Re_{Dh}=1434$ 'de Alt Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar.....	97
Şekil 5.52. $W/H=2$ ve $Re_{Dh}=1434$ 'de Üst Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar.....	97
Şekil 5.53. $W/H=4$ ve $Re_{Dh}=2052$ 'de Alt Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar.....	98
Şekil 5.54. $W/H=4$ ve $Re=2052$ 'de Üst Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar.....	98
Şekil 5.55. $W/H=6$ ve $Re_{Dh}=1316$ 'da Alt Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar.....	99
Şekil 5.56. $W/H=6$ ve $Re_{Dh}=1316$ 'da Üst Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar.....	99

Şekil 5.57. $W/H=6$ ve $Re_{Dh}=955$ 'de Alt Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar.....	100
Şekil 5.58. $W/H=6$ ve $Re_{Dh}=955$ 'de Üst Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar.....	101
Şekil 5.59. $W/H=8$ ve $Re_{Dh}=971$ 'de Alt Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar.....	101
Şekil 5.60. $W/H=8$ ve $Re_{Dh}=971$ 'de Üst Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar.....	102
Şekil 5.61. $W/H=8$ ve $Re_{Dh}=971$ 'de Alt Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar.....	103
Şekil 5.62. $W/H=8$ ve $Re_{Dh}=971$ 'de Üst Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar.....	103
Şekil 5.63. $W/H=8$ ve $Gr_{Dh}=1,3 \times 10^7$ 'de Alt Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar.....	104
Şekil 5.64. $W/H=8$ ve $Gr_{Dh}^*=1,3 \times 10^7$ 'de Üst Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar...	104
Şekil 5.65. $W/H=10$ ve $Re_{Dh}=937$ 'de Alt Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar.....	105
Şekil 5.66. $W/H=10$ ve $Re_{Dh}=937$ 'de Üst Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar.....	105
Şekil 5.67. $W/H=10$ ve $Re_{Dh}=937$ 'de Alt Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar.....	106
Şekil 5.68. $W/H=10$ ve $Re_{Dh}=937$ 'de Üst Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar.....	106
Şekil 5.69. $W/H=10$ ve $Gr_{Dh}^*=6,4 \times 10^6$ 'de Alt Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar.....	107
Şekil 5.70. $W/H=10$ ve $Gr_{Dh}^*=6,4 \times 10^6$ 'de Üst Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar.....	107
Şekil 5.71. Kanal boyunca ısıtıcıların x-z düzleminde sıcaklık kontur grafiği.....	108
Şekil 5.72. Kanal boyunca ısıtıcıların y-z düzleminde vektörel hız profilleri.....	108
Şekil 5.73. $Re_{Dh}=1459$, $W/H=2$, $Gr_{Dh}^*=1,1 \times 10^9$ için x-y düzleminde vektörel hız profilleri.....	110
Şekil 5.74. $Re_{Dh}=1459$, $W/H=2$, $Gr_{Dh}^*=1,1 \times 10^9$ için x-y düzleminde sıcaklık kontur grafiği.	111
Şekil 5.75. $Re_{Dh}=1459$, $W/H=4$, $Gr_{Dh}^*=1,4 \times 10^8$ için x-y düzleminde vektörel hız profilleri.....	112
Şekil 5.76. $Re_{Dh}=1459$, $W/H=4$, $Gr_{Dh}^*=1,4 \times 10^8$ için x-y düzleminde sıcaklık kontur grafiği.....	113

Şekil 5.77. $Re_{Dh}=1459$, $W/H=6$, $Gr_{Dh}^*=3,7 \times 10^7$ için x-y düzleminde vektörel hız profillerileri.....	115
Şekil 5.78. $Re_{Dh}=1459$, $W/H=6$, $Gr_{Dh}^*=3,7 \times 10^7$ x-y için düzleminde sıcaklık kontur grafiği.....	116
Şekil 5.79. $Re_{Dh}=1459$, $W/H=8$, $Gr_{Dh}^*=1,3 \times 10^7$ için x-y düzleminde vektörel hız profillerileri.....	117
Şekil 5.80. $Re_{Dh}=1459$, $W/H=8$, $Gr_{Dh}^*=1,3 \times 10^7$ x-y için düzleminde sıcaklık kontur grafiği.....	118
Şekil 5.81. $Re_{Dh}=1459$, $W/H=10$, $Gr_{Dh}^*=6,4 \times 10^6$ için x-y düzleminde vektörel hız profillerileri.....	119
Şekil 5.82. $Re_{Dh}=1459$, $W/H=10$, $Gr_{Dh}^*=6,4 \times 10^6$ için x-y düzleminde sıcaklık kontur grafiği.....	120

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 3.1. Deney düzeninin genel görünümü.....	20
Resim 3.2. Akış düzenleyici	21
Resim 3.3. Test odası ve kanalın üstten görünümü.....	25
Resim 3.4. Dirençlerin paralel bağlantı devresi.....	27



EKLERİN LİSTESİ

Ek	Sayfa
Ek-1. Radyasyon hesabı.....	129
Ek-2. Örnek “Q1” kütüğü.....	131
Ek-3. Örnek “RESULT” kütüğü.....	141



SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılan bazı simgeler ve kısaltmalar açıklamaları ile birlikte aşağıda verilmiştir.

Simgeler	Açıklamalar
a	katsayı
A_h	Isıtıcı yüzey alanı, m^2
A_k	Kanal kesit alanı, m^2
A_{yalt}	Yalıtım alanı, m^2
W/H	Kanalın en/Yükseklik oranı
c_p	Özgül ısı, $kJ/kg^{\circ}C$
D_h	Kanal hidrolik çapı, m
F	Şekil faktörü
g	Yerçekimi ivmesi, m/s^2
$Gr (= \frac{g\beta(T_s - T_b)D_h^3}{\nu^2})$	Grashof sayısı,
$Gr^* (= \frac{g\beta q_{konv}'' D_h^4}{k \nu^2})$	Düzeltilmiş Grashof sayısı,
h	Isı transferi katsayısı, $W/m^2^{\circ}C$
H	Kanal yüksekliği, m
N	Yüzey sayısı
k	Kondüksiyon katsayısı, $W/m^{\circ}C$
l	Hücre merkezinin plaka yüzeyine olan uzaklığı, m
L	Kalınlık, m
$\dot{m}$	Kütleli debi, kg/s

$$\overline{Nu}_{D_h \text{ üst } j} (= \frac{\dot{Q}_{konv \text{ üst } j} D_h}{A_{h \text{ üst } j} (\overline{T}_{s \text{ üst } j} - T_{bj}) k})$$

Isıtıcı Sıra Ortalama Nusselt
sayısı (üst yüzey durumunda),

$$\overline{Nu}_{D_h \text{ Alt } j} (= \frac{\dot{Q}_{konv \text{ alt } j} D_h}{A_{h \text{ alt } j} (\overline{T}_{s \text{ alt } j} - T_{bj}) k})$$

Isıtıcı Sıra Ortalama Nusselt
sayısı (alt yüzey durumunda),

P_ζ

Kanala dik kesitin çevre uzunluğu, m

Pr

Prandtl sayısı

$\dot{q}_{konv}''$

Konveksiyonla olan ısı akısı, W/m^2

$\dot{q}''$

Isıtıcıya verilen ısı akısı, W/m^2

$\dot{Q}$

Isıtıcıya verilen ısı akımı, W

$\dot{Q}_{konv}$

Konveksiyonla olan ısı akımı, W

$\dot{Q}_{kond}$

Kondüksiyonla olan ısı akımı, W

$\dot{Q}_{rad}$

Radyasyonla olan ısı akımı, W

r_i

i fazının hacimsel kesri

R

Direnç, Ω

$Re (= w_0 D_h / \nu)$

Reynolds sayısı,

$Ri (= Gr^* / Re^2)$

Richardson sayısı

$S_{\phi i}$

ϕ_i 'nin kaynak oranı

S

Kaynak

t

Zaman

T

Sıcaklık, $^{\circ}C$

u

x-yönündeki hız, m/s

v

y-yönündeki hız, m/s

V	Voltaj
w	Üniform hız, m/s
V_i	i fazının hız vektörü
w	z-yönündeki hız, m/s
W	Kanalın eni, m
β	Genleşme katsayısı, 1/K
α	Isıl yayılım katsayısı
ε	Yayıcılık katsayısı
μ	Dinamik viskozite, kg/ms
ν	Kinematik viskozite, m ² /s
φ_i	i fazının entalpi, birim kütle başına momentum vb özelliği
Γ_{φ i}	i fazındaki φ'nin değişim katsayısı
σ	Stefan-Boltzmann sabiti, 5,67x10 ⁻⁸ W/m ² K ⁴
ρ_i	i fazının yoğunluğu,
ρ	Yoğunluk, kg/m ³

Alt İndisler

E	Doğu
H	Yüksek
i	Dizi numarası (x yönü)
j	Sıra numarası (z yönü)
L	Düşük
N	Kuzey
s	Isıtıcı yüzeyi

S	Güney
SAY	Sayısal
tot	Toplam
T	Önceki zaman
vernet	Verilen net
W	Batı
yalt	Yalıtım
0	Giriş şartı

Üst indisler

-	Ortalama değer
*	Düzeltilmiş değer

1. GİRİŞ

Elektronik sanayiindeki hızlı gelişmeler, elektronik cihazların kullanım sahalarının giderek genişlemesine ve sistemlerin güvenilirliğinin çok daha önemli hale gelmesine neden olmuştur. Özellikle savunma, bankacılık, sağlık, uzay vb. alanlarında kullanılan bilgisayar sistemlerinde meydana gelebilecek problemler, hayatı önemli ölçüde etkileyebilecek niteliktedir. Bu yüzden elektronik elemanların performans ve güvenilirliğinin artırılmasına zamanla daha da ihtiyaç duyulmaktadır. Bu alandaki iyileştirmede elektronik sistemlerin soğutulmasının da önemli bir yeri vardır.

Teknolojinin gelişmesiyle, elektronik elemanlar küçülmekte, devre sayısı ve ısınma sonucu ortaya çıkan, birim hacimden uzaklaştırılması gereken enerji miktarı da buna paralel olarak artmaktadır. Elektronik elemanlarda sıcaklığın belli bir sınırın üstüne çıkması, elektronik sistemlerin performansını azalmaktadır. Bu nedenle bu tür sistemlerde, etkili bir soğutma, sistemin güvenli çalışması açısından önemlidir.

Elektronik sistemlerde kullanılan elektrik enerjisinin büyük bir bölümü ısı enerjisiye dönüşmektedir. Elektronik eleman kalitesinin artması sonucu, bilgisayarlarda işlem hızı sürekli artarken, boyutları küçülmektedir. Çok küçük kalınlıkta bir eleman üzerindeki ısı gerilme ve istenmeyen düzeyde bir elektrik akımı bu elemanlara zarar verebilmektedir. Soğutma havasının taşıdığı toz ve çeşitli partiküller zamanla ısı transferinin azalmasına neden olmaktadır. 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. Soğutucu akışkan olarak havanın da kullanıldığı sistemlerde doğal, zorlanmış ve karışık konveksiyon uygulamalarına rastlamak mümkündür. Çok yüksek sıcaklıklarda çalışabilecek sistemlerde (150–400°C) dielektrik akışkanlar kullanılmaktadır. İstenilen şartlarda ve daimi soğutucu akışkanın temini, herhangi bir soğutma sisteminin 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.

Elektronik sistemlerde, oluşan enerjinin akışkan tarafından uzaklaştırılması doğal, zorlanmış veya karışık konveksiyonla gerçekleşir. Doğal konveksiyonla soğutma düşük ısı akılarına sahip sistemlerde, zorlanmış konveksiyonla 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 konveksiyonun beraber dikkate alındığı karışık konveksiyonla (mixed convection-combined convection) soğutma üzerinde durulmuştur.

Karışık konveksiyon çalışmasının mühendislik sahasında birçok uygulama alanı bulunmaktadır. Son yıllarda güneş kollektörü, kompakt ısı değiştirgeçleri, kimyasal proses ve distilasyon sistemleri iklimlendirme ve havalandırma işlemleri ve özellikle de elektronik sistemlerin soğutulması gibi birçok önemli endüstriyel ve meteorolojik mühendislik sahalarında geniş bir uygulama alanı bulunmaktadır.

Karışık konveksiyonla 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 alt ve üst yüzeylerine ayrı ısı kaynakları yerleştirilmiş bir kanal içerisinde karışık konveksiyonla ısı transferi deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir.

2. KARIŞIK KONVEKSİYON

Konveksiyonla olan ısı transferi problemleri her ne kadar doğal ve zorlanmış olarak incelenmiş olsa da, araştırmacılar birçok durumlarda her iki özelliğinde incelenmesi gerektiği durumları fark etmiş ve çalışmalara bu yönde ağırlık vermişlerdir. Doğal ve zorlanmış konveksiyon etkilerinin bir arada görüldüğü bu durum, karışık konveksiyon (mixed or combined convection) olarak adlandırılmaktadır. Bu etkilerden hangisinin daha baskın olduğunun ölçüsü Richardson sayısı (Gr/Re^2) ile belirlenir

$(Gr/Re^2) \ll 1$ olduğunda, zorlanmış konveksiyon etkisi daha baskındır ve doğal konveksiyon etkisi ihmal edilebilir.

$(Gr/Re^2) \gg 1$ olduğunda, doğal konveksiyon etkisi daha baskındır ve zorlanmış konveksiyon etkisi ihmal edilebilir.

$(Gr/Re^2) \approx 1$ doğal ve zorlanmış konveksiyon etkileri yakın şiddette olduğu için karışık konveksiyon söz konusudur.

Zorlanmış akımla, kaldırma kuvvetleri aynı yönde olduğunda doğal konveksiyon akımları şiddet kazanır. Bu akımlara desteklenmiş akımlar (assisting flow) denir. Zorlanmış akımların yönü kaldırma kuvvetlerine ters ise akımlar yavaşlar. Bu tür akımlara ters akımlar (opposing flow) denir.

Karışık konveksiyon Nusselt sayısının (boyutsuz ısı aktarım katsayısının) hesaplanması için aşağıdaki bağıntı önerilmektedir

$$Nu^n = Nu^n_{zorlanmış} \pm Nu^n_{doğal}$$

Burada görülen ($Nu_{zorlanmış}$) zorlanmış konveksiyon, ve ($Nu_{doğal}$) doğal konveksiyon için Nusselt sayılarıdır. Bu denklemdeki + ya da – işareti akımların destekli veya ters

olmasına bağlıdır. n sayısı akım şekli ve geometriye göre değişik değerler almaktadır.

Kanal içindeki ısı transferi mekanizmasının iyi anlaşılmasıyla, ısı değiştirgeçleri, güneş kollektörleri ve elektronik sistemlerin performanslı çalışabilmesi için gereken soğutma işlemlerinin ve benzeri fiziksel olayların daha iyi bilinmesi ve daha iyi tasarımların gerçekleştirilmesi mümkün olacaktır.

Bu çalışmada, alt ve üst yüzeylerine ayrı ısıtıcılar yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli bir kanalda karışık konveksiyonla ısı transferini incelemek üzere, hem deneysel hem de sayısal çalışmalar yapılmıştır.

2.1. Ayrı ısı kaynaklarıyla yapılmış olan çalışmaların gözden geçirilmesi

Elektronik sistemlerin gelişmeye başladığı tarihten itibaren, güvenilir işlem yapılabilmesi için yongalarda (chip) ortaya çıkan enerjinin uzaklaştırılması konusu hep gündemde olmuştur. Entegre devrelerin gelişmesiyle yonga, modül ve sistem düzeyinde oluşan enerji yoğunluğunda artış meydana gelmiş ve bu durum ısı transferi alanındaki çalışmaların hız kazanmasına neden olmuştur.

Elektronik sistemlerle ilgili ısı transferi araştırma alanlarından birisi, kanal içindeki akışlardır. Optimum ısı transferi için kanal dizayn yöntemleri geliştirmek kanal içerisinde istenilen akış şartlarını temin etmek için çalışmalar yapılmış ve halen de yapılmaya devam edilmektedir

Elektronik sistemlerde bulunan elemanlar boyut ve termal dirençleri farklı olmasına rağmen, analizlerde eşit şiddette ısı üreten ve aynı büyüklükteki elemanlar olarak ele alınmıştır. Bu kabuller periyodik tam gelişmiş akış şartlarının ortaya çıkmasına neden olmuştur. Elektronik sistemlerin soğutulması ile ilgili çalışmaların bir bölümü aşağıda verilmiştir.

Dehghan ve Behnia, dikey duvarlarının birinde ayrıık ısı kaynağı bulunan üst kısmı açık bir oyuk içerisinde, birleşik doğal konveksiyon, kondüksiyon ve radyasyonla olan ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Farklı Rayleigh (Ra) sayılarında, yüzey emisivitesini değiştirilerek, bunun akışkan hareketi ve ısı transferi üzerinde etkisi incelenmiştir. Üç moddaki ısı transfer mekanizmalarının karmaşık etkileşimi, birbirine bağlı konveksiyon, kondüksiyon ve radyasyon denklemleri kullanılarak incelenmiştir. Radyasyonla olan ısı transferini hesaba katılmasıyla, akışta dönme bölgeleri oluşturduğu ve bunun akış üzerinde kaydadeğer bir etki meydana getirdiği görülmüştür. Sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması neticesinde, Sayısal çalışmada radyasyonla ısı transferinin akış ve termal bölgelerin belirlenmesinde önemli bir etkiye sahip olduğu ortaya çıkmıştır (1).

Heindel ve arkadaşları bir duvarında 3x3 diziliminde ve yüzeyleri sık kanatçıklarla genişletilmiş ayrıık ısıtıcılar bulunan, dikdörtgen kesitli bir oyuk içerisinde tek fazlı doğal konveksiyonla olan ısı transferini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Soğutucu olarak FC-77 dielektrik sıvı kullanmışlardır. Birbirine yakın aralıklı, paralel plaka kanatçıklar hem yatay hemde dikey oyuk konumunda düşünülmüştür. Kanatçıklı yüzeylerde ısı transferinin, kanatçıksız yüzeylere göre 24 kat daha fazla olduğu gözlenmiştir (2).

Heindel ve arkadaşları yine üç boyutlu olarak yapmış oldukları bir çalışmada, dikdörtgen kesitli bir oyuğun dikey duvarlarından biri soğutulurken, diğer duvara gömülü (flush-mounted) olarak yerleştirilmiş, 3x3 diziliimli ayrıık ısı kaynaklarından doğal konveksiyonla olan ısı transferini deneysel ve teorik olarak incelemişlerdir. Soğutucu olarak yine FC-77 kullanılmıştır. Daha önce yapılmış üç boyutlu çalışmalarla, bu çalışmayı kıyaslamışlar ve mükemmel uyum içinde olduğunu görmüşlerdir. Fakat iki boyutlu olarak yapılan deneysel çalışmadan elde edilen ortalama ısı transferinin, sayısal çalışmalardan elde edilen değerin %20 daha altında olduğu belirlenmiştir (3).

Heindel ve arkadaşları yapmış oldukları bir diğer çalışmada da, yine ayrıık ısıtıcılarla ısıtılan, dikdörtgen kesitli bir oyuk içerisinde doğal konveksiyonla olan ısı transferini

iki ve üç boyutlu deneysel ve sayısal bir çalışmayla incelemişlerdir. Soğutucu olarak FC-77 dielektrik akışkanın kullanıldığı deneysel sonuçların, aynı geometri için, üç boyutlu sayısal sonuçlarla mükemmel bir uyum içerisinde olduğunu görmüşlerdir. Fakat yanal yönde gerçekleşen ısı yayılmanın hesaba katılmaması nedeniyle, 2 boyutlu modelde, ayrık ısı kaynaklarının ölçülen yüzey sıcaklıkları tahmin edilenin üzerinde çıkmıştır (4).

Heindel ve arkadaşları, dikey duvarlarının biri üzerindeki ayrık ısıtıcılardan birleşik kondüksiyon ve doğal konveksiyonu sayısal olarak incelemişlerdir. Ayrık ısıtıcılara sabit ısı akısı uygulanmıştır. Karşı duvar izotermal, yan duvarlar adyabatik olarak ele alınmıştır. Akışkan ve katı bölge için kararlı şartlardaki temel kısmi diferansiyel denklemler sonlu kontrol hacmi yöntemi kullanılarak çözülmüştür. Akışkan olarak FC-77 kullanılmıştır. Düzeltilmiş Raigleigh ($10^4 \leq Ra^* \leq 10^9$) sayısının, dikey duvar boyunca sınır tabaka ve ısıtıcı-akışkan termal iletkenlik katsayılarının oranı ile değişimi incelenmiştir. Isıtıcıların bulunduğu alt tabaka içerisindeki ısı yayılmanın, maksimum yüzey sıcaklıkları ve oyuk içerisindeki dolaşım üzerinde önemli etkiye sahip olduğu görülmüştür (5).

Heindel ve arkadaşları yine yaptıkları benzer bir çalışmada, dikdörtgen kesitli bir oyukun dikey duvarlarından birine tamamen gömülü 3x3 dizilimde yerleştirilmiş ayrık ısı kaynaklarından laminar akış şartlarında doğal konveksiyonla olan ısı transferini teorik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Isıtıcıların karşısındaki duvar izotermal olarak soğutulmuştur. Çalışmalar iki ve üç boyutlu olarak yapılmıştır (6).

Yapılan başka bir çalışmada, dikey duvarlarından biri üzerinde sabit ısı akılı ayrık bir ısı kaynağı bulunan, dikdörtgen kesitli bir oyuk içerisinde doğal konveksiyonla olan ısı transferi Yücel ve Türkoğlu, tarafından incelenmiştir. Bu ısı kaynağı, bir elektronik devre kartı üzerindeki bir devre elemanı olarak düşünülmüştür. Çalışmalarında sonlu kontrol hacmi yaklaşımı kullanarak, ısı akısının şiddetinin, ısıtıcı eleman ve oyuk boyutlarının sıcaklık dağılımına ve akışkan hareketine etkilerini incelemişlerdir. Isıtıcı eleman üzerindeki maksimum sıcaklığın eleman

boyutunun ve ısı akısının artmasıyla arttığı, buna karşılık oyuk genişliğinin artmasıyla azaldığı görülmüştür (7).

Yine Türkoğlu ve Yücel dikey bir kanal içerisine yerleştirilmiş, ayrık ısı kaynağından karışık konveksiyonla olan ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Ayrık ısı kaynağı kanalın dikey duvarlarından birine yerleştirilmiş ve sabit ısı akısı uygulanmıştır. Karşı duvar ise izotermaldir. Kullanılan denklemler, sonlu kontrol hacmi yaklaşımı kullanılarak çözülmüştür. Hesaplamalar Gr sayısı, Re sayısı ısıtıcı konumu ve kanal yüksekliği göz önüne alınarak yapılmıştır. Elde edilen sonuçlarda, ısıtıcı konumunun akış üzerinde önemli rol oynamadığı görülmüştür. Düşük Re sayılarında ($Re < 50$) ortalama Nu sayısı ve maximum sıcaklık Gr sayısı tarafından kontrol edilmektedir. Fakat daha yüksek Reynolds sayılarında, Reynolds sayısı akış üzerinde önemli rol oynamıştır. Ayrıca bu çalışmada düşük Re sayılarında, kanal genişliği arttıkça ($W/H > 1$) soğutmanın daha etkili olduğu buna karşılık, yüksek Re sayılarında kanal dar olduğu zaman etkili soğutma sağlandığı görülmüştür (8).

Sezai ve Mohammad yaptıkları çalışmada, yatay konumda bulunan bir kapalı ortamın tabanına, tabana gömülü, dikdörtgen geometrili ayrık ısı kaynağından, kararlı şartlar altında, doğal konveksiyonla olan ısı transferini Pr sayısının 0.71 değeri için sayısal olarak incelemişlerdir. Üç boyutlu Navier-Stokes denklemlerini multigrid tekniği kullanarak çözmüşlerdir. Kapalı ortam yüksekliğine bağlı olan Rayleigh (Ra) sayısı, 10^3 değerinden kararlı şartların bittiği noktaya kadar değiştirilmiştir. Kaynağın geometrik oranı (uzunluk/genişlik), kaynak alt plakayı tamamen kaplayana kadar değiştirilmiştir. Kapalı ortamın üst kısmı soğutulmuş alt kısmı yalıtılmıştır. Bu çalışmada, dikey sınır şartlarının ısı kaynağından olan ısı transferi üzerine etkileri incelenmiş, kaynaktan olan ısı transferinin dikey sınır şartlarından fazla etkilenmediği görülmüştür. Nusselt (Nu) sayısındaki değişim, kaynağın geometrik oranı ve Rayleigh (Ra) sayısının fonksiyonu olarak incelenmiştir (9).

Hwang, yapmış olduğu çalışmada, dikdörtgen kesitli, yatay konumda bulunan bir kanalın tabanına eşit seviyede yerleştirilmiş ayırık ısı kaynaklarından, türbülanslı akış şartlarında, zorlanmış konveksiyonla olan ısı transferini deneysel olarak incelemiştir. Isıtıcılar, birbirinden farklı üç ayrı malzemeden yapılmış plakalara yerleştirilmiştir. Deneyler Re sayısının 4800 ile 11200 arasında değişen değerleri için yapılmıştır. Isıtıcı plakalardan soğutucu akışkana olan ısı transferinin, serbest akım türbülans bölgesinden ve ısıtıcı konumundan bağımsız olduğu görülmüştür. Fakat ısıtıcı plakaların yerleştirildiği malzemenin ısı iletkenliği arttıkça, akışkana olan ısı transferinin azaldığı tesbit edilmiştir.(10).

Incropera ve arkadaşları, dikdörtgen kesitli yatay bir kanalın tabanına, tabana gömülü olarak yerleştirilmiş, kare şeklinde 3x4 diziliimli sabit sıcaklıktaki ayırık ısı kaynaklarından zorlanmış konveksiyonla olan ısı transferini deneysel ve teorik olarak incelemiştir. Deneyler Re sayısının 1000 ile 14000 arasında değişen değerleri için yapılmıştır. Akışkan olarak hem su hem de FC-77 kullanmışlardır. Elde edilen veriler, türbülanslı akım için iyi bir uyum gösterirken, laminar akış için tahminlerin altına düşmüştür (11).

Tso ve arkadaşları, dikey konumda bulunan, dikdörtgen kesitli bir kanalın yine dikey duvarından birine, tek sıra halinde 4 adet elektronik yonga yerleştirerek bu yongalardan tek fazlı zorlanmış konveksiyonla olan ısı transferini deneysel olarak incelemiştir. Akışkan olarak su kullanmışlardır. Yonga sayısı ve değişen kanal yüksekliğini içeren önemli geometrik parametrelerin, ısı transferine olan etkileri incelenmiştir. Deneyler Reynolds sayısının 6×10^2 ile 8×10^4 değişen değerleri için yapılmıştır. Deneylerden elde edilen sonuçlar, ısı transfer katsayısının, yonga sayısı, Reynolds sayısı ve az da olsa kanal yüksekliğinden etkilendiğini göstermiştir. Ayrıca sonuçlar hava ile soğutulan sistemlerle de karşılaştırılmıştır (12).

Tou ve arkadaşları, dikdörtgen kesitli kapalı bir ortamın dikey olan duvarlarından birine yüzeye tamamen gömülü olarak yerleştirilmiş, 3x3 diziliimli sabit ısı akı, ayırık ısı kaynaklarından doğal konveksiyonla olan ısı transferini sayısal ve üç boyutlu incelemiştir. Değişik türde soğutucu akışkan ($Pr = 5, 9, 25, 130$)

kullanılmıştır. Boyutsuz temel denklemler, uygun sınır şartlarında yarı implisit sonlu hacim formülasyonu kullanılarak çözülmüştür. Hesaplamalar düzeltilmiş Rayleigh sayısının 10^4 ile 10^8 arasında değişen değerleri için yapılmıştır. Kapalı ortam geometrik oranı 1 den 20'ye kadar değiştirilmiştir. Düzeltilmiş Ra sayısının, kapalı ortam geometrik oranının ve Pr sayısının ısı transferine olan etkileri incelenmiştir. Sonuçlar akış bölgesinin karmaşık olduğunu ve ayrı ısıtıcılardan transfer edilen ısıların uniform olmadığını göstermiştir. Nu ve Ra sayısı arasında bağıntılar geliştirilmiştir (13).

Mingo ve Keumnam, yapmış oldukları bir çalışmada, dikdörtgen kesitli bir kanalın tavanında bulunan ayrı ısı kaynaklarının soğutulmasında sulu parafin kullanılarak soğutma etkilerini incelemişlerdir. Isıtıcılar 6×1 şeklinde doğrusal olarak yerleştirilmiştir. Bu çalışmada VSLI yongaları simule edilmiştir. 40 W/cm^2 ısı akısında, su ve sulu parafinin her ikisi ile yapılan soğutmada, dikdörtgen kanalın geometrik oranın ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisinin, düşük ısı akılarına göre daha büyük olduğu görülmüştür (14).

Gururaja ve arkadaşları, dikey bir plaka üzerine plaka yüzeyi ile aynı seviyede yerleştirilmiş bölgesel bir ısı kaynağından karışık konveksiyonla olan ısı transferini incelemişlerdir. Yüzeyden olan radyasyonla ısı transferi de göz önünde bulundurularak, iki boyutlu, laminar, kararlı, sıkıştırılmaz akış şartlarında ısı transferi incelenmiştir. Temel denklemler, sonlu kontrol hacmi formülasyonu kullanılarak çözülmüştür. Çalışmalarda ısı kaynağının yeri ve büyüklüğünün, plakanın malzeme yüzey özelliklerinin, serbest akım hızının, hem ısı transferi hem de akış üzerindeki etkileri incelenmiştir. Elde edilen birçok sayısal veri ile boyutsuz plaka sıcaklıkları ve sürtünme katsayısı için bağıntılar geliştirilmiştir (15).

Mahaney ve arkadaşları, dikdörtgen kesitli yatay bir kanal tabanına, tabana gömülü olarak yerleştirilmiş, 3×4 diziliimli kare şeklindeki ısı kaynaklarından karışık konveksiyonla olan ısı transferini deneysel ve teorik olarak incelemişlerdir. Deneyler Re sayısının 25 ile 2050 arasında değişen değerleri için ve değişik ısı akıları için yapılmıştır. Sayısal çalışmadan elde edilen üç boyutlu sonuçlar, akışkan

olarak su kullanılan deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmıştır (16).

Fujii ve arkadaşları, dikey paralel plakaların her birine yerleştirilmiş çıkıntılı ayrık ısı kaynaklarından doğal konveksiyonla olan ısı transferini deneysel ve teorik olarak incelemişleridir. Bu tür sistemlere entegre devre elemanları örnek olarak verilebilir. İki boyutlu Navier-Stokes ve enerji denklemleri, plakalardaki kondüksiyonla olan ısı transferi de göz önünde tutularak sayısal olarak çözülmüştür. Çalışmalar hem sayısal, hemde deneysel olarak yapılmıştır. Sayısal çalışmada, düzeltilmiş Gr^* sayısının $2,3 \times 10^3$ ile $8,8 \times 10^5$ değerleri arasında çalışmalar yapılmıştır (17).

Yücel ve arkadaşları, eğimli ve bir ucu açık kanal içerisinde karışık konveksiyonla gerçekleşen ısı transferini sayısal olarak incelemişleridir. İzotermal ayrık ısı kaynakları birbirinden eşit uzaklıkta ve kanalın bir duvarına yerleştirilmiştir. Temel denklemler sonlu fark metodu kullanılarak çözülmüştür (18).

Adams ve Joshi, uzunluk, genişlik ve yükseklik oranı 6:6:1 olan hava ile dolu, dar bir kapalı ortamda, 3x3 dizilimindeki çıkıntılı ısı kaynaklarından doğal konveksiyonla olan ısı transferini, üç boyutlu, sayısal ve deneysel olarak incelenmişlerdir. Havadaki doğal konveksiyon için kullanılan temel denklemler, kapalı ortam içerisinde birleşik kondüksiyon ve radyasyonla olan ısı transferi de göz önünde bulundurularak, sonlu hacim metodu ile çözülmüştür. Radyasyonun toplam ısı transferine olan etkisi üzerinde önemle durulmuştur. Düzeltilmiş Ra sayısı $9,7 \times 10^5$ ile $1,6 \times 10^7$ arasında alınmıştır (19).

Choi ve Kim, dikdörtgen kanal içerisinde karışık konveksiyonu üç boyutlu ve sayısal olarak incelemişlerdir. Karışık konveksiyon rejiminde, ısı kaynağının üst yüzeyindeki yerel Nu sayısı, alt yüzeye göre farklı bir biçim göstermiştir. Üst yüzeyde üç boyutlu etkiler özellikle göze çarpmıştır. Çalışmalar, $0,126 \leq Re \leq 1260$ arasında, $Gr = 7,87 \times 10^7$, termal iletkenlik oranı 1 ile 100 arasında ve Pr sayısının 0,71 değeri için yapılmıştır. Nu sayısı Gr ve Re 'nin fonksiyonu olacak şekilde bağıntılar elde edilmiştir (20).

Kennedy ve Zebib, izole edilmiş, iki plaka arasındaki akış için karışık konveksiyon şartlarında ısı transferini hem sayısal, hemde deneysel olarak incelemişlerdir. Yapılan çalışmada dikkate alınan lokal ısı kaynakları sabit ısı akıllı olup, çalışma $Re < 100$ ve Grashof sayısının $5,4 \times 10^5$ değeri için yapılmıştır. Isı kaynağının boyutu değiştirilip, alt ve üst plakaya yerleştirilerek ayrı ayrı incelemeler yapılmıştır. Akışkan olarak hava kullanılmıştır. Yaptıkları bu araştırmada, karışık konveksiyonla gerçekleşen ısı transfer problemini parabolik sayısal metodlar geliştirerek çözmeye çalışmışlardır. Isı kaynağının büyüklüğünü değiştirerek, yatay yöndeki değişimleri incelemişlerdir (21).

Papanicolaou ve Jaluria, dikdörtgen şeklindeki kapalı bir ortamda hava kullanarak elektronik elemanların soğutulmasına yönelik çalışmalarında, karışık konveksiyon şartlarında ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Havada, duvarlarda ve elektronik elemanlarda meydana gelen ısı transferi, incelenmiştir. $Gr/Re^2 = 10$ değerine ulaşana kadar, Reynolds sayısının 100 değeri için laminar, kararlı akış şartları sağlanmıştır. $Gr/Re^2 = 50$ değeri için ise, çalışılan birçok konfigürasyon için tek frekanslı salınım davranışları gözlenmiştir. Isı transfer sonuçları hem laminar hem de salınım bölgeleri için elde edilmiştir. Karışık konveksiyonun olduğu Gr/Re^2 aralığı 0,01 ile 10 arasındadır (22).

Incropera, elektronik sistemlerin soğutulmasında konveksiyonla olan ısı transferi ile ilgili çalışmalar hakkında geniş bir araştırma yapmıştır. Doğal, zorlanmış, karışık konveksiyon ve faz değişimi ile ilgili çalışmaları ayrı ayrı özetlemiş ve geniş bir literatür çalışması yapmıştır (23).

Haung ve Lin, alt kısmından ısıtılan dikdörtgen kesitli yatay bir kanal içerisinde karışık konveksiyonla gerçekleşen ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Kararsız, üç boyutlu Navier Stokes ve enerji denklemleri, türbülans modellerinden herhangi birisi kullanılmadan yüksek mertebeli sonlu fark metodu kullanılarak çözülmüştür. Sonuçlar, Re sayısının 500, aspect oranının 2 değeri için elde edilmiş ve Gr/Re^2 değeri, kararlı, laminar, boylamasına vortex akıştan, kararsız düzensiz akış

şartlarına kadar geniş bir aralıkta incelenmiştir. Kaldırma kuvvetinin artması ile, $Gr/Re^2 < 4$ için karalı laminar akış, $4 \leq Gr/Re^2 < 19$ için periyodik laminar akış, $19 \leq Gr/Re^2 < 25$ için sanki periyodik akış ve son olarak ta $25 < Gr/Re^2 \leq 40$ için düzensiz akış gözlenmiştir (24).

Polentini ve arkadaşları, dikdörtgen şeklindeki kapalı bir ortamın bir duvarındaki 3x3 diziliminde kare geometrili ayrı ısıtıcılardan doğal konveksiyonla olan ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışma akışkanı olarak FC-77 ve su kullanmışlardır. Isıtıcıların karşısında bulunan duvar soğuk tutulmuştur. Isıtıcı konumları, kapalı ortamın genişliği, ısıtıcılar arasındaki uzaklık ve kapalı ortamın eğimli durumu gözönünde tutularak çalışmalar yapılmıştır (25).

Mahaney ve arkadaşları yaptıkları çalışmada, yatay bir kanalın alt duvarına 4 sıra halinde dizilmiş ve yüzey alanları kanatcıklarla genişletilmiş kare geometrili ısı kaynaklarından karışık konveksiyonla olan ısı transferi için sayısal çalışmalar yapılmışlardır. Üç boyutlu hız ve sıcaklık bölgeleri üzerinde önemle durulmuş, taban ve kanatçık yüzeyleri için yerel Nu sayısı dağılımları incelenmiştir (26).

Choi ve Ortega, iki paralel plakanın oluşturduğu bir kanal içerisinde alt plakaya yerleştirilmiş ayrı ısıtıcıdan karışık konveksiyonla gerçekleşen ısı transferi incelenmiştir. Elde edilen sonuçlarda, eğim açısının 45° den büyük olduğu durumlarda, doğal ve karışık konveksiyon şartlarında Nu sayısının eğim açısına son derece bağlı olduğu belirtilmiştir. Diğer taraftan, kanal eğim açısının 0° – 45° arasındaki değerlerinde Nu sayısının ve maksimum boyutsuz sıcaklık değerlerindeki değişimlerin ihmal edilebilecek düzeyde olduğu görülmüştür (27).

Ray ve Srinivasan, yaptıkları çalışmada, yatay bir devre plakası üzerine yerleştirilmiş, elektronik bir eleman etrafında bulunan izolasyondaki sıcaklık değişimini sayısal olarak incelenmişlerdir. Akışın laminar ve tam gelişmiş olduğu kabul edilmiştir. Çalışmalarında karışık konveksiyon etkilerinin yanısıra iki farklı tip izolasyon için incelemeler yapılmışlardır. Akışkandaki, kütle, momentum ve enerji

denklemleri, izolasyondaki kondüksiyon denklemleri Simpler algoritması kullanılarak çözülmüştür. Hesaplamalar, sıvı Freon ve su için, farklı iletkenlik oranları için ve farklı Ra sayıları için yapılmıştır. İzolasyon termel iletkenliğinin, soğutucu ortamın termal iletkenliğinden 10 kat daha az olduğu durumda, izolasyon içerisindeki sıcaklık değişiminin önemli olduğu ispat edilmiştir (28).

Maddox ve Mudavar, yapmış oldukları çalışmada, tek ve çift fazlı zorlanmış konveksiyon ile mikroelettronik elemanların soğutulmasının uygulama imkanlarını araştırmışlardır. Testler, dikdörtgen kanalın bir duvarına, duvara gömülü olarak yerleştirilmiş, ayrık ısı kaynağından olan ısı transferi için yapılmıştır. Soğutucu akışkan olarak FC-72 kullanılmıştır (29).

Dehghan and Behnia, üst kısmı açık dikey bir kanalın yan duvarlarına yerleştirilmiş iki adet ayrık ısı kaynağından doğal konveksiyonla olan ısı transferi, sayısal olarak incelemişlerdir. Isıtıcıların yerleştirildiği sonlu termal iletkenliğe sahip plaka ve farklı ısı iletkenliğe sahip plakaların ısı transferine olan etkileri araştırmışlar ve duvar iletkenliğinin önemi üzerinde incelemeler yapmışlardır (30).

Naito ve Nagano, eğimli paralel plakalar arasındaki akış için giriş bölgesinde yukarı doğru laminar akışta kaldırma kuvveti etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Üç durum için sonuçlar elde edilmiştir. Bunlar; alt duvar ısıtılmış, üst duvar izole edilmiş ve her iki duvar eşit olarak ısıtılmış durumlarıdır (31).

Fushinobu ve arkadaşları, çalışmalarında ısıtılmayan bir plakaya yerleştirilmiş küçük bir ısıtıcı üzerinde sıcaklık değişimlerini incelemek için basit analitik bir model geliştirmişlerdir. Gerçekte uzaysal dağılımlara sahip olmasına rağmen, plaka ve ısıtıcı üzerindeki sıcaklık uniform duruma yaklaşmıştır. Bu çalışma elektronik parçaların dizaynına bir öneri getirmek için yapılmıştır (32).

Mcentire ve Webb, yapmış oldukları deneysel çalışmada, bir dizi ayrık ısı kaynağı bulunan kanal içerisinde zorlanmış konveksiyonla olan ısı transferini iki boyutlu olarak incelemişlerdir. Deneylerde, çalışma akışkanı olarak hava kullanılmış olup,

Re sayısının 1000' den 10000'e kadar değişen değerleri için çalışmalar yapılmıştır. Kanal içerisinde bulunan ısıtıcılar hareketli olup, hem tamamen gömülü, hemde çıkıntılı durumlar için incelemeler yapılmıştır (33).

Maughan ve Incropera, yapmış oldukları çalışmada yatay ve eğimli bir kanal içerisinde karışık konveksiyonla gerçekleşen ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışma akışkanı olarak hava ($Pr=0,7$) kullanmışlardır. Deneyler Re sayısının $125 < Re < 500$, Gr^* sayısının $7 \times 10^3 < Gr^* < 1 \times 10^6$ ve eğim açısı θ 'nın $0 < \theta < 30$ değerleri arasında yapılmıştır (34).

Garimella ve Eibeck, yaptıkları çalışmada, yatay kanalın tabanına hem sıralı, hemde kaydırılmış olarak yerleştirilmiş 30 adet ısıtıcı için konveksiyon katsayısını zorlanmış konveksiyon şartlarında deneysel olarak incelemişlerdir. Isıtıcılar 5x6 diziliminde olup kanala çıkıntılı olarak yerleştirilmiştir. Soğutucu akışkanı olarak su kullanılmıştır. Kanal yüksekliğine bağlı Re sayısı 150 ila 5150 değerleri arasında çalışmalar yapılmıştır (35).

Hwang ve Lio, düşük yükseklik/genişlik oranlı, karşılıklı iki yüzeyi delikli çıkıntılarla pürüzlendirilmiş kanallarda ısı transferi ve sürtünmeyi deneysel olarak incelemişler, tam gelişmiş kanal akışı için ortalama Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı, ısı transferi için ölçümler yapmışlardır. Sıcaklık ölçümleri laser holografik interferometre tekniği ve ısı çiftleri ile yapılmıştır. Akıştaki karışım uzunluğu için akış izleme teknikleri kullanılmıştır. Türbülanslı akış şartlarında yerel Nusselt sayısı dağılımının, türbülans kinetik enerjisine bağlı olduğu, çıkıntıların bulunduğu kanallardaki ısı transferinin, bloksuz kanallara göre daha fazla olduğu, sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile azaldığı, Nusselt sayısının kanal girişinde arttığı, sonra bir miktar azaldığı, daha sonra sabit kaldığı tesbit edilmiştir (36)

Molki ve arkadaşları, dikdörtgen bloklar bulunan bir kanalda giriş bölgesinde laminar, gelişmekte olan akışta, konveksiyonla olan ısı transferini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Kanalın alt yüzeyine bakır bloklar yerleştirip, bunları alttan elektriksel ısıtıcılarla ısıtarak, elektrik giriş gücü, sıcaklık, basınç ve akış hızı gibi çeşitli parametrelerin ölçülmesi sonucu Nusselt sayısı ile korelasyonlar elde

etmişlerdir. Burada, kanalın giriş bölgesinde Nusselt sayısının yüksek olduğu, ani bir düşüşten sonra yaklaşık sabit kaldığı ve ayrıca ısı transferinin Reynolds sayısı, blok ve kanalın geometrik özelliklerine bağlı olduğu tespit edilmiştir (37).

Kim and Anand, iletken bloklara sahip kanallarda laminar periyodik olarak gelişen akışı sayısal olarak incelemişlerdir. Hesaplar değişik akış ve geometrik parametreler dikkate alınarak gerçekleştirilmiştir (38).

Kim ve Anand, yine yapmış oldukları bir başka çalışmada elektronik elemanları temsil eden içinde ısı üretilen bloklara sahip kanallarda ısı transferini ve sürtünme katsayısının değişimini sayısal olarak incelemişlerdir. Hesaplar Reynolds sayısının 5000 ile 40000 arasındaki değerleri için yapılmıştır (39).

Lehmann ve Wirtz, iki boyutlu kabul edilen bloklara sahip kanallarda sürtünme katsayısını değişik geometrik parametrelere göre incelemişler Reynolds sayısının 670-3000 arasındaki değerlerinin geçiş bölgesi olduğunu tesbit etmişlerdir (40).

Sparrow ve arkadaşları, bir yüzeyinden ısı yayan bloklar yerleştirilmiş dikdörtgen kanallarda ısı transferi ve basınç dönüşümünü deneysel olarak incelemiş ve deneylerinde 330x4 cm ebatlarında hava kanalı kullanmışlardır. Isı üretimi için blokların içerisine rezistans yerleştirmişlerdir. Değişik geometrilerde blok kullanılması, eksik blok kullanılması halinde, ısı transferi ve basınç dönüşümünün değişimini araştırmışlardır (41).

Sparrow ve arkadaşları yapmış oldukları bir diğer çalışmada, naftalin süblimasyon tekniği kullanarak laminar ve türbülanslı akışta ısı transferi karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir Üç boyutlu blok durumu için laminar bölgeden türbülanslı bölgeye kadar deneyler yapmışlardır. Bazı blokların olmaması bariyer etkisi gibi hususları da dikkate almışlardır. Tam gelişmiş akış şartlarının sağlanabilmesi için en az beş blok olması gerektiği, Reynolds sayısının artışı ile sürtünme katsayısının azaldığı bazı blokların olmaması halinde bunun ısı transferini artırdığı belirlenmiştir (42).

Patankar ve arkadaşları akış yönünde, kesiti peryodik olarak değişen dikdörtgen kesitli kanallarda tam gelişmiş şartlarda akış ve ısı transferini incelemiş ve bu tür ısı transfer mekanizmasının ilk teorisini geliştirmişlerdir. Öncelikle temel denklemler peryodik sınır şartları altında ayrıklaştırılmış ve sayısal olarak çözülmüştür. Sonuç olarak tam gelişmiş akıştaki Nusselt sayısının, düz kanal akışına göre çok yüksek ve Reynolds sayısının bir fonksiyonu olduğu bulunmuştur (43).

Tsay, dikey palkalı kanalın duvarına ya izotermel ya da izoflux ısı akışına maruz bırakılmış ayırık ısı kaynaklarından karışık konveksiyonla olan ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. Boyutsuz ısı kaynağı uzunluğu, ısı kaynakları arasındaki boyutsuz uzunluk, boyutsuz kanal uzunluğu, boyutsuz ısıtılan plaka kalınlığı, Gr/Re^2 sayısının ısı transferine olan etkileri incelenmiştir (44).

Leung ve arkadaşları, yatay bir kanal içerisine, devre kartı yerleştirerek kanal içerisinde konveksiyonla olan ısı transferini, deneysel ve teorik olarak incelemişlerdir. Deneysel yapılan çalışmalarda devre kartı, hem yatay hemde düşey konumda yerleştirilmiştir. Değişen kanal yüksekliği, blok yüksekliği ve genişliğinin blok yüzeyinden konveksiyonla olan ısı transferine etkilerini araştırmışlar, soğutucu akışkan olarak hava kullanmışlardır. Çalışmalar Reynolds sayısının 510 ile 2050 arasında değişen değerleri için gerçekleştirilmiştir. Çalışmalar sonucunda korelasyonlar kanal yüksekliği/blok yüksekliği (H/B) ve blok genişliği/blok yüksekliği (L/B)'ne bağlı olarak elde edilmiştir (45).

Leung ve arkadaşlarının yapmış olduğu başka bir çalışmada ise simule edilmiş yatay bir devre kartı laminar hava akışına maruz bırakılarak, kararlı konvektif ısı transferini deneysel ve teorik olarak incelemişlerdir. Matematiksel korelasyonlar kanal yüksekliği/blok yüksekliği (H/B) ve blok genişliği/blok yüksekliği (L/B)'ne bağlı olarak elde edilmiştir. $H/B \geq 8$ durumu için doğal konveksiyon etkisinin ısı transferi üzerinde önemli rol oynadığı ve karışık konveksiyonun oluşmasına neden olduğu görülmüştür (46).

Incropera ve Schutt, yapmış oldukları bir çalışmada üç boyutlu yatay bir kanalın alt ve üst yüzeyine sabit ısı akısı uygulayarak ikincil akışın davranışını sayısal olarak incelemişlerdir. Reynolds sayısının ($100 \leq Re \leq 1000$) hidrodinamik ve termal şartlar üzerindeki etkilerini parametrik hesaplamalar yaparak belirlemeye çalışmışlardır. Alt ve üst kısma değişik ısı akıları ($1,0 \leq q_{üst}/q_{alt} \leq 5,0$) uygulayarak, farklı en/yükselik oranlarında ($1 \leq W/H \leq 10$), farklı Grashof sayılarında ($2,5 \times 10^5 \leq Gr^* \leq 6,5 \times 10^6$), değişik Prandtl sayılarında ($6,5-0,7$) çalışmışlar yapmışlardır. Alt kısımda bulunan ısıtıcının karışık konveksiyonun etkisinde olduğu ve üst kısım ısıtmasından etkilenmediği belirlenmiş, üst kısımda bulunan ısıtıcıda zorlanmış konveksiyonun baskın olduğu ve alt kısım ısıtmasından fazla etkilenmediği belirlenmiştir (47).

Özsunar ve arkadaşları, dikdörtgen kesitli yatay ve eğimli bir kanalda değişik şartlarda, karışık konveksiyonla gerçekleşen ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmalar, çeşitli kanal eğim açıları ($0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$) yapılmış olup, Reynolds sayısının ($50 \leq Re \leq 1000$) ve Grashof sayısının ($7,0 \times 10^5 \leq Gr^* \leq 4,0 \times 10^6$) değişen değerlerinde sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Parametrik çalışmadan elde edilen sonuçlarda yerel Nusselt sayısı dağılımı ve dengesizliğin başlangıcı belirlenmiş ve kanal eğim açısı ile Grashof ve Reynolds sayısının dengesizliğin başlangıcına etkisi araştırılmıştır (48).

Özsunar ve arkadaşları, yapmış oldukları bir başka çalışmada ise yine kanal içerisinde karışık konveksiyonla gerçekleşen ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Kanalın yan yüzeyleri adyabatik, üst yüzey çevreye açık ve alt kısma sabit ısı akısı uygulanmıştır. Akışkan olarak hava kullanılan bu çalışmada iki farklı kanal geometrisinde ($AR=5$, $AR=10$) ve $0^\circ \leq \theta \leq 30^\circ$ arasında değişen eğim açıları çalışılmıştır. Yine bu deneysel çalışmada Reynolds sayısı ($50 \leq Re \leq 1000$) ve Grashof sayısı ($7,0 \times 10^5 \leq Gr^* \leq 4,0 \times 10^6$) arasında deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Dengesizliğin başlangıç mesafesinin, Grashof sayısının ve geometrik oranın artmasıyla, azaldığı görülmüş, diğer taraftan Reynolds sayısı ve eğim açısının artmasıyla, dengesizliğin başlangıç mesafesinin geciktiği görülmüştür (49).

2.2. Bu Çalışmanın Amacı

Elektronik sistemlerin soğutulması sistemin güvenli çalışabilmesi için son derece önemlidir. Sistemin etkin bir şekilde soğutularak, yonga sıcaklıklarının emniyetli çalışma sıcaklıklarını aşmaması, soğutma sisteminin oluşturduğu akış şartlarına, geometrik boyutlara, yongaların yerleşimine vb. bağlıdır. Bu yüzden yeterli soğutmanın sağlanmasında uygun şartların belirlenmesi için, akış ve sıcaklık alanlarının detaylı bir analizi gerekir. Bu tür detaylı analizlerle elde edilen sonuçlardan yararlanarak, tasarım için gerekli kriterler belirlenebilir.

Bu çalışma, elektronik sistemlerde soğutucu akışkan hareketi ve sıcaklık dağılımının, sistemin geometrik yapısından, akışın Reynolds sayısından ve elektronik elemanlardan yayılan ısıdan nasıl etkilendiğini araştırmak ve emniyetli çalışma sıcaklıklarının sağlanmasında uygun şartların belirlenmesi için gerçekleştirilmiştir. Şimdiye kadar yapılan çalışmalarda, hem alt hemde üst duvarında ısıtıcı elemanlar bulunan kanal problemleri çok az sayıda ve yetersizdir. Bunun için alt ve üst duvarlarında ısıtıcı elemanlar bulunan yatay bir kanal ele alınmıştır. Bu kanalda akışkan akışı ve ısı transferi deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir.

¹ BİLİMSEL ARAŞTIRMA PROJESİ -06/2001-16

çiftin bulunduğu test odası, test odasını fandan ayırmak için sönümleme odası ve sıcaklıkların ölçülüp bilgisayar hafızasında depolanmasını sağlayan veri toplama sisteminden oluşmaktadır. Resim 3.1’de Akışkanlar Mekanîği Laboratuvarında kurulan deney düzeninin genel görünümü verilmiştir.

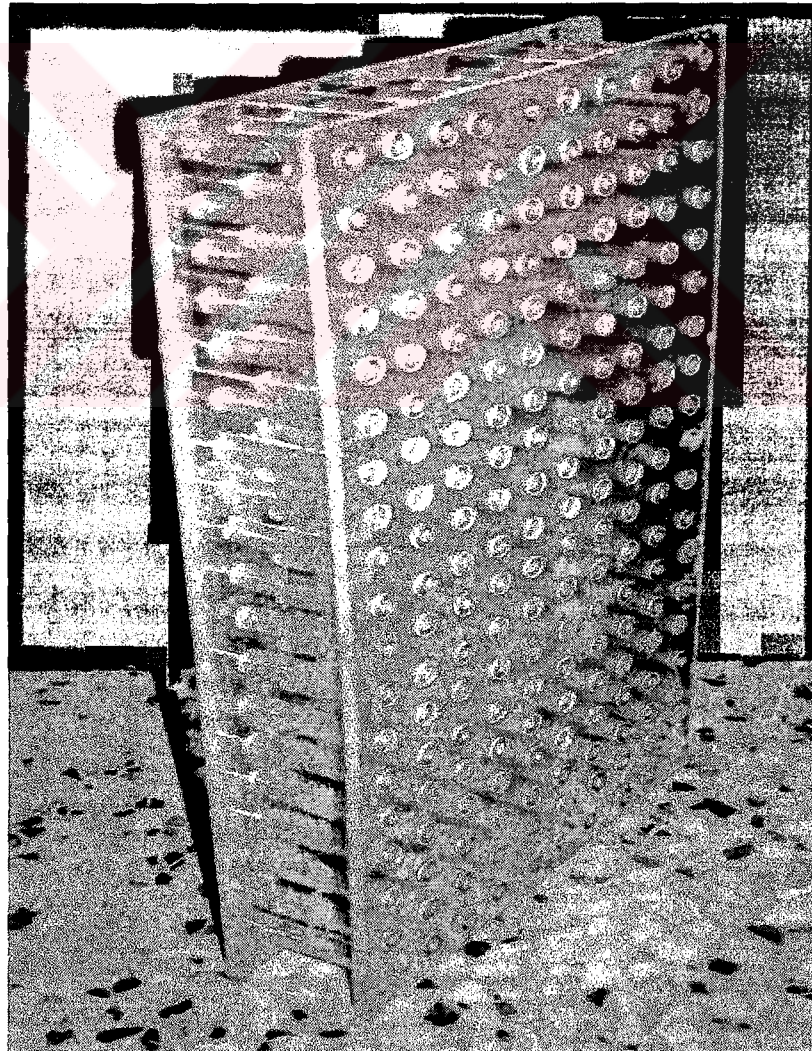


Resim 3.1. Deney düzeninin genel görünümü

3.1.1. Akım düzenleyici

Deney düzeninde, üniform bir akış sağlamak amacıyla, test odası girişine akım düzenleyici yerleştirilmiştir. Burada fan ile emilen akışkan, akım düzenleyici sayesinde düzgün bir akış çizgisine sahip olmakta ve test odası girişinde hız profili üniform hale gelmektedir. Akım düzenleyici, akış düzeltici ve lüleden oluşmaktadır. Giriş şartlarının bu şekilde ayarlanması ile hidrodinamik giriş şartları sağlanarak, güvenilir ısı transfer sonuçları elde edilmeye çalışılmıştır. Akım düzenleyicinin ilk parçası giriş kısmında bulunan akış düzenleyicidir. Resim 3.2’de görülen akış düzeltici, 5 mm çapında ve 50mm uzunluğunda çok fazla sayıda boru, iki plexiglass plaka arasına yerleştirilerek 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. Kanalda, yani test odası girişinde uygun hidrodinamik şartları sağlamak için akışın üniform olması gerekmektedir. Bu şartları sağlamak için lüle kullanılmıştır. Üniform akışı sağlamak için kullanılacak lülenin boyutu, şekli ve daralma kesitinin dikkatlice belirlenmesi gerekir. Bu çalışmada, lülede iki boyutlu bir daralmanın yeterli olduğuna karar verilmiştir. Çünkü akışkan bir dikdörtgen kesitli kanal içerisinde akacaktır. Lülenin yan tarafları iki paralel plakadır ve herhangi bir daralma mevcut değildir. Buna karşılık alt ve üst kesitlerde oransal ve eşdeğer bir daralma mevcuttur.

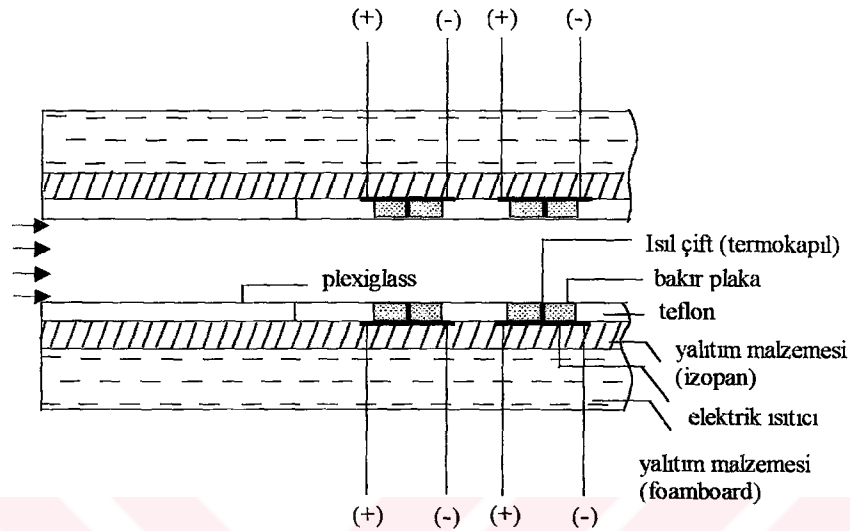


Resim 3.2. Akış düzenleyici

3.1.2. Test odası

Test odası, gerekli olan ölçümlerin yapıldığı, bakır malzemeden yapılmış plakalar, elektrikli ısıtıcılar ve ısı çiftlerinin bulunduğu, gerekli hız ve sıcaklık ölçümlerinin veri depolama sistemiyle alındığı yerdir. Test odası, 25x25 mm ebatlarında kanalın alt ve üst kısmına yerleştirilmiş 64 adet bakır malzemeden yapılmış plakalardan oluşmaktadır. Ayrıca bu plakalara özel işlem uygulanarak T tipi cupper constantan ısı çiftleri plaka yüzeyinin merkezine gelecek şekilde lehimlenmiştir. Bakır plaka yüzeyleri radyasyon kayıplarını en aza indirmek için parlatılmıştır. Bakır plakaların 4x8 adeti kanal üst yüzeyinde, 4x8 adeti ise kanal alt yüzeyinde bulunmaktadır. Bakır plakalar arasındaki mesafeler birbirine eşit ve plaka boyu (25mm) ile aynı uzunluktadır. Bakır plakalar yüksek sıcaklıklara dayanıklı saf teflon ($k=0,25W/mK$) malzeme üzerine tamamen gömülü olarak yerleştirilmiştir. Bakır plakalar kanal girişinden yaklaşık 900 mm uzakta bulunmaktadır. Bu şekilde üniform olarak başlayan akışın hidrodinamik olarak tam gelişmiş şartlara ulaşması sağlanmıştır. Bütün deneyler her bir bakır plaka altına yerleştirilmiş eşit dirençli ısıtıcılara eşit gerilim uygulanarak yapılmıştır. Bakır plakalara verilen gerilimi ayarlamak için varyak kullanılmıştır. Bu sayede istenilen voltajlarda çalışmak mümkün olmuştur. Kanalın alt yüzeyinin bir kısmı, ısıtıcıların bulunduğu saf teflon malzemeden, diğer kısımları ise 5mm kalınlığında plexiglass malzemeden meydana gelmektedir. Bu şekilde oluşturulmuş yüzeyin altında, 20mm kalınlığında, yüksek sıcaklıklara ($\cong 250^{\circ}C$) dayanıklı camyünü yalıtım malzemesi ($k=0,048W/mK$), onun altında ise 50 mm kalınlığında, düşük sıcaklıklara ($\cong 75^{\circ}C$) dayanıklı foamboard yalıtım malzemesi ($k=0,028W/mK$) bulunmaktadır. Kanalın üst kısmı da alt kısmı gibi aynı malzemeler kullanılarak yalıtılmıştır. Yan yüzeylerde ise 5 mm kalınlığında fiberglass malzeme üzerine yine 50 mm kalınlığında yalıtım malzemesi (foamboard) kullanılmış ve böylece tüm yüzeyler yalıtılmıştır. Kanal düzenlenirken, dikkat edilmesi gereken en önemli noktalardan biri de düzlemsellik, paralellik ve pürüzsüzlüğün dikkatli bir şekilde sağlanmasıdır. Aksi takdirde akışın üniformluğu bozulacak ve girdaplar oluşacak, elde edilecek sonuçların güvenilirliği açısından tereddütler hasıl olacaktır.

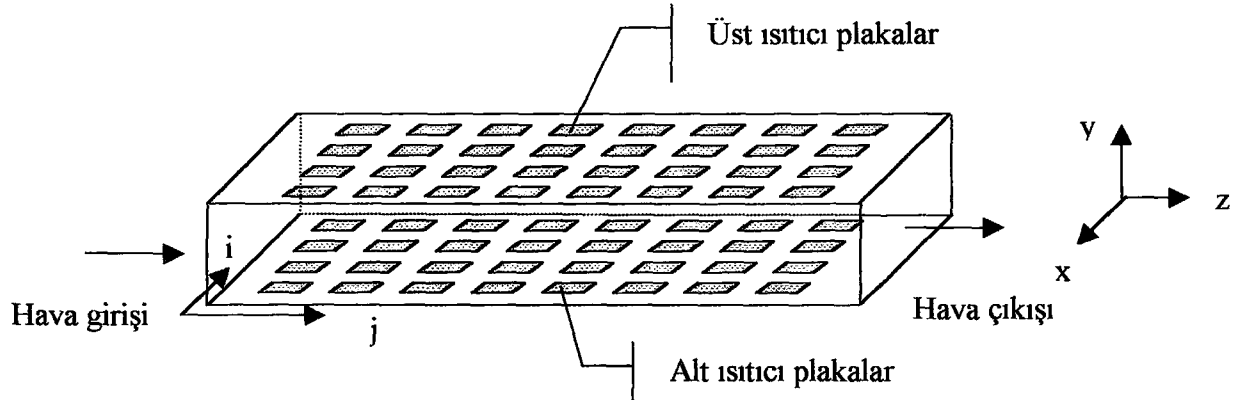
Test odasının oluşturulmasında kullanılan malzemeler Şekil 3.2.'de detaylı olarak verilmiştir.



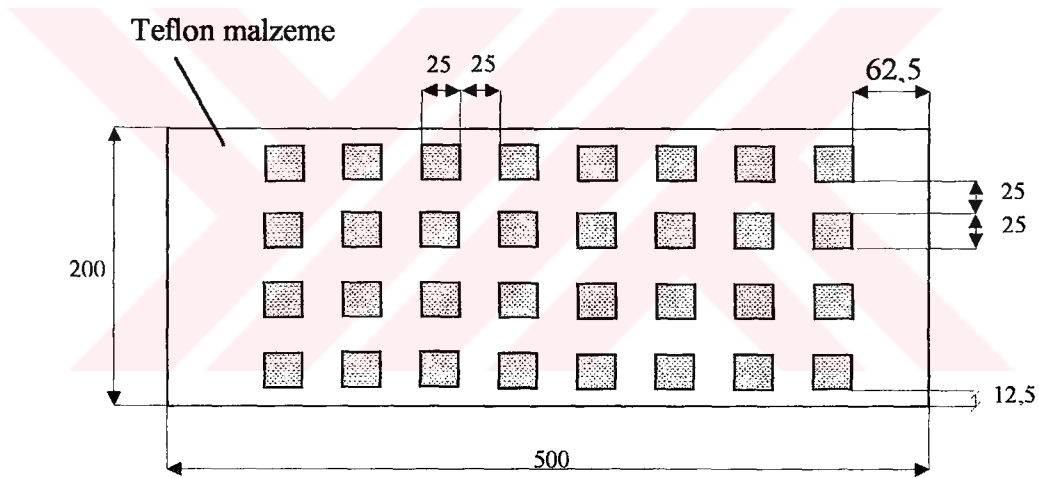
Şekil 3.2. Test odasının detaylı görünümü

Şekil 3.3'te ise ısıtıcı plakaların kanalın alt ve üst kısmına yerleşim düzeni görülmektedir. Alt ve üst kısma $i_{top} = 4$ ve $j_{top} = 8$ şeklinde bir dizilim yapılmıştır. i_{top} toplam dizi numarasını, j_{top} ise toplam sıra numarasını göstermektedir. Şekil 3.4'te ise teflon malzemeye gömülü olarak yerleştirilen bakır plakaların boyutları, aralarındaki mesafeler ve teflon malzemenin boyutları verilmiştir.

Deneyler sırasında, farklı kanal yüksekliklerinde çalışabilmek için değişik yüksekliklerde plexiglass malzeme kullanılmıştır. Bunlar kanalın alt ve üst duvarına vida ile birleştirilmiş, böylece farklı W/H oranında çalışmalar yapmak mümkün olmuştur.



Şekil 3.3. Isıtıcı plakaların test odasında yerleşim düzeni



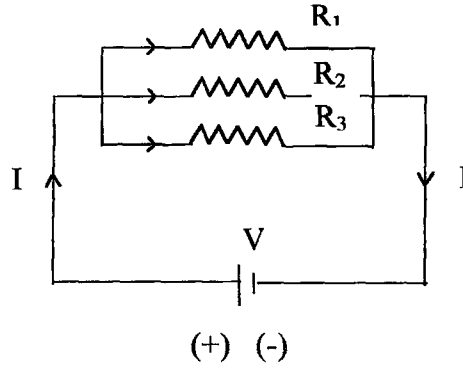
Şekil 3.4. Test odası ve ısıtıcıların boyutları (mm)

Test odası ve kanalın üstten görünüşü Resim 3.3’de görülmektedir. Kanalın yan duvarları tamamen plexiglass malzemeden olup, alt ve üst duvarlarda ise test odası hariç diğer kısımlar plexiglass malzemeden yapılmıştır. Test odası Resim 3.3’den görüldüğü üzere yüksek sıcaklıklara dayanıklı ($\approx 200^{\circ}\text{C}$) teflon malzemeden oluşmaktadır. Bakır plakalar ise teflon malzemeye gömülü olarak yerleştirilmiştir. Bu şekilde hazırlanan kanal yalıtım malzemeleri ile kaplanmıştır.



Resim 3.3. Test odası ve kanalın üstten görünümü

Bakır plakalar altına yerleştirilen elektrikli ısıtıcıların dirençleri aynıdır ve birbirine paralel olarak bağlanmışlardır. Bu şekilde her ısıtıcının dirençleri aynı olup eşit miktarda voltaj uygulandığından elde edilen ısı akıları da birbirine eşittir. Şekil 3.5'te üç adet elektrikli ısıtıcı için örnek bir paralel bağlantı şekli verilmiştir. Resim 3.4'te ise deneyde kullanılan paralel bağlantı devresi gösterilmiştir.



Şekil 3.5. Isıtıcıların paralel bağlantı şekli

Şekil 3.5'te verilen şekle göre paralel bağlantı devresinde her bir direnç için eşit voltaj uygulanır.

$$V = V_1 = V_2 = V_3 \text{ (Volt)} \quad [3.1]$$

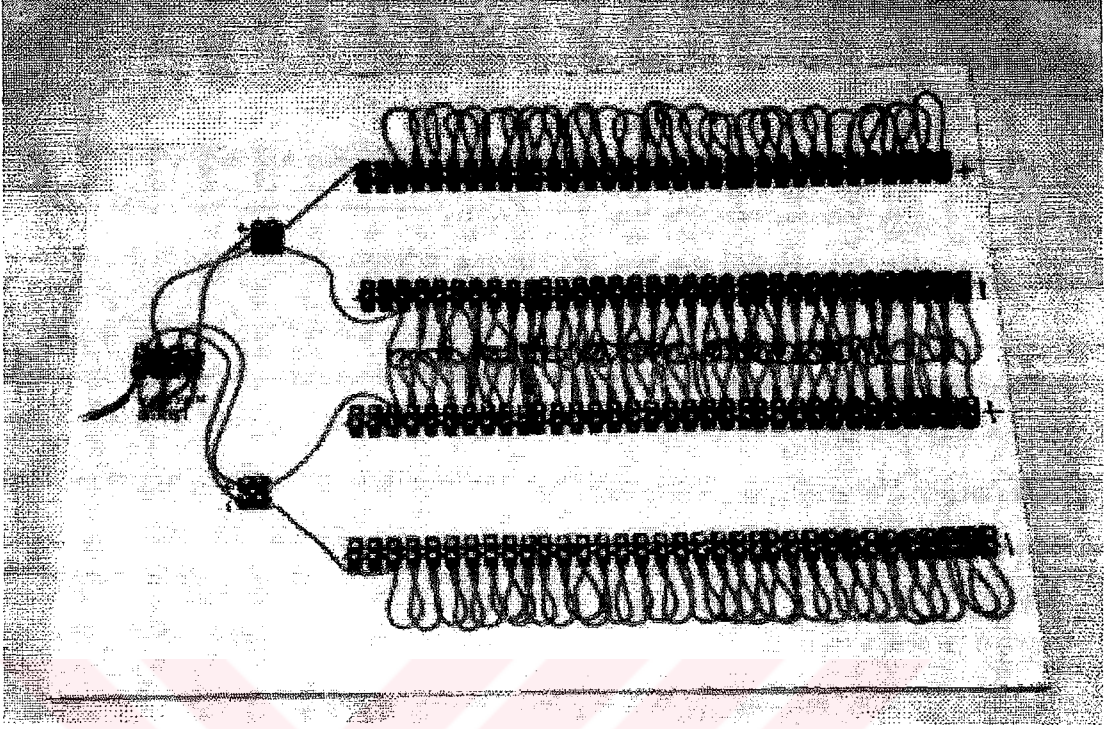
Isıtıcılar eşit dirençe sahip olduklarından,

$$R = R_1 = R_2 = R_3 \text{ (Ohm)} \quad [3.2]$$

olup, her bir ısıtıcıya düşen ısı akısı,

$$\dot{q}_1'' = \dot{q}_2'' = \dot{q}_3'' = \frac{V^2}{RA_h} \text{ (W/m}^2\text{)} \quad [3.3]$$

şeklinde hesaplanır.



Resim 3.4. Dirençlerin paralel bağlantı devresi

3.1.3. Sönümlleme odası

Test odasını mekanik ve akustik olarak fandan ayırmak ve fanın akışkan emişinin homojen ve üniform olmasını sağlamak amacı ile sönümlleme odası olarak bir bölüm bulunmaktadır. Sönümlleme odası 3mm kalınlığında fiberglass malzemedendir yapılmıştır. Oluşan titreşimlerin test odasını etkilememesi amacı ile fanın alt kısmına sönümleyici yastık konulmuştur.

3.2. Verilerin Toplanması

Deney düzeninde hız ölçümleri 0-20 m/s arasında ölçüm aralığı bulunan hot-wire bir anemometre ile yapılmıştır. Kullanılan varyak vasıtasıyla farklı voltajlarda çalışma imkanı sağlanmıştır. Havanın kanala giriş ve çıkış sıcaklığı ve her bir yonga için ayrı ayrı sıcaklık değerleri veri toplama kartı takılmış bir bilgisayar tarafından belli zaman aralıklarında kaydedilmiştir. Ayrıca tüm deney boyunca sistem sürekli hale

geldiğinde, ölçülen sıcaklıklar bilgisayar hafızasında depolanmıştır. Bu çalışmada 300-2500 Reynolds sayısı aralığında deneyler yapılmıştır.

3.3. Verilerin Değerlendirilmesi ve Isıl Analiz

Deneylerde ölçülen veriler, sıcaklık, hız, voltaj değerleri dikkate alınarak, yapılan hesaplamalarla ilgili ısı transferi özellikleri ayrıntılarıyla bu bölümde anlatılmaktadır.

Dikdörtgen kesitli kanalda, laminar akış şartlarında, akışkan yığın sıcaklığının belirlenebilmesi amacıyla, bir ısıtıcı sırası için akışkana verilen ısı enerjisinin bilinmesi gerekir. Bir ısıtıcı sırası için,

$$\dot{Q}_{totj} = \dot{Q}_{vernetj} + \dot{Q}_{kondj} \quad [3.4]$$

eşitliğinden bulunabilir. Burada $\dot{Q}_{totj}$ bir ısıtıcı sırasına alt ve üstten verilen toplam ısı akımını, $\dot{Q}_{vernetj}$ soğutucu akışkana, yani havaya olan net ısı akımını, $\dot{Q}_{kondj}$ bir ısıtıcı sırası için test odasının alt, üst ve yan yüzeylerinden kondüksiyonla olan toplam ısı kaybını göstermektedir.

Bir ısıtıcı sırasındaki 8 adet ısıtıcı plakaya verilen toplam ısı akımı ($\dot{Q}_{totj}$),

$$\dot{Q}_{totj} = 8 \frac{V^2}{R} \quad [3.5]$$

olarak hesaplanır. Burada, V ısıtıcı uçlarına uygulanan voltaj, R ısıtıcı iç direncidir.

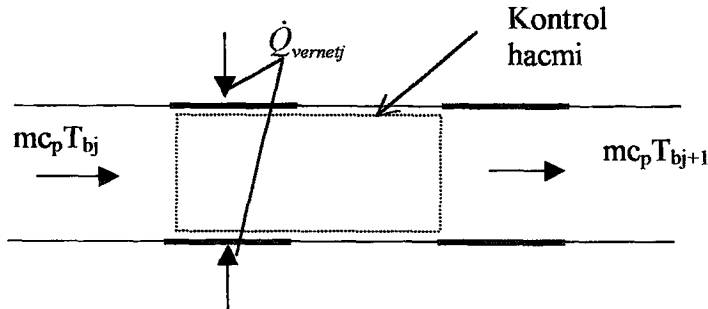
Test odasının alt, üst ve yan yüzeylerinden kondüksiyonla olan ısı kayıplarını belirlemek için, yalıtım malzemesinin iç ve dış yüzeylerine ısılıçiftler yerleştirilmiştir. Alt, üst ve yan yalıtımların, iç yüzeylerinde 2 ve dış yüzeylerinde 2 olmak üzere 4'er adet ısılıçift yerleştirilmiştir. Isılıçiftlerden okunan, yalıtımların alt ve üst

yüzeylerindeki sıcaklık değerlerinden, bu yüzeylerin diğer noktalarındaki sıcaklık değerleri, lineer sıcaklık değişimi kabul edilerek tahmin edilmiş ve bu değerler kullanılarak, her bir ısıtıcı sırasına tekabül eden yalıtım malzemesinin iç ve dış yüzey sıcaklıkları belirlenmiştir. Böylece her bir ısıtıcı sırası için alt, üst ve yan yalıtım malzemelerinden olan kondüksiyonla ısı transferi denklem [3.6]'da verildiği gibi ayrı ayrı hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{kond} = -k_{yalt} A_{yalt} \frac{T_{dış} - T_{iç}}{L_{yalt}} \quad [3.6]$$

Burada, k_{yalt} yalıtım malzemesinin kondüksiyon katsayısı, A_{yalt} yalıtım malzemesi ısı transferi alanı, $T_{dış}$ ve $T_{iç}$ her bir ısıtıcı sırasının yalıtım yüzeylerinin dış ve iç sıcaklıkları, L_{yalt} yalıtım malzemesi kalınlığıdır. Deneylerden elde edilen sonuçlardan, kanaldan çevreye olan ısı kayıplarının, sisteme verilen toplam enerjinin %10-18'ini geçmediği görülmüştür.

Hem Nusselt sayısının ve radyasyonla olan ısı kayıplarının hesaplanmasında, hem de soğutucu akışkanın termodinamik özelliklerinin belirlenmesinde akışkanın yığın sıcaklığı (ortalama akışkan sıcaklığı) önemlidir. Yığın sıcaklığı, kanal içerisinde seçilen bir kontrol hacminde enerjinin korunumu prensibi uygulanarak hesaplanabilir. Burada soğutucu akışkan havadır ve ideal gaz olarak kabul edilmiştir. Enerjinin korunumu prensibinin sürekli şartlarda uygulanması, Şekil 3.6'da gösterilmiştir.



Şekil 3.6. Kanal içerisinde enerjinin korunumu

Şekil 3.6'ya göre enerji dengesi yazılırsa,

$$T_{bj+1} = \frac{\dot{Q}_{ver netj}}{\dot{m}c_p} + T_{bj} \quad [3.7]$$

elde edilir. Bu ifadede $\dot{m}$ soğutucu akışkanın kütleli debisi, c_p özgül ısı, T_{bj} havanın ısıtıcı sırasına giriş sıcaklığı, T_{bj+1} ise havanın bir sonraki ısıtıcı sırasına giriş sıcaklığıdır. $\dot{Q}_{ver netj}$ ise denklem [3.4]'ten hesaplanabilir.

Karışık konveksiyonla ısı transferi miktarını belirleyebilmek amacıyla, her bir ısıtıcı sırası için kanal içinde akmakta olan soğutucu akışkana, alt ısıtıcılardan konveksiyon yoluyla olan ısı transferi,

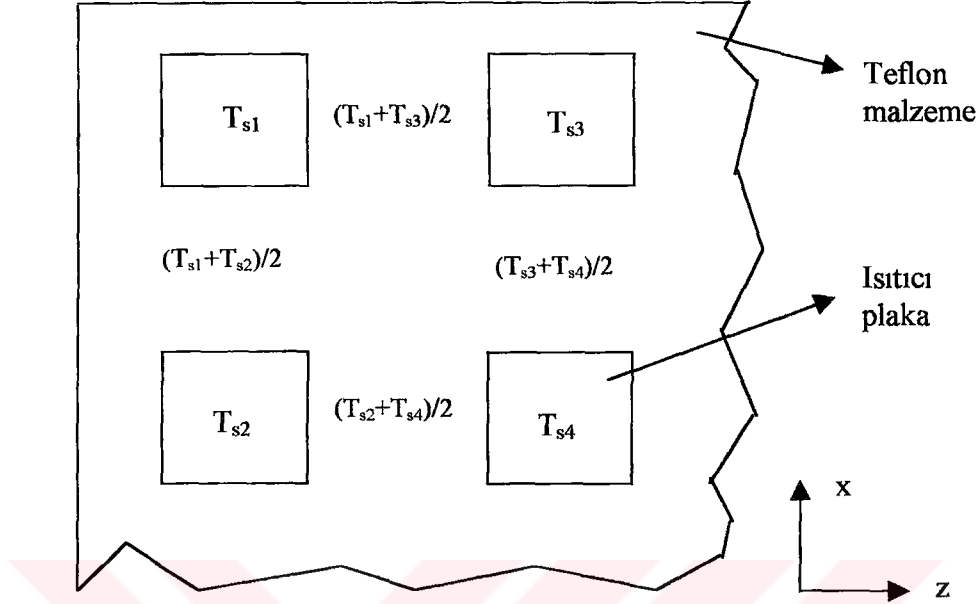
$$\dot{Q}_{konv alt j} = \dot{Q}_{tot alt j} - \dot{Q}_{rad alt j} - \dot{Q}_{kond alt j} - \dot{Q}_{kond yan alt j} \quad [3.8]$$

eşitliğinden,

üst ısıtıcılardan konveksiyon yoluyla olan ısı transferi ise,

$$\dot{Q}_{konv üst j} = \dot{Q}_{tot üst j} - \dot{Q}_{rad üst j} - \dot{Q}_{kond üst j} - \dot{Q}_{kond yan üst j} \quad [3.9]$$

eşitliğinden bulunabilir. Burada $\dot{Q}_{kond alt j}$ ve $\dot{Q}_{kond üst j}$ sırasıyla her bir ısıtıcı sırasının alt ve üst yüzeyinden kondüksiyonla olan ısı akımı, $\dot{Q}_{kond yan alt j}$ ve $\dot{Q}_{kond yan üst j}$ her bir ısıtıcı sırasında bulunan ısıtıcıların yan yüzeylerinden teflon malzemeye kondüksiyonla olan ısı akımıdır. Şekil 3.7'de görüldüğü gibi, x ve z yönlerinde teflon malzemenin ara yüzey sıcaklığı, her iki ısıtıcı sıcaklıklarının ortalaması alınarak bulunmuştur. Isıtıcı yan yüzeylerinden teflon malzemeye kondüksiyonla ısı transferi bu sıcaklıklar kullanılarak hesaplanmıştır.



Şekil 3.7. Isıtıcı yan yüzeylerinden olan ısı transferi

Soğutucu akışkana konveksiyonla olan ortalama ısı akısı,

$$\dot{q}_{konv}^n = \left(\sum_{j=1}^8 \dot{Q}_{konv alt j} + \sum_{j=1}^8 \dot{Q}_{konv üst j} \right) / A_{tot} \quad [3.10]$$

şeklinde hesaplanabilir. Burada A_{tot} alt ve üst kısımda bulunan ısıtıcı plakaların toplam ısı transferi alanıdır.

Her bir ısıtıcı sırasından radyasyonla olan ısı kayıplarını bulabilmek için kanalın üst ve alt yüzeyinde bulunan ısıtıcılardan radyasyonla olan ısı akımı tek tek hesaplanarak her bir sıraya ait olan radyasyon kayıpları toplanmıştır. Radyasyon kayıplarının hesaplanmasıyla ilgili açıklamalar Ek-1’de detaylı olarak verilmiştir. Buna göre, kanal alt yüzeyinde bulunan bir ısıtıcıdan radyasyonla olan birim zamandaki ısı kaybı,

$$\dot{Q}_{rad alt(i,j)} = \sigma \epsilon A_h F (T_{s alt(i,j)}^4 - \bar{T}_b^4) \quad [3.11]$$

kanal üst yüzeyinde bulunan bir ısıtıcıdan radyasyonla olan ısı kaybı ise,

$$\dot{Q}_{rad\ üst(i,j)} = \sigma \varepsilon A_h F (T_{s\ üst(i,j)}^4 - \bar{T}_b^4) \quad [3.12]$$

şeklinde hesaplanabilir (45,46). Burada σ Stefan-Boltzmann sabiti, ε bakır plakaların yayıcılık katsayısı, F şekil faktörü, $T_{s\ alt(i,j)}$ ve $T_{s\ üst(i,j)}$ sırasıyla alt ve üst duvarda bulunan ısıtıcı elemanların (bakır plakaların) yüzey sıcaklıkları, $\bar{T}_b$ ise akışkan ortalama yığın sıcaklığı olup,

$$\bar{T}_b = \frac{T_{b\ j+1} + T_{b\ j}}{2} \quad [3.13]$$

olarak tanımlanmıştır.

Radyasyonla ısı kaybı hesabında, $\bar{T}_b$ ısıtıcının bulunduğu sıradaki giriş yığın sıcaklıkları ortalamasıdır. Burada şekil faktörü F=1 olarak alınmıştır (Ek-1). Parlatılmış bakırın yayıcılığı Hayashi Denko RT70-1LS ultrasonik ölçüm cihazı ile $\varepsilon=0.3$ olarak Elektrik İşleri Etüd İdaresi'nde ölçülmüştür.

Kanalın alt yüzeyinde bulunan ısıtıcı sırasından radyasyonla olan toplam ısı akımı,

$$\dot{Q}_{rad\ alt\ j} = \sum_{i=1}^4 \dot{Q}_{rad\ alt(i,j)} \quad [3.14]$$

eşitliğinden, kanalın üst yüzeyinde bulunan ısıtıcı sırasından radyasyonla olan toplam ısı akımı ise,

$$\dot{Q}_{rad\ üst\ j} = \sum_{i=1}^4 \dot{Q}_{rad\ üst(i,j)} \quad [3.15]$$

eşitliğinden hesaplanabilir. Yapılan deneylerden elde edilen sonuçlarda, radyasyon kayıplarının sisteme verilen enerjinin %5'ini geçmediği görülmüştür (Ek-1).

Bulunan $\dot{Q}_{konv j}$ terimi kullanılarak ısı transferinin boyutsuz göstergesi olan Nusselt sayısı kanalın alt ve üst kısmında bulunan her bir ısıtıcı sırasına göre hesaplanmıştır.

Kanalın alt kısmına bulunan her bir ısıtıcı sırası için, sıra ortalama Nusselt sayısı ($\bar{Nu}_{alt j}$), kanal hidrolik çapına (D_h) göre,

$$\bar{Nu}_{D_h alt j} = \frac{\bar{h}_{alt j} D_h}{k} \quad [3.16]$$

şeklinde tanımlanmıştır.

Kanalın üst kısmında bulunan her bir ısıtıcı sırası için, sıra ortalama Nusselt sayısı ($\bar{Nu}_{üst j}$) ise,

$$\bar{Nu}_{D_h üst j} = \frac{\bar{h}_{üst j} D_h}{k} \quad [3.17]$$

olarak tanımlanmıştır. Burada $\bar{h}_{alt j}$ ve $\bar{h}_{üst j}$ sırasıyla her bir ısıtıcı sırasındaki ortalama ısıtıcı yüzey ısı transfer katsayısıdır. Newton'un, soğuma kanunundan çekilip, denklem [3.16]'da $\bar{h}_{alt j}$ yerine konulursa, alt yüzeyde bulunan ısıtıcı sırası için Nusselt sayısı,

$$\bar{Nu}_{D_h alt j} = \frac{\dot{Q}_{konv alt j} D_h}{A_{h alt j} (\bar{T}_{s alt j} - T_{bj}) k} \quad [3.18]$$

olarak bulunur. Burada $A_{h\text{ alt } j}$ altta bulunan bir ısıtıcı sırasındaki toplam ısıtıcı plaka alanı, $\bar{T}_{s\text{ alt } j}$ alt kısımda bulunan bir ısıtıcı sırasındaki ısıtıcıların ortalama yüzey sıcaklıkları, T_{bj} ise her bir ısıtıcı sırası girişindeki yığın sıcaklığı olup, denklem [3.7]'den hesaplanmıştır.

Üst yüzeyde bulunan ısıtıcı sırası için Nusselt sayısı ise benzer şekilde,

$$\bar{Nu}_{D_h\text{ üst } j} = \frac{\dot{Q}_{konv\text{ üst } j} D_h}{A_{h\text{ üst } j} (\bar{T}_{s\text{ üst } j} - T_{bj}) k} \quad [3.19]$$

olarak bulunur. Burada $A_{h\text{ üst } j}$ üstte bulunan bir ısıtıcı sırasındaki toplam ısıtıcı plaka alanıdır. Burada Nusselt sayısının, konvektif ısı miktarına, akışkan özelliklerine (k), ısıtıcıların yüzey sıcaklıklarına ve akışkan yığın sıcaklığına bağlı olduğu açıkça görülmektedir.

Yukarıdaki denklemlerde karakteristik uzunluk kanal hidrolik çapıdır (D_h), ve şu şekilde hesaplanır,

$$D_h = \frac{4A_k}{P_\varphi} \quad [3.20]$$

Burada A_k kanalın kesit alanı, P_φ ise kanalın çevre uzunluğudur.

Soğutucu akışkanın termofiziksel özellikleri de Nusselt sayısının hesaplanmasında önemlidir. Bu çalışmada soğutucu akışkan olarak kullanılan havanın yığın sıcaklığına bağlı olarak konduksiyon katsayısı aşağıda verilmiştir (50).

$$k_{hava} = 2,5 \times 10^{-3} \frac{(T_{bj} + 273,15)^{1,5}}{T_{bj} + 467,59} \text{ (W/m}^0\text{C)} \quad [3.21]$$

Nusselt sayısına ilave olarak bu çalışmada kullanılan boyutsuz sayılar kanal hidrolik çapına (D_h) göre aşağıda ki gibi tanımlanmıştır.

Reynolds sayısı;

$$Re_{Dh} = \frac{w_0 D_h}{\nu} \quad [3.22]$$

Grashof sayısı; Isıtıcı plaka ve akışkan yığın sıcaklığına bağlı olarak,

$$Gr_{Dh} = \frac{g\beta(T_s - T_b)D_h^3}{\nu^2} \quad [3.23]$$

Düzeltilmiş Grashof sayısı: Soğutucu akışkana verilen konveksiyon ısı akısına bağlı olarak,

$$Gr^*_{Dh} = \frac{g\beta q''_{konv} D_h^4}{k \nu^2} \quad [3.24]$$

şeklinde yazılabilir.

Prandtl sayısı ise,

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad [3.25]$$

eşitliği kullanılarak hesaplanmıştır.

Boyutsuz parametreler sonuçları uygun bir şekilde değerlendirmek ve karşılaştırmak için kullanılır. Yukarıda verilen terimlerin karşılığı ise şöyledir; ρ havanın yoğunluğu, μ havanın dinamik viskozitesi, ν havanın kinematik viskozitesi, β

havanın kanala giriş sıcaklığına bağlı genleşme katsayısı, k havanın ısı iletkenlik katsayısı, g yerçekimi ivmesidir.

3.4. Hata Analizi

DeneySEL sonuçların güvenilir olması önemlidir. Aşağıda deneySEL sonuçların ne kadar güvenilir olduğu ve gerekli hassasiyetin belirlenmesi amacıyla yapılan hata analizi açıklanmıştır. Bu analiz, ölçümlerdeki ve kullanılan akışkan özellikleri değerinin, hesaplanan son değer üzerindeki hata etkisini belirlemek için yapılmıştır.

Eğer “ f ” bir bağımlı değişken, x ve y ise bağımsız iki değişken ise,

$$F=f(x,y) \quad [3.26]$$

yazılır ve x , y ’nin mutlak belirsizliği ω_x , ω_y olarak verildiğinde, f ’in belirsizliği ω_f olarak aşağıdaki gibi (51),

$$\omega_f = \left[\left(\frac{\partial f}{\partial x} \omega_x \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial y} \omega_y \right)^2 + \dots \right]^{1/2} \quad [3.27]$$

yazılabilir. Bu çalışmada en önemli bağımlı değişken Nusselt sayısıdır ve bu nedenle Nusselt sayısında meydana gelen hatanın incelenmesi gerekir. Bu inceleme aşağıda verilmiştir. Denklem [3.27] dikkate alınarak Nusselt sayısının belirsizlik oranı,

$$\omega_{Nu_j} = \left[\left(\frac{\partial Nu_j}{\partial \dot{q}_{konvj}''} \omega_{\dot{q}_{konvj}''} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu_j}{\partial D_h} \omega_{D_h} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu_j}{\partial k} \omega_k \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu_j}{\partial (T_{sj} - T_{bj})} \omega_{(T_{sj} - T_{bj})} \right)^2 \right]^{1/2} \quad [3.28]$$

yazılır. Burada $\omega_{q_{konvj}}$, konveksiyon ısı akısının, ω_{D_h} hidrolik çapın, ω_k ısı iletim katsayısının, $\omega_{(T_{sj} - T_{bj})}$ ise sıcaklık farkının belirsizliğini göstermektedir. Denklem [3.28]’de ki diğer terimler ayrıntılı olarak yazılırsa,

$$\frac{\partial Nu_j}{\partial \dot{q}_{konvj}''} = \frac{D_h}{k(T_{sj} - T_{bj})} \quad [3.29]$$

$$\frac{\partial Nu_j}{\partial D_h} = \frac{\dot{q}_{konvj}''}{k(T_{sj} - T_{bj})} \quad [3.30]$$

$$\frac{\partial Nu_j}{\partial k} = \frac{-\dot{q}_{konvj}'' D_h}{k^2 (T_{sj} - T_{bj})} \quad [3.31]$$

$$\frac{\partial Nu_j}{\partial (T_{sj} - T_{bj})} = \frac{-\dot{q}_{konvj}'' D_h}{k (T_{sj} - T_{bj})^2} \quad [3.32]$$

denklemleri elde edilir.

Denklem [3.29]-[3.32] ifadeleri, denklem [3.28]'de yerine yazılarak düzenlenirse, Nusselt sayısı için hata oranı,

$$\frac{\omega_{Nuj}}{Nu_j} = \left[\left(\frac{\omega_{\dot{q}_{konvj}''}}{\dot{q}_{konvj}''} \right)^2 + \left(\frac{\omega_{D_h}}{D_h} \right)^2 + \left(\frac{\omega_k}{k} \right)^2 + \left(\frac{\omega_{(T_{sj}-T_{bj})}}{(T_{sj} - T_{bj})} \right)^2 \right]^{1/2} \quad [3.33]$$

olarak bulunur.

Yukarıda anlatılan yöntemle hesaplamalar yapılmış ve sonuçlar aşağıda Çizelge 3.1'de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Değişkenlerin belirsizlik ve hata oranları

Sembol	Aralık	Belirsizlik	Hata oranı (%)
k_{yalt}	0,028W/mK	0,003	%1
$k_{bakır}$	387 W/mK	-	%1
k_{hava}	0,026-0,030 W/mK	0,001	%1
T_s-T_b	8-40	0,2	%1
ϵ_{plaka}	0,3	0,02	%1
V	8-16 V	0,75	%1
R	300 Ω	0,75	%1
$\dot{q}_{toğ}''$	90-1370 W/m ²	-	%2
$\dot{q}_{kondj}''$	28-125 W/m ²	-	%9
$\dot{q}_{radj}''$	25-100 W/m ²	-	%10
Re	380-2446	-	%3
D _h	0,1333-0,03636	-	%0,1
Nu	30-500	-	%6
Gr*	1,9x10 ⁹ -5,8x10 ⁶	-	%4

3.5. Deneysel Çalışma Programı

Dikdörtgen kesitli yatay kanalda, laminar veya türbülanslı şartlarda, doğal, zorlanmış ve karışık konveksiyon deneyleri yapılabilecek şekilde tasarımı yapılmış olan deney düzeninde, bu tezin çalışma kapsamı içerisinde, çok sayıda karışık konveksiyon deneyleri farklı W/H oranlarında yapılmıştır. Bu şekilde hazırlanan düzende, Çizelge 3.2’de görüldüğü gibi, farklı Grashof ve Reynolds sayılarında deneyler gerçekleştirilmiştir. Elde edilen deneysel sonuçlar Bölüm 5’te ayrıntılı biçimde ve sayısal sonuçlarla karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

Çizelge 3.2. Deneysel çalışma programı

W/H	Re _{Dh}	Gr [*] _{Dh}	W/H	Re _{Dh}	Gr [*] _{Dh}	W/H	Re _{Dh}	Gr [*] _{Dh}	W/H	Re _{Dh}	Gr [*] _{Dh}	W/H	Re _{Dh}	Gr [*] _{Dh}
2	380	$4,9 \times 10^8$	4	825	$6,2 \times 10^7$	6	955	$1,7 \times 10^7$	8	971	$5,8 \times 10^6$	10	937	$2,8 \times 10^6$
2	380	$1,1 \times 10^9$	4	825	$1,4 \times 10^8$	6	955	$3,7 \times 10^7$	8	971	$1,3 \times 10^7$	10	937	$6,4 \times 10^6$
2	380	$1,9 \times 10^9$	4	825	$2,5 \times 10^8$	6	955	$6,7 \times 10^7$	8	971	$2,3 \times 10^7$	10	937	$1,1 \times 10^7$
2	792	$4,9 \times 10^8$	4	1185	$6,2 \times 10^7$	6	1316	$1,7 \times 10^7$	8	1351	$5,8 \times 10^6$	10	1421	$2,8 \times 10^6$
2	792	$1,1 \times 10^9$	4	1185	$1,4 \times 10^8$	6	1316	$3,7 \times 10^7$	8	1351	$1,3 \times 10^7$	10	1421	$6,4 \times 10^6$
2	792	$1,9 \times 10^9$	4	1185	$2,5 \times 10^8$	6	1316	$6,7 \times 10^7$	8	1351	$2,3 \times 10^7$	10	1421	$1,1 \times 10^7$
2	1434	$4,9 \times 10^8$	4	1700	$6,2 \times 10^7$	6	1809	$1,7 \times 10^7$	8	1867	$5,8 \times 10^6$	10	1872	$2,8 \times 10^6$
2	1434	$1,1 \times 10^9$	4	1700	$1,4 \times 10^8$	6	1809	$3,7 \times 10^7$	8	1867	$1,3 \times 10^7$	10	1872	$6,4 \times 10^6$
2	1434	$1,9 \times 10^9$	4	1700	$2,5 \times 10^8$	6	1809	$6,7 \times 10^7$	8	1867	$2,3 \times 10^7$	10	1872	$1,1 \times 10^7$
2	2446	$4,9 \times 10^8$	4	2052	$6,2 \times 10^7$	6	2220	$1,7 \times 10^7$	8	2286	$5,8 \times 10^6$	10	2337	$2,8 \times 10^6$
2	2446	$1,1 \times 10^9$	4	2052	$1,4 \times 10^8$	6	2220	$3,7 \times 10^7$	8	2286	$1,3 \times 10^7$	10	2337	$6,4 \times 10^6$
2	2446	$1,9 \times 10^9$	4	2052	$2,5 \times 10^8$	6	2220	$6,7 \times 10^7$	8	2286	$2,3 \times 10^7$	10	2337	$1,1 \times 10^7$

4. SAYISAL YÖNTEM

Bölüm 3’de deney düzeni ayrıntılı olarak anlatılmış ve elde edilen ölçümlerden gerekli hesaplamaların nasıl yapıldığı izah edilmiştir. Bu bölümde sayısal yöntem ile ilgili ayrıntılar verilmiştir.

Teknik problemlerin çözümünde, analitik, sayısal ve deneysel yöntemlerden biri kullanılır. Bu yöntemler ayrı ayrı uygulanabildiği gibi, birlikte de kullanılabilir. Bu çalışmada uluslararası kabul görmüş bir paket program olan PHOENICS kullanılmıştır. Programın çalışmasıyla ilgili detaylı bilgi aşağıda verilmiştir.

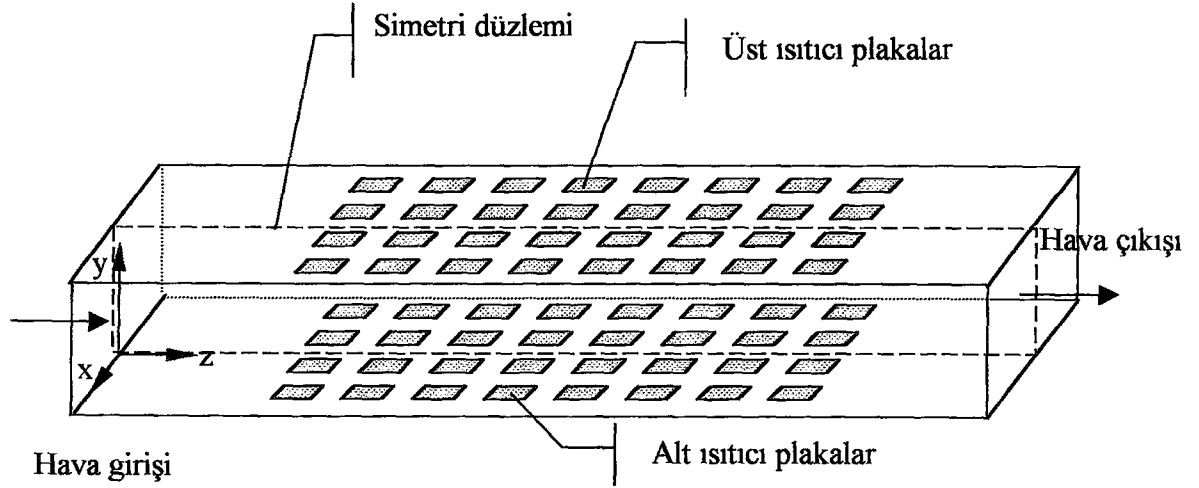
Sayısal çalışma ile ilgili ayrıntılar ve bu çalışmada dikkate alınan parametrelerin değerleri aşağıda sunulmuştur. Dikdörtgen kesitli kanal içerisindeki ayrık ısı kaynaklarından karışık konveksiyonla olan transferinin analizi için problemin tanımlanmasında kullanılan denklemler ile matematiksel model özellikleri, uygulanan sınır şartları ve yapılan varsayımlar burada verilmiştir.

4.1. Matematiksel Modelin Tanımlanması

Geometri gereği akış üç boyutludur. Şekil 4.1’de görüldüğü üzere ısıtıcıların herbiri kare geometrili olarak modellenmiştir. Isıtıcı elemanlar 32 adet alt kısımda ve 32 adet de üst kısımda olmak üzere toplam 64 adettir.

Sayısal çalışmalarda, problemi tanımlayan temel denklemleri çözebilmek için bazı varsayımlar yapılır. Genellikle akış şartlarının zamanla çok değişmediği problemler için ilk yapılan varsayım, akışın sürekli olduğudur. Böylece zamana bağlı terimler atılır ve denklemlerde bulunan bağımsız değişken sayısı dörtten üçe indirgenmiş olur. Bu çalışmada akışın laminar ve sürekli olduğu varsayılmıştır.

Şekil 4.1’de bu çalışmada kullanılan koordinat sistemi ve kanal geometrisi görülmektedir.



Şekil 4.1. Sayısal çalışmada kullanılan koordinat sistemi ve kanal geometrisi

Kanal geometrisi gözönünde bulundurularak, problemi inceleyebilmek için süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin uygun sınır şartlarında çözülmesi gerekmektedir.

4.1.1. Temel denklemler

Denklemlerin çözümlerinde çözümü kolaylaştırmak için bazı yaklaşımlar kullanılır. Bunlardan biri de Boussinesq yaklaşımıdır. Bu yaklaşımda kütle kuvvetindeki yoğunluk değişimi hariç, diğer bütün akışkan transport özellikleri sabit kabul edilir. Aşağıda bu yaklaşıma göre yazılmış denklemler verilmiştir.

Sürekli rejim şartlarında, üç boyutlu laminar, sıkıştırılamaz akış için kartezyen koordinatlarda, süreklilik, momentum ve enerji denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir.

Süreklilik denklemi

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad [4.1]$$

x-momentum denklemi

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad [4.2]$$

y-momentum denklemi

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + \beta g (T - T_0) \quad [4.3]$$

z-momentum denklemi

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad [4.4]$$

Bu denklemlerde p basıncı, ν kinematik viskozite ve ρ yoğunluğu temsil etmektedir.

Enerji denklemi

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad [4.5]$$

Burada; $\alpha = k / \rho c_p$ ısıl yayılım katsayısıdır ve viskoz dissipasyon ihmal edilmiştir. Akışkana ait transport özellikleri sabit kabul edilmiştir. Bu varsayımlar, ister istemez bazı hataları da beraberinde getirir. Fakat sıcaklık değişimlerinin fazla olmaması bu hataların büyük olmasını engeller.

Yukarıda ifade edilen [4.3] denkleminde bulunan $g\beta(T-T_0)$ ifadesi fiziksel olarak kaldırma kuvveti (buoyancy force) ile ilgili terim olarak tanımlanır ve akışkanın doğal konveksiyon nedeniyle ivmelenmesini gösterir. T_0 giriş sıcaklığını göstermektedir.

4.1.2. Sınır şartları

Giriş sınır şartı

$$u_{z=0} = 0, \quad v_{z=0} = 0, \quad w_{z=0} = w_0, \quad T_{z=0} = T_0, \quad p_{z=0} = p_0 \quad [4.6]$$

Çıkış sınır şartı

Bağımlı değişkenlerin, kanal uzunluğunun yeteri kadar uzun olduğu varsayılarak, çıkışta kanal eksen yönündeki değişimlerinin sıfır olduğu yazılabilir.

$$\frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=L} = 0, \quad \frac{\partial u}{\partial z} \Big|_{z=L} = 0, \quad \frac{\partial v}{\partial z} \Big|_{z=L} = 0, \quad \frac{\partial w}{\partial z} \Big|_{z=L} = 0 \quad [4.7]$$

Simetri bölgesi

$$u_{x=0} = 0, \quad \frac{\partial v}{\partial x} \Big|_{x=0} = 0, \quad \frac{\partial w}{\partial x} \Big|_{x=0} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} = 0 \quad [4.8]$$

Yan duvar

$$\frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=W/2} = 0 \quad (\text{adyabatik}) \quad [4.9]$$

Üst, alt ve yan duvarlarda kaymanın olmadığı (no-slip condition) varsayılarak hızlar için sınır şartları bu yüzeylerde,

$$u_{y=0}=0, \quad u_{y=H}=0, \quad u_{x=W/2}=0 \quad [4.10]$$

$$v_{y=0}=0, \quad v_{y=H}=0, \quad v_{x=W/2}=0 \quad [4.11]$$

$$w_{y=0}=0, \quad w_{y=H}=0, \quad w_{x=W/2}=0 \quad [4.12]$$

olarak yazılmıştır.

Kanal üst yüzeyi

$$-k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=H} = \begin{cases} 0 & \text{adyabatik (ısıtılmayan kısımlar için)} \\ \dot{q}_{konv}'' & \text{sabit ısı akısı (ısıtılan kısımlar için)} \end{cases} \quad [4.13]$$

Kanal alt yüzeyi

$$-k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} = \begin{cases} 0 & \text{adyabatik (ısıtılmayan kısımlar için)} \\ \dot{q}_{konv}'' & \text{sabit ısı akısı (ısıtılan kısımlar için)} \end{cases} \quad [4.14]$$

olarak yazılmıştır.

4.2. Boyut Analizi

Problemi tanımlayan temel denklemlerin boyutsuz hale getirilmesinin iki faydası vardır. Bunlardan birincisi, parametrik çalışma sonuçlarının, birçok boyutlu değer yerine, birkaç boyutsuz karakteristik parametre değerine göre incelenerek, sonuçların diğer çalışmalarla karşılaştırılması imkanını sağlamasıdır. İkincisi ise kullanılan değişkenlerin değerlerinin normalize edilmesine yardımcı olmasıdır.

Boyutsuzlaştırma işleminde karşılaşılan temel güçlük uygun karakteristik büyüklüklerin seçilmesidir. Böylece, boyutsuz değişkenler kabaca aynı mertebeye getirilmiş olur. Grashof sayısındaki sıcaklık farkı yerine $\dot{q}_{konv}'' Dh/k$ ifadesi

kullanılırsa, Grashof sayısı düzeltilmiş Grashof sayısı (Gr^*) olarak tanımlanır. Geçerli boyutsuzlaştırma parametreleri birçok değişkenler için mevcuttur. Mesela x , y ve z , kanal geometrisinin karakteristik uzunluğu ile boyutsuzlaştırılabilir. Bu karakteristik uzunluk kanal yüksekliği veya hidrolik çap olarak alınabilir. Kanal yüksekliği daha çok paralel levhalar durumunda kullanılan bir karakteristik uzunluk ölçüsüdür. Hidrolik çap ise W/H etkilerini içeren bir büyüklük olup, bu çalışmada karakteristik uzunluk olarak tercih edilmiştir.

Buna göre:

$$X^* = \frac{x}{D_h}, \quad Y^* = \frac{y}{D_h}, \quad Z^* = \frac{z}{D_h} \quad [4.15]$$

$$U^* = \frac{u}{w_0}, \quad V^* = \frac{v}{w_0}, \quad W^* = \frac{w}{w_0} \quad [4.16]$$

$$T^* = \frac{T - T_0}{\dot{q}_{konv}^n (D_h / k)}, \quad P^* = \frac{P - p_0}{\rho w_0^2} \quad [4.17]$$

şeklinde yazılabilir. Burada T_0 giriş sıcaklığı, p_0 giriş basıncı, D_h hidrolik çap ve w_0 ise z -yönündeki üniform giriş hızıdır. Boyutsuz hale getirilmiş denklemler ise;

Süreklilik denklemi

$$\frac{\partial U^*}{\partial X^*} + \frac{\partial V^*}{\partial Y^*} + \frac{\partial W^*}{\partial Z^*} = 0 \quad [4.18]$$

x- momentum denklemi

$$U^* \frac{\partial U^*}{\partial X^*} + V^* \frac{\partial U^*}{\partial Y^*} + W^* \frac{\partial U^*}{\partial Z^*} = -\frac{\partial P^*}{\partial X^*} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 U^*}{\partial X^{*2}} + \frac{\partial^2 U^*}{\partial Y^{*2}} + \frac{\partial^2 U^*}{\partial Z^{*2}} \right) \quad [4.19]$$

y-momentum denklemi

$$U^* \frac{\partial V^*}{\partial X^*} + V^* \frac{\partial V^*}{\partial Y^*} + W^* \frac{\partial V^*}{\partial Z^*} = -\frac{\partial P^*}{\partial Y^*} + \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 V^*}{\partial X^{*2}} + \frac{\partial^2 V^*}{\partial Y^{*2}} + \frac{\partial^2 V^*}{\partial Z^{*2}} \right) + \frac{\text{Gr}^*}{\text{Re}^2} T^* \quad [4.20]$$

z-momentum denklemi

$$U^* \frac{\partial W^*}{\partial X^*} + V^* \frac{\partial W^*}{\partial Y^*} + W^* \frac{\partial W^*}{\partial Z^*} = -\frac{\partial P^*}{\partial Z^*} + \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 W^*}{\partial X^{*2}} + \frac{\partial^2 W^*}{\partial Y^{*2}} + \frac{\partial^2 W^*}{\partial Z^{*2}} \right) \quad [4.21]$$

enerji denklemi

$$U^* \frac{\partial T^*}{\partial X^*} + V^* \frac{\partial T^*}{\partial Y^*} + W^* \frac{\partial T^*}{\partial Z^*} = \frac{1}{\text{RePr}} \left(\frac{\partial^2 T^*}{\partial X^{*2}} + \frac{\partial^2 T^*}{\partial Y^{*2}} + \frac{\partial^2 T^*}{\partial Z^{*2}} \right) \quad [4.22]$$

şeklindedir. Yukarıdaki denklemlerde de görüldüğü gibi probleme etkiyen boyutsuz parametreler Re , Gr^*/Re^2 ve $\text{Gr}^*=\text{RePr}$ dır. Dolayısı ile problemin incelenmesinde bu parametreler dikkate alınmıştır. Aşağıdaki denklemlerde ilgili sınır şartları boyutsuz olarak verilmiştir.

Giriş sınır şartı

$$U^*_{Z^*=0}=0, V^*_{Z^*=0}=0, W^*_{Z^*=0}=1, T^*_{Z^*=0}=0, P^*_{Z^*=0}=0 \quad [4.23]$$

Çıkış sınır şartı

$$\frac{\partial T^*}{\partial Z^*} \Big|_{Z^*=\frac{L}{Dh}}=0, \frac{\partial U^*}{\partial Z^*} \Big|_{Z^*=\frac{L}{Dh}}=0, \frac{\partial V^*}{\partial Z^*} \Big|_{Z^*=\frac{L}{Dh}}=0, \frac{\partial W^*}{\partial Z^*} \Big|_{Z^*=\frac{L}{Dh}}=0 \quad [4.24]$$

Simetri bölgesi

$$U^*_{X^*=0}=0, \frac{\partial V^*}{\partial X^*} \Big|_{X^*=0}=0, \frac{\partial W^*}{\partial X^*} \Big|_{X^*=0}=0, \frac{\partial T^*}{\partial X^*} \Big|_{X^*=0}=0 \quad [4.25]$$

Yan duvar

$$\frac{\partial T^*}{\partial X^*} \Big|_{X^*=W^*/2Dh}=0 \quad (\text{adyabatik}) \quad [4.26]$$

Üst alt ve yan duvarlar için boyutsuz sınır şartları

$$U^*_{Y^*=0}=0, \quad U^*_{Y^*=H/Dh}=0, \quad U^*_{X^*=W/2Dh}=0 \quad [4.27]$$

$$V^*_{Y^*=0}=0, \quad V^*_{Y^*=H/Dh}=0, \quad V^*_{X^*=W/2Dh}=0 \quad [4.28]$$

$$W^*_{Y^*=0}=0, \quad W^*_{Y^*=H/Dh}=0, \quad W^*_{X^*=W/2Dh}=0 \quad [4.29]$$

Kanal üst yüzeyi

$$\frac{\partial T^*}{\partial Y^*} \Big|_{Y^*=\frac{H}{Dh}} = \begin{cases} 0 & \text{adyabatik (ısıtılmayan kısımlar için)} \\ -1 & \text{sabit ısı akısı (ısıtılan kısımlar için)} \end{cases} \quad [4.30]$$

Kanal alt yüzeyi

$$\frac{\partial T^*}{\partial Y^*} \Big|_{Y^*=0} = \begin{cases} 0 & \text{adyabatik (ısıtılmayan kısımlar için)} \\ -1 & \text{sabit ısı akısı (ısıtılan kısımlar için)} \end{cases} \quad [4.31]$$

4.3. Sayısal Çözüm Yöntemi

Isı ve kütle transferi, akışkanlar mekaniği , kimyasal reaksiyonlar gibi uygulamalarda Sayısal Akışkanlar Dinamiği'nin önemi büyüktür. Sayısal Akışkanlar Dinamiği'nde kullanılan paket programlardan biri de PHOENICS paket programıdır. Yapılan çalışmada bu program kullanılmıştır. PHOENICS ile korunum denklemleri, verilen sınır şartları altında boyutlu formda çözülmüştür. Program hakkında detaylı bilgi aşağıda verilmiştir.

4.3.1. PHOENICS paket programı

PHOENICS, ısı ve kütle transferi, akışkanlar mekaniği, kimyasal reaksiyon ve bunun gibi olayların simülasyonunu yapan, süreklilik, momentum ve enerji denklemlerini sayısal olarak çözmek için tasarlanmış genel amaçlı bir bilgisayar programıdır. Denklemleri çözerken SIMPLER algoritmasını kullanır (53).

4.3.1.1. Diskritizasyon

PHOENICS paket programı lineer olmayan kısmi diferansiyel denklem setlerinin çözümüne iteratif sayısal yaklaşımlar getirir. Diferansiyel denklemlerin diskritize edilmesinde sonlu hacim metodunu kullanır. Bu metod uygulanırken problem alanı çok küçük kontrol hacimlerine bölünür ve denklem bu kontrol hacimlerinde integre edilir.

4.3.1.1.1. Diskritizasyonda kullanılan grid sistemi

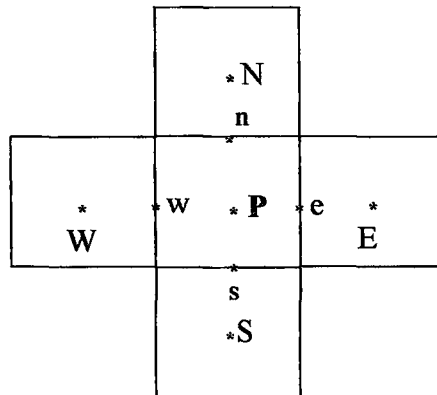
Problemin diferansiyel denklemlerini sayısal olarak çözebilmek için ilk yapılması gereken işlem, hesap alanını kontrol hacimlerine bölerek bir grid (kafes) sistemi oluşturmaktır. Teorik olarak problem alanının içerisindeki her noktada, diferansiyel denklemler cebirsel olarak ifade edilebilirler. Bu ise sonsuz sayıda denklem demektir. Bu kadar fazla cebirsel denklemi çözmek mümkün olmadığından, diferansiyel denklemler, problem alanı içerisinde belirli sayıda noktada cebirsel

olarak ifade edilir. Bu noktalara grid noktası ve bu noktaların oluşturduğu sisteme de grid sistemi adı verilmektedir. Problem alanı içerisinde, diferansiyel denklemlerin belli sayıda noktada diskritize edilmesiyle elde edilen cebirsel denklemler çözülerek, bağımlı değişkenlerin değerleri sadece bu noktalar için bulunur. Sonuçların hassasiyeti için uygun grid sayısını belirlemek gerekir. Bu da ancak sayısal deneyler ile mümkün olmaktadır.

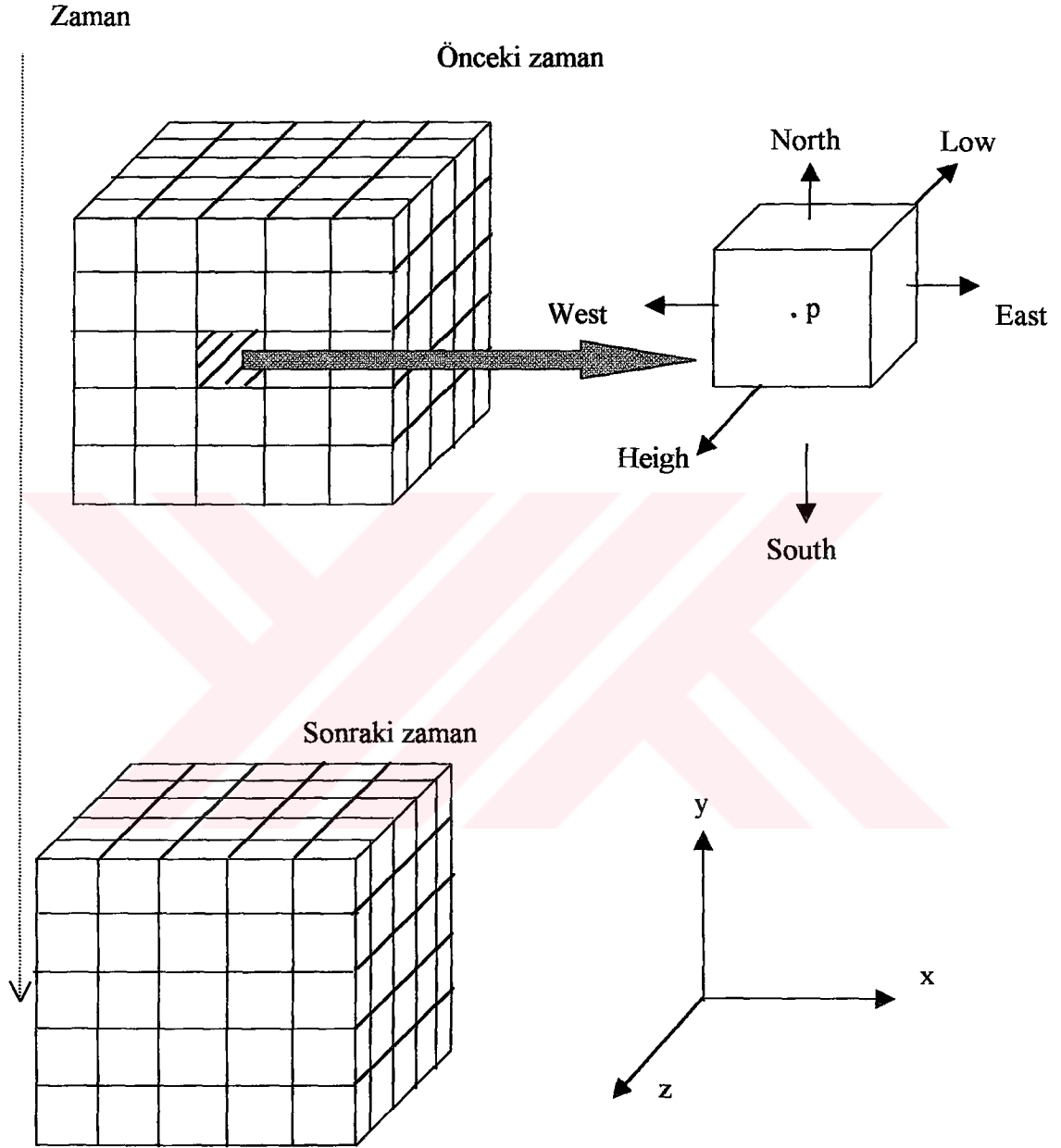
4.3.1.1.2. Hücre tanımlaması

Sayısal problemlerin çözümünde kullanılan bilgisayar programları, kısmi diferansiyel denklemleri doğrudan çözmezler. Sayısal akışkanlar dinamiği ile kısmi diferansiyel denklemler diskritize edilerek lineer cebirsel denklemlere dönüştürülür. Bu denklemler bilgisayar programı yardımıyla çözülerek sonuca gidilir. Lineer cebirsel denklemlerin oluşturulmasında birçok yöntem vardır. Bunlar, sonlu farklar (finite difference), sonlu hacimler (finite volume), sonlu elemanlar (finite element) vb. Kullandığımız PHOENICS bilgisayar programında sonlu hacimler metodu kullanılmaktadır.

Şekil 4.2’de tek bir hücre, dört komşu hücre ile birlikte görülmektedir. PHOENICS’te kullanılan koordinat sistemi ve hücre yapısı ise Şekil 4.3’de verilmiştir. Sıcaklık, basınç ve yoğunluklar P, N, S, E, W hücre merkezlerinde, hızlar ise w, e, s, n hücre duvarlarında hesaplanır.



Şekil 4.2. Komşu hücreler ve tek hücre



Şekil 4.3. Koordinat sistemi ve hücre yapısı

4.3.1.1.3. Akışkanlar mekaniğine uygulanması

PHOENICS, kütle, momentum ve enerji denklemleriyle ilgili, bir, iki, üç boyutlu geometriler, sürekli ve süreksiz problemlerin çözümünde yaygın olarak kullanılan programlardan biridir.

Sıkça karşılaşılan bu tür problemler kısmi diferansiyel denklemlerle ifade edilirler. Korunum yasalarının genel ifadesi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(r_i \rho_i \phi_i) + \text{div}(r_i \rho_i \vec{V} \phi_i - r_i \Gamma_{\phi_i} \text{grad} \phi_i) = r_i S_{\phi_i} \quad [4.32]$$

↓
zamana
bağlı terim

↓
konveksiyon
terimi

↓
difüzyon
terimi

↓
kaynak
terimi

Burada,

- t zaman,
- r_i i fazının hacimsel kesri,
- ρ_i i fazının yoğunluğu,
- ϕ_i i fazının entalpi, birim kütle başına momentum, vb özelliği,
- V_i i fazının hız vektörü,
- Γ_{ϕ_i} i fazındaki ϕ 'nin değişim katsayısı,
- S_{ϕ_i} ϕ_i 'nin kaynak oranı

olarak ifade edilmektedir.

i fazı için kütlenin korunumu şu şekilde ifade edilir,

$$\frac{\partial}{\partial t}(r_i \rho_i) + \text{div}(r_i \rho_i \vec{V}_i) = r_i S_i \quad [4.33]$$

S_i birim kütle başına faza giren kütledir.

Tek fazlı durumda hacimsel kesir sadeleştirilirse denklem [4.32] şu hale gelir,

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \text{div}(\rho\phi\vec{V}) - \text{div}(\Gamma_\phi \text{grad}\phi) = S \quad [4.34]$$

ve kütle korunumu ise,

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho) + \text{div}(\rho\vec{V}) = 0 \quad [4.35]$$

olur. İkinci faz yoksa, sonlu kütle kaynağı olmayacağından denklem [4.35]'in sağ tarafı görüldüğü gibi sıfır olur.

4.3.1.1.4. Sonlu hacimler diskritizasyon metodu

Sayısal Akışkanlar Dinamiği'nde kısmi diferansiyel denklemler, lineer cebirsel denklemlere dönüştürülür. Bu cebirsel denklemleri oluşturmak için birçok yöntem mevcuttur. PHOENICS'te sonlu hacim metodu kullanılmaktadır. Denklemleri çözmek için ayrıca sınır şartlarının da bilinmesi gerekir.

Gerekli sınır şartlarının belirlenebilmesi için, korunum denklemlerinin genel hali olan denklem [4.32] A yüzey alanlı, V hacimli bir hesaplama bölgesinde integre edilip, diverjans (divergence) teoremi uygulanırsa,

$$\iint_A dA (r_i \rho_i V \phi_i - r_i \Gamma_i \text{grad} \phi_i)_n = \iiint_V dv \left[r_i S_i - \frac{\partial}{\partial t} (r_i \rho_i \phi_i) \right] \quad [4.36]$$

bulunur. Görüldüğü gibi konvektif ve difüzyif akıların yüzey normallerinin $(r_i \rho_i \vec{V} \phi_i - r_i \Gamma_i \text{grad} \phi_i)_n$ sınırlarda verilmesi gerekir.

Diferansiyel denklem takımı (denklem [4.34] ve [4.35])’nın bir hücrenin sonlu hacmi üzerinden veya zamana bağlı problemlerde sonlu zaman aralığına göre integrali alınırsa, denklem [4.37]’da verilen cebirsel denklemler elde edilir (53).

Şekil 4.3’teki hücre dikkate alındığında, P noktasında ϕ_p değeri komşu ϕ değerleri ile ilişkilidir. Ayrıca problem zamana bağlı ise bir önceki zaman dilimi ile de ilişkilidir. Bu açıklamalar ışığında lineer cebirsel denklemi şu şekilde yazmak mümkündür.

$$a_p\phi_p = a_N\phi_N + a_S\phi_S + a_W\phi_W + a_E\phi_E + a_H\phi_H + a_L\phi_L + a_T\phi_T + S \quad [4.37]$$

Yukardaki cebirsel denklemde “ ϕ ” bağımlı değişkeni, E, W, N, S, H ve L doğu, batı, kuzey, güney, yüksek ve düşük olmak üzere bu değişkenin hesap edildiği pozisyonları, alt indis T önceki zamandaki değeri, “a” terimleri katsayıları, “S” kaynağı, temsil etmektedir.

Denklem [4.37]’ye dikkat edilirse her komşu hücrenin ayrı bir katsayısı mevcuttur. Bu katsayıların aldığı değerler; hücre geometrisi, akışkanın bir hücreden diğerine akış hızı ve akışkanın yerel özellikleri gibi faktörlere bağlıdır. Bütün katsayıların biliniyor olarak kabul edilmesi, her bir değişken, hücre ve zaman dilimi için katsayıların bilinmesi demektir. Bu ise $NX \cdot NY \cdot NZ \cdot N\phi \cdot NT$ çarpımı kadar katsayının bilinmesi demektir. Buradaki NX, NY, NZ sırasıyla x, y ve z-yönündeki hücre sayısı, $N\phi$ değişken sayısı, NT ise çözümün süresiz olması durumu için zaman dilimi sayısıdır. Skalar büyüklükler olan basınç, entalpi ve konsantrasyonun çözümünde hücre merkezlerinden yararlanılır.

Diskritizasyon işlemleri yapılırken kaynak terimi “S”nin de lineer bir forma getirilmesi gerekmektedir. Sonlu hacim denklemlerine, lineer cebirsel denklemlerin çözümünde kullanılan teknikleri uygulamak için, kaynak teriminin de lineer olması gerekir. Ayrıca, yukarda açıklandığı gibi, akışkanlar mekaniği problemlerinin çözümünde, çözüm bölgesinin sınırlarında konvektif ve difüzyif akıların da bilinmesi

gerekir. PHOENICS bunun için esnek bir yapıya sahiptir ve nasıl çalıştığının öğrenilmesi, aşağıda belirtilen noktaların anlaşılmasına bağlıdır.

- PHOENICS daima bir sınır şartını, ilgili denklemin (kütle, momentum, enerji, kimyasal özellik, türbülans vb). kaynak terimi olarak değerlendirir. Bu nedenle sınır değerini direkt olarak kullanmaz.
- Kaynaklar, duvarlara değil hücrenin merkezine yerleştirildiğinden sınır şartları sınırlara direkt olarak yerleştirilmez.
- PHOENICS, kaynakların özelliklerini bir “C” katsayısı ve “V” değeri cinsinden kabul eder. ϕ değişkeni için kaynak C_ϕ ve V_ϕ tarafından belirlenir.

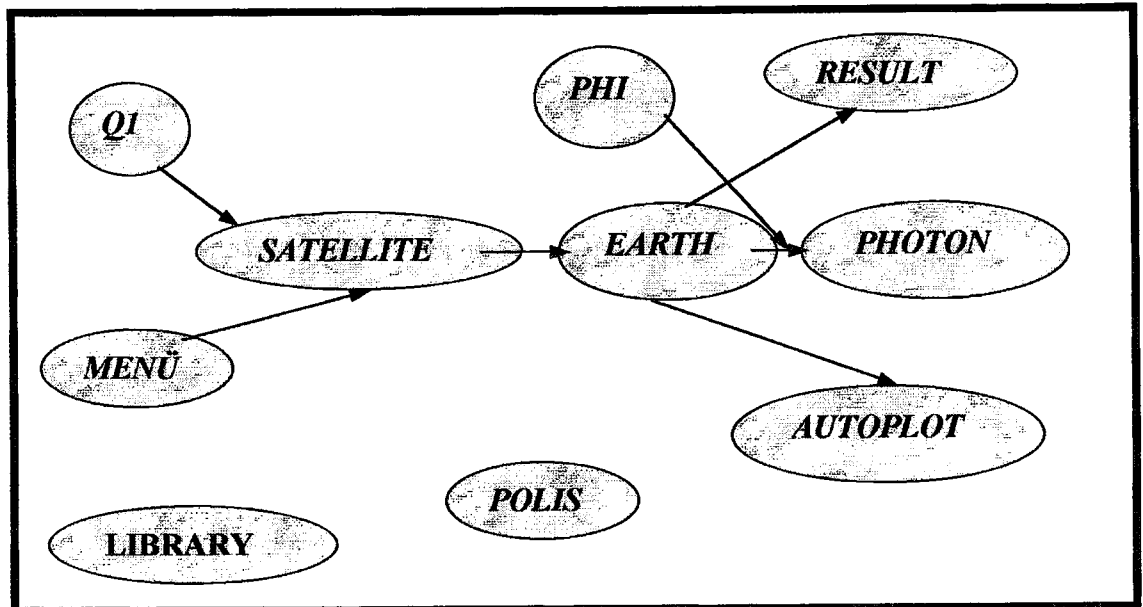
$$S = C_\phi (V_\phi - \phi_p)$$

[4.38]

Burada ϕ_p , P düğüm noktasındaki ϕ 'nin değeridir.

4.3.1.2. PHOENICS işletim sistemi

PHOENICS işletim sistemi, Şekil 4.4'te görüldüğü gibi üç ana eleman ve yardımcı elemanlardan oluşur. Ana elemanlar, SATELLITE, EARTH ve PHOTON'dur.



Şekil 4.4 PHOENICS paket programının genel yapısı

SATELLITE, ön işlemci (preprocessor) olarak görev yapar. Bu görevler kısaca şunlardır:

- Q1 kütüğünde verilmiş olan işlemleri okur,
- PHOENICS kütüphanesinde örnek problemler seçer,
- Menü sistemini çalıştırarak problem tanımını yapabilir,
- Klavye üzerinden verilen komutları işler,
- Yardım ve komut tarama işlemlerini yapar.

EARTH, ana işlemci olarak, SATELLITE tarafından hazırlanan veri kütüğünü okur ve istenen hesaplamaları yapar. Hesaplama sonunda RESULT ve PHI adında iki kütük oluşturur. PHI kütüğü PHOTON tarafından okunabilecek formattadır.

PHOTON, son işlemci (post-processor) olarak görev yapar. PHOTON, EARTH tarafından oluşturulan PHI, veri kütüğünü okur ve kullanıcıyla interaktif olarak sonuçları grafik formda sunar. Kullanıcının vereceği komutlara bağlı olarak, bağımlı değişkenlerin vektörel yada kontur grafiklerini ve problemde kullanılan hücre yapısını gösterir.

Sonuç olarak SATELLITE, kullanıcı tarafından girilen bilgileri EARTH'in anlayacağı bir dile çevirir. Giriş bilgileri Q1 kütüğünde oluşturulur. EARTH ise bu giriş bilgileri doğrultusunda gerekli hesaplamaları yapar ve RESULT ile PHI kütüğüne aktarır.

PHOENICS'in en önemli özelliklerinden birisi çok geniş kapsamlı bir kütüphaneye sahip olmasıdır. Bu kütüphanede mühendislik problemleri ile ilgili pek çok örnek vardır.

Q1 kütüğü yardımcı elemanlardan biridir ve 24 ayrı grup başlığı altında toplanmıştır. Her grubun ayrı bir amacı vardır. Q1 kütüğünün yazıldığı dil ingilizceye benzer ve birçok hazır komuttan oluşmaktadır. Q1 kütüğü içerisindeki gruplar genel olarak şu bilgileri içermektedir:

- problemi tanımlayan başlık,
- problemin geometrisi ve hücre yapısı,
- çözümü istenen bağımlı değişkenler,
- her değişken için çözülmesi istenen denklemin biçimi (parabolik, eliptik, sürekli, süreksiz)
- uygulanması istenen sayısal çözüm metodu,
- ortamın fiziksel ve termodinamik özellikleri,
- ilk iterasyon için bağımlı değişkenlerin kabul edilen dağılımı
- problemin sınır şartları,
- çözüm kontrolünde kullanılan parametreler,
- sonuçların çıkış formunun belirlenmesi.

Q1 kütüğüne ait 24 grup Çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Model Q1 Kütüğünde standart komutlar

GROUP 1	Run title and other preliminaries
GROUP 2	Transience;time step specification
GROUP 3	x-direction grid specification
GROUP 4	y-direction grid specification
GROUP 5	z-direction grid specification
GROUP 6	Body fitted coordinates or grid distortion
GROUP 7	Variable stored, solved & named
GROUP 8	Terms (in differantial equations)
GROUP 9	Properties of medium (or media)
GROUP 10	Inter-phase-transfer process and properties
GROUP 11	Initialization of variable or porosity fields
GROUP 12	Convection diffusion adjustments
GROUP 13	Boundary conditions and special sources
GROUP 14	Down stream pressure for PARAB=. TRUE.
GROUP 15	Termination of sweep
GROUP 16	Termination of iterations
GROUP 17	Under-relaxion devices
GROUP 18	Limits on variables or increments to them
GROUP 19	Veri communicated by satellite to GROUND
GROUP 20	Preliminary print-out
GROUP 21	Printout of variables
GROUP 22	Spot-value print-out
GROUP 23	Field print-out and plot control
GROUP 24	Dumps for restart

Grup 1’de yapılan çalışmanın adı, Grup 2’de çalışmanın sürekli olup olmadığı, Grup 3-4-5’te x, y ve z- yönlerindeki boyut, hücre sayısı, ve hücre sisteminin üç ayrı yönde üniform olup olmadığı, Grup 6’da kullanılacak koordinat sistemi kartezyen veya silindirik değilse, özel bir hücre sistemi kullanılacak ise buna ait özellikler girilir. Grup 7’de çözülecek değişkenlerin isimleri, nasıl çözülecekleri ve kaydedilecek

olanlar belirlenir. Grup 8’de diferansiyel denklemdaki terimler ve bazı özelliklerin kullanılıp kullanılmayacağı belirlenir. Grup 9’da simulasyonu yapılan ortamın bazı fiziksel özellikleri (yoğunluk, viskozite vb.) girilir. Grup 10 iki fazlı akışlar için aralarında bir etkileşim varsa kullanılır. Grup 11’de zamana bağlı problemlerde başlangıç şartları girildiği gibi, problem sürekli şartlarda başlangıç (ilk tahmin) değerleri girilir. Ortam gözenekli ise yine bu grupta belirtilmelidir. Grup 12’de konveksiyon ve difzyon ile ilgili ayarlar yapılır. Grup 13.’te ilgili sınır şartları ve özel kaynaklar girilir. Grup 14.’te tam bir similasyon için gerekli bilgiler verilir. Grup 15’te kaç defa hesaplama yapılacağı belirtilir. PHOENICS dış ve iç iterasyon olmak üzere iki tür iterasyon içerir. Grup 15 ile dış iterasyon (sweep) Grup 16 ile de iç iterasyon verilir. Grup 17’de ise, yakınsamanın sağlanabilmesi için, lineer olmayan denklemler setlerinin çözümünde “under-relaxation”, lineer denklemler setlerinin çözümünde de “over-relaxation” seçenekleri belirlenir. Grup 18 ile bazı değişkenlerin belli sınırlar içinde kalması veya küçük artışlar sağlanır. Grup 19 ile SATELLITE ve GROUND arasındaki iletişim sağlanır. Grup 20-24’de ise istenen sonuçların program çalışırken ekranda ve çözüm bittikten sonra RESULT kütüğünde ki çıktılarının formu belirlenir.

4.3.1.3. Yakınsama kriterleri

Sayısal akışkanlar dinamiği metodlarını kullanarak birçok probleme çözüm elde etmek mümkündür. Çok kısa bir sürede, belirli problemlerin çözümlerine ulaşılabilir. Fakat, çözümlerin ve sonuçların gerçek fiziksel olay ve fizik kanunlarına uygun olması gerekmektedir. Birçok çözüm bundan dolayı bir işe yaramaz ve problem defalarca yeniden programlanarak ve tanımlanarak, kullanılan sayısal akışkanlar dinamiği kodunun içerdiği çözüm teknikleri ve değişkenleri tekrar tekrar gözden geçirilerek, problemin gerçek çözümlerinin elde edilmesi sağlanır. PHOENICS’te elde edilen sonuçların geçerliliğinin kontrolü için beş ana kriter vardır ve bunlar aşağıda verilmiştir.

1- Çözümün yakınsaklığı sağlandı mı?

RESULT kütüğünde son kısımda iterasyon sayısına bağlı olarak kalıntılar grafik halinde verilir. Çözümün yakınsaması için bütün değişkenlerin kalıntıları monoton veya değişken bir azalma göstermek zorundadır. Yakınsamanın kontrolü yapıldıktan sonra, her değişken için toplam kalıntı değerlerine bakmak gerekir. Bu değerlerin de mümkün olduğunca sıfıra yakın çok küçük değerler olması istenir.

2- Çözüm iterasyon sayısından bağımsız mı?

Çözüm iterasyon sayısı ile yakından ilgilidir. Problemin basit ve karmaşık olmasına göre iterasyon sayısı değişir. Bundan dolayı iterasyon sayısı değiştirilerek 1. sorunun cevabı aranır. Yani iterasyon sayısı ile yakınsamanın nasıl değiştiği sürekli olarak gözlenir. Burada amaç iterasyon sayısının artmasıyla yakınsamış bir problemin yakınsamasının devam ettiğini gözlemektir. Bununla birlikte sadece kalıntılara bakmak yeterli değildir. Elde edilen çözüm değerlerinin değişimine de bakmak gerekir. RESULT kütüğünün son kısmında kalıntılarla birlikte, değişkenlerin fiziksel değerlerinin değişimi de grafik olarak verilmiştir. Bu grafikte değişkenlerin iterasyon sayısı ile birlikte, anlık değerlerinin (spot-value) değişimi de grafik olarak verilir. Bu anlık değer grafiğinin belli bir aşamadan sonra sabit kalması istenir.

3- Korunum denklemleri sağlandı mı?

İlk iki sorunun olumlu cevaplandırılmasından sonra, çözümünü elde etmeye çalıştığımız fiziksel problemi tanımlayan kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemlerinin sağlanıp sağlanmadığı kontrol edilir. Bu değerleri kontrol etmek için yine RESULT kütüğünün sonunda korunum denklemlerinin ne ölçüde sağlandığını gösteren değerler vardır. Bu değerlerin kontrol edilmesi gerekmektedir.

4- Çözüm hücre yapısından bağımsız mı?

İlk üç sorunun olumlu cevaplandırılmasına rağmen elde edilen sonuçlar gerçek değerlerden uzak olabilir. Buna sebep olan nedenlerden biri de çözüm alanı içerisindeki hücre sayısı ve dağılımıdır. Uygun hücre sayısının belirlenememesi, farklı sonuçlar doğurabilir. Ayrıca, problemin fiziğine bağlı olarak, hücre dağılımı da çok önemlidir. Akışın yapısına göre giriş veya çıkış bölgesinde yada herhangi bir

bölgede akışın değişimi farklı olabilir ve hücre dağılımı homojen olmayabilir. Hücre yapısından bağımsız bir çözüm elde etmek sonuçların doğruluğu açısından şarttır. Hücre yapısında ve dağılımında yapılan değişikliklerle, elde edilen sonuçlardaki değişim minimuma indirgenmelidir ve optimum hücre sayısı belirlenmelidir. Böylece hesaplama zamanından önemli ölçüde kazanç sağlanmış olur.

5- Sonuçlar deneysel sonuçlarla uyumlu mu?

Sayısal akışkanlar dinamiği çözüm ve sonuçlarının gerçek fiziksel değerlerle doğruluğu ve uyumluluğu ilk dört sorunun olumlu olarak cevaplandırılmasından sonra, literatürde mevcut veya kendi deneysel değerleri ile karşılaştırılmak suretiyle ispatlanmış olur.

4.4. Sayısal Yöntemle Yapılan Çalışmada Ele Alınan Şartlar

PHOENICS paket programı kullanılarak yapılan sayısal çalışmalarda, deneysel metodla yapılan çalışmalardaki benzer şartlar dikkate alınmıştır. Sayısal metod ile yapılan çalışmaların programı farklı W/H'da değişik Reynolds ve Grashof sayıları için Çizelge 4.2'de verilmiştir.

Çizelge 4.2. Sayısal çalışma programı

W/H	Re _{Dh}	Gr* _{Dh}	W/H	Re _{Dh}	Gr* _{Dh}
2	1434	4,9x10 ⁸	8	971	5,8x10 ⁶
2	1434	1,1x10 ⁹	8	971	1,3x10 ⁷
2	1434	1,9x10 ⁹	8	971	2,3x10 ⁷
2	1459	1,1x10 ⁹	8	971	1,0x10 ⁷
4	2052	6,2x10 ⁷	8	971	3,5x10 ⁷
4	2052	1,4x10 ⁸	8	971	5,8x10 ⁷
4	2052	2,5x10 ⁸	8	971	7,3x10 ⁷
4	1459	1,4x10 ⁸	8	1459	1,3x10 ⁷
6	955	1,0x10 ⁷	10	210	6,4x10 ⁶
6	955	4,2x10 ⁷	10	382	6,4x10 ⁶
6	955	7,8x10 ⁷	10	550	6,4x10 ⁶
6	955	1,0x10 ⁸	10	937	2,8x10 ⁶
6	1316	1,7x10 ⁷	10	937	6,4x10 ⁶
6	1316	3,7x10 ⁷	10	937	1,1x10 ⁷
6	1316	6,7x10 ⁷	10	937	1,5x10 ⁷
6	1459	3,7x10 ⁷	10	937	2,6x10 ⁷
8	150	1,3x10 ⁷	10	937	4,8x10 ⁷
8	423	1,3x10 ⁷	10	937	8,1x10 ⁷
8	785	1,3x10 ⁷	10	1459	6,4x10 ⁶

Çizelge 4.2’den görüldüğü gibi çalışılan parametrik değerlerin bir kısmı daha önce deneysel çalışma programındaki değerlerle aynıdır. Bu şekilde deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması gerçekleştirilebilmiştir.



5. DENEYSEL VE SAYISAL SONUÇLAR

Bu bölümde, deneysel ve sayısal sonuçlar grafikler halinde sunulmuş, Nusselt sayısı dağılımları, vektörel hız ve sıcaklık kontur grafikleri ayrıntılı olarak verilmiştir.

5.1. Deneysel Sonuçlar

Kurulan deney düzeninde, beş farklı W/H 'da, farklı Grashof ve Reynolds sayılarında çalışmalar yapılarak ısı transfer sonuçları sunulmuştur.

5.1.1. Deney düzeninin kontrolü

Yatay bir kanalda laminar akış durumunda, karışık konveksiyonla gerçekleşen ısı transferinin deneysel incelenmesi için bölüm 3'te verilen program çerçevesinde deneyler yapılmıştır. Birçok parametre değiştirilerek bunların ısı transferine olan etkileri incelenmiştir.

Değişik Grashof ve Reynolds sayılarında beş farklı W/H 'da deneyler yapılmış ve deneylerden elde edilen sonuçlar sayısal sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Isıtıcı plakalarda sabit ısı akısının sağlanması büyük ölçüde voltajın kontrol edildiği varyak ile ilgilidir. Bu amaçla varyak çıkışındaki voltaj bir voltaj regülatörü ile kontrol edilerek, şehir ceryanındaki voltaj değişimleri minimize edilmiştir.

Ayrıca, ısıtıcıların üzerine yerleştirilen ve merkezlerine ısılıçiftlerin yerleştirildiği bakır plakalar sayesinde verilen ısı akısındaki uniformluk sağlanmaya çalışılmıştır. Elde edilen uniform ısı akısının aynı şekilde konveksiyon yoluyla soğutucu akışkana yani havaya transferi beklenemez. Çünkü, ısı transferi aynı zamanda yalıtım ve radyasyon ile olan ısı transferleri ile de ilgilidir.

Kanal içerisinden geçen havanın sıcaklığındaki artış, havanın termofiziksel özelliklerinin değişimine neden olmaktadır. Örneğin $Re=380$ için yapılan deneylerde

hava sıcaklığının 18 den 45 °C' ye çıkarıldığında havanın kinematik viskozitesinde yaklaşık %2,9 civarında artış olduğu gözlenmiştir.

Kanal içindeki akışın sürekli hale geldiğini göstermek için soğutucu akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıklarının tüm deney boyunca sabit kaldığı ve deney yapılan ortam sıcaklığının değişmediğinin görülmesi önemlidir.

Deney düzeneğinin sürekli hale geldiğini belirlemek amacıyla, ısıtıcı plakaların merkezlerine yerleştirilen ısı çiftlerinden okunan sıcaklık değerlerinin yaklaşık 2 saat içerisinde hızla arttığı, 3 saat sonunda değişimin azaldığı ve 4-5 saat içerisinde tamamen sürekli hale geldiği gözlenmiştir.

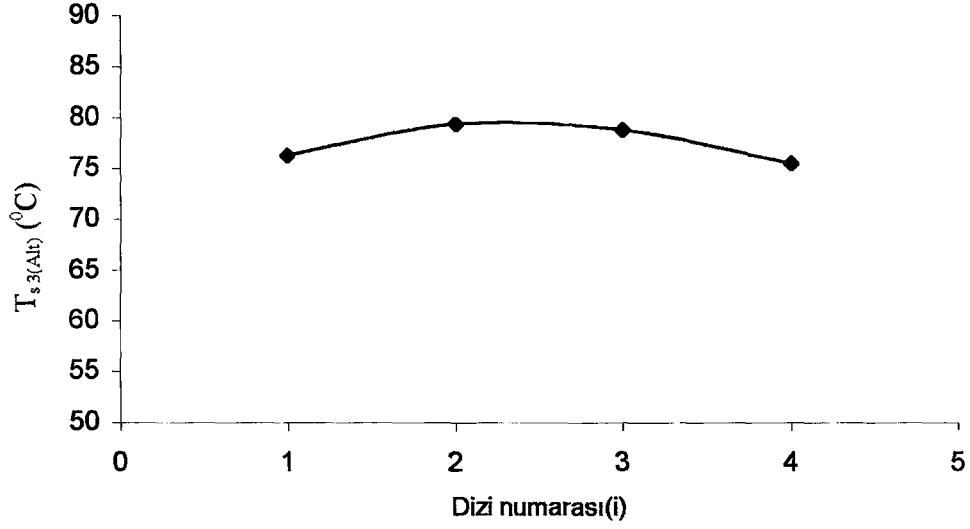
5.1.2. Isı transfer sonuçları

Deneyler esnasında sistem sürekli hale geldikten sonra, alınan sıcaklık ölçümleri bilgisayarda depolanmaktadır. Sonuçların güvenilir olabilmesi için sistemin tamamen sürekli hale gelmesini gerektiren süreyi beklemek, sonuçların doğruluğu açısından çok önemlidir.

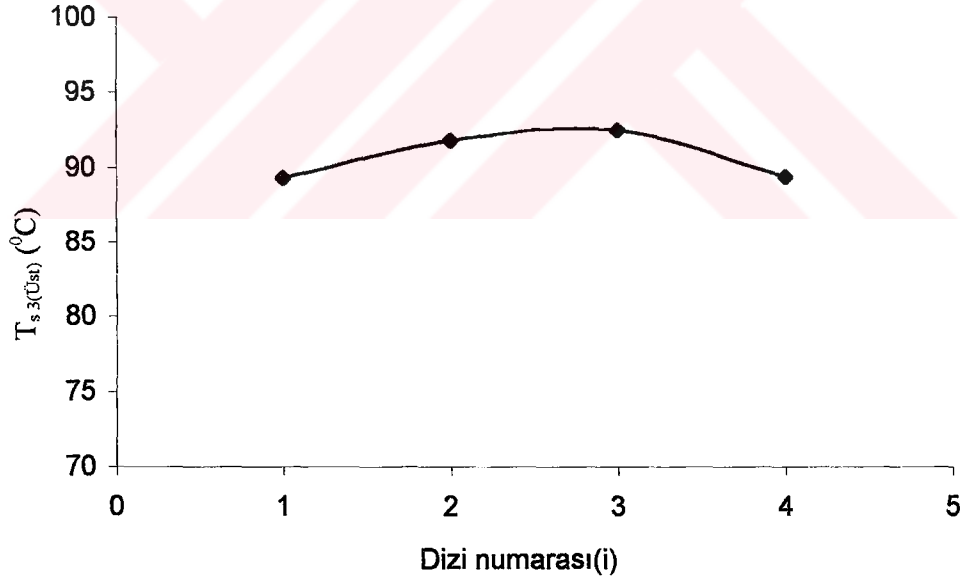
5.1.2.1. W/H=2 İçin yapılan deneylerin sonuçları

Deneyler süresince W/H oranı sabit tutularak belirlenen bir Reynolds sayısında ısıtıcı dirençlere değişik voltajlar uygulanarak, sistem sürekli duruma geldiği zaman, ısıtıcı plakaların sıcaklıkları ölçülmüştür.

$Re=380$, $Gr^*=1,9 \times 10^9$ değerinde alt ve üst duvarda 3. sırada bulunan ısıtıcı plakaların dizi numarasına (i) göre yüzey sıcaklık dağılımları Şekil 5.1 ve Şekil 5.2'de verilmiştir. Şekillerden de görüldüğü üzere sıcaklıklar yaklaşık üniform olarak dağılmaktadır.



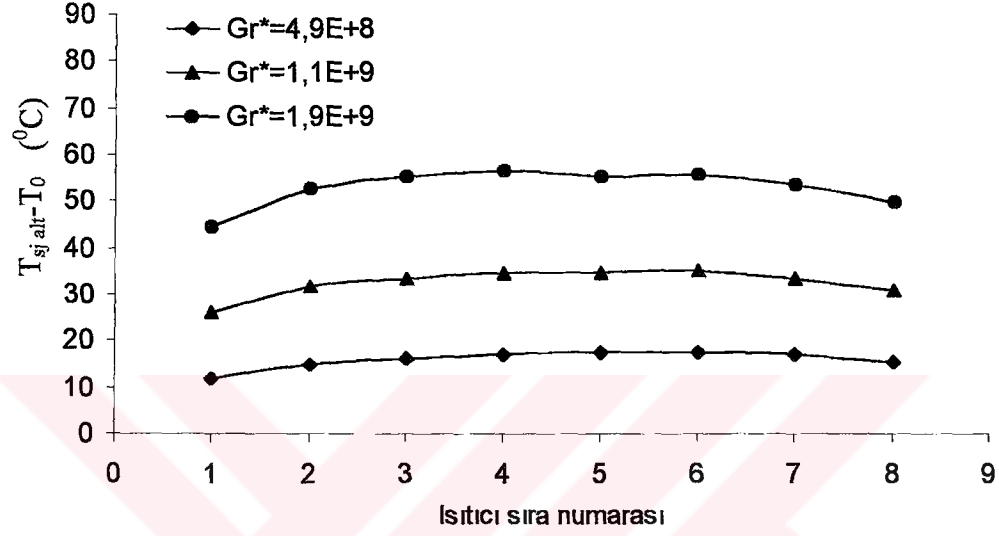
Şekil 5.1. $Re_{Dh}=380$ ve $Gr_{Dh}^*=1,9 \times 10^9$ değeri için alt duvarda 3. sırada bulunan ısıtıcı plakaların yüzey sıcaklık dağılımları



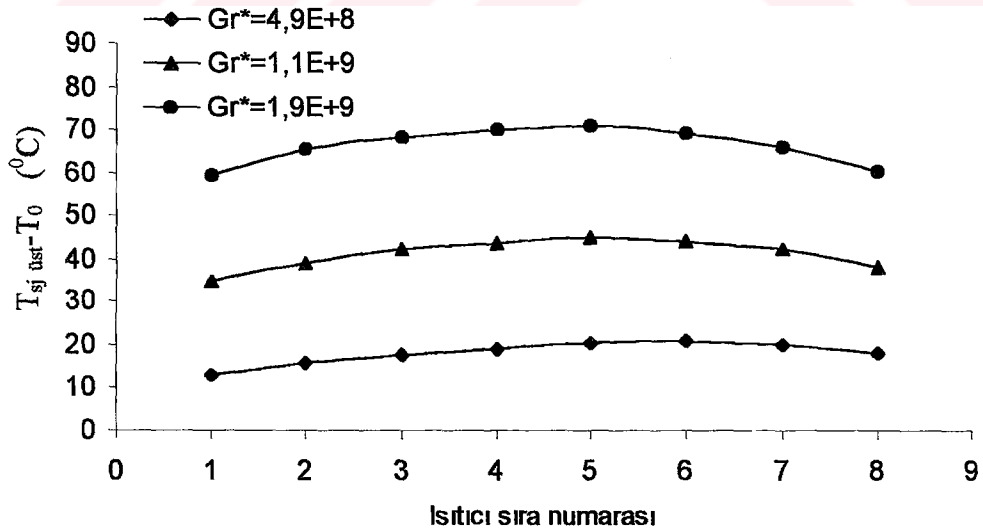
Şekil 5.2. $Re_{Dh}=380$ ve $Gr_{Dh}^*=1,9 \times 10^9$ değeri için üst duvarda 3. sırada bulunan ısıtıcı plakaların yüzey sıcaklık dağılımları

Şekil 5.1 ve 5.2’de görüldüğü gibi, her dizide bulunan ısıtıcı plakaların yüzey sıcaklıkları hemen hemen birbirine yakındır ve Nusselt sayıları hesaplanırken, Sıra Ortalama Nusselt sayısı, Sıra ortalama yüzey sıcaklıklarına göre hesaplanmıştır.

Reynolds sayısının 1459 olduğu durumda, değişik Grashof sayılarında herbir ısıtıcı sırası için sıra ortalama sıcaklık değerlerinin ısıtıcı sırasına göre değişimi Şekil 5.3 ve Şekil 5.4'te verilmiştir.

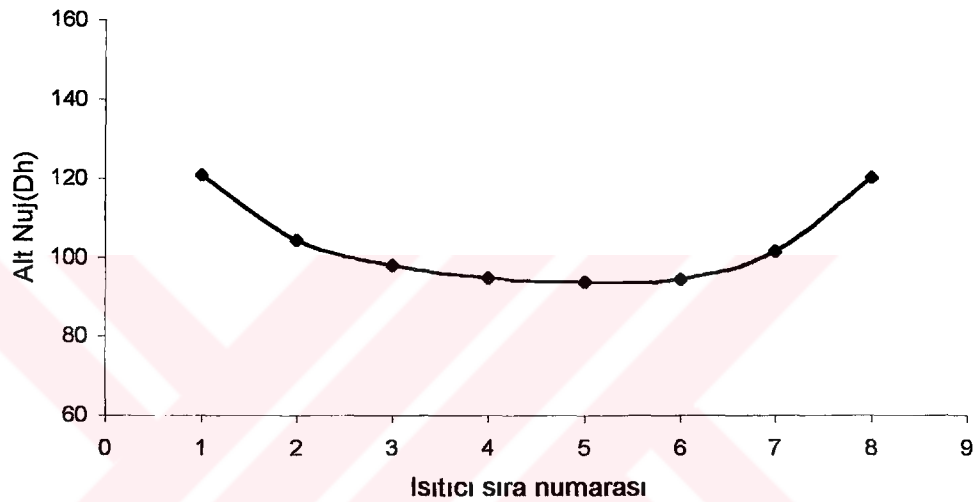


Şekil 5.3. $W/H=2$ ve $Re_{Dh}=1459$ için alt duvar ısıtıcı sıcaklıklarının ısıtıcı sırasına göre değişimi

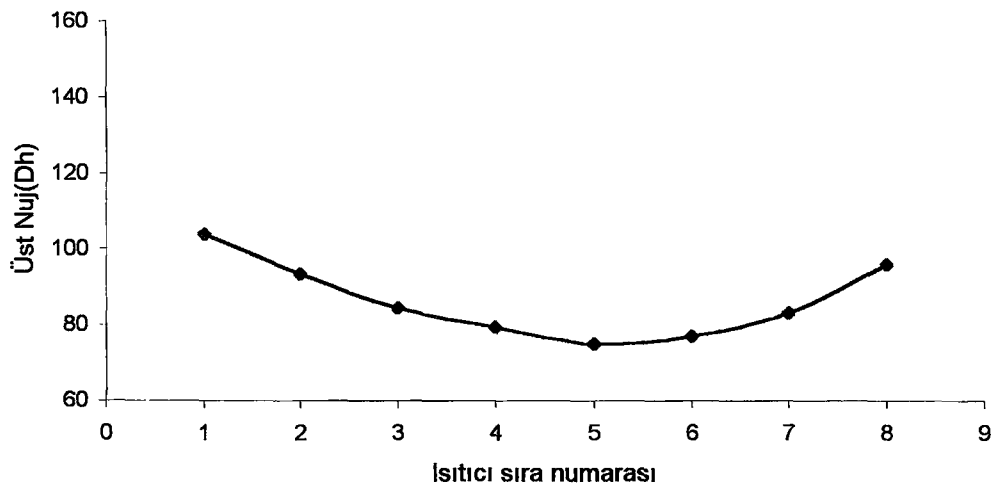


Şekil 5.4. $W/H=2$ ve $Re_{Dh}=1459$ için üst duvar ısıtıcı sıcaklıklarının ısıtıcı sırasına göre değişimi

Alt ve üst duvarda bulunan ısıtıcıların sıra ortalama yüzey sıcaklıkları Grashof sayısı arttıkça artmaktadır. Kanal boyunca ise Grashof sayısının $1,9 \times 10^9$ değerinde ilk dört sıraya kadar artmış, 4-5-6 da hemen hemen sabit kalmış, 7 ve 8. sırada azalmıştır. $Re_{Dh}=1459$ ve $Gr_{Dh}^*=4,9 \times 10^8$ için kanalın alt kısmında bulunan herbir ısıtıcı sırasındaki Alt Nusselt ($Nu_{Dh,Alt,j}$) dağılımı Şekil 5.5'te verilmiştir.

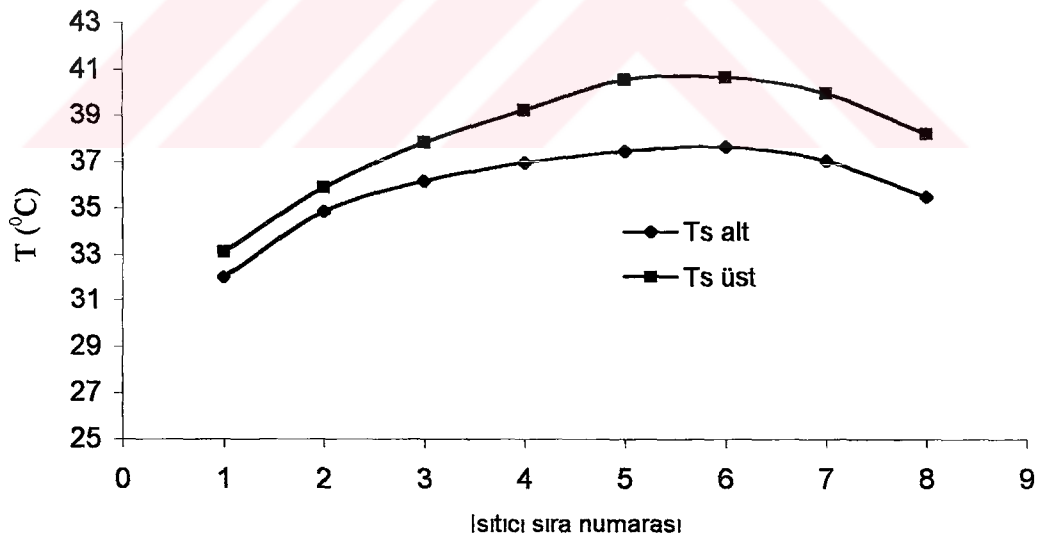


Şekil 5.5. $W/H=2$ ve $Re_{Dh}=1459$ ve $Gr_{Dh}^*=4,9 \times 10^8$ için Alt Nusselt sayısının ısıtıcı sırasına göre değişimi



Şekil 5.6. $W/H=2$, $Re_{Dh}=1459$ ve $Gr_{Dh}^*=4,9 \times 10^8$ için Üst Nusselt sayısının ısıtıcı sırasına göre değişimi

Birinci ısıtıcı sırasından itibaren ısıtıcı sırası arttıkça, kanal boyunca Sıra Ortalama Nusselt sayısı ana akışın etkisiyle, ilk sırada en yüksek değerini almış, 2-3 ve 4. sıraya kadar azalmış, 5. sırada hafif bir artıştan sonra, son sıralara doğru kaldırma kuvveti etkili ikincil akışın etkisiyle artmıştır. Şekil 5.6'da ise aynı şartlarda, kanalın üst kısmında bulunan ısıtıcılardaki Nusselt sayısının ($Nu_{DhÜstj}$) ısıtıcı sırasına göre değişimi verilmiştir. Şekil 5.5 ve Şekil 5.6 karşılaştırıldığında, alt kısımda bulunan ısıtıcılardaki Nusselt sayısının üst kısımda bulunan ısıtıcıların Nusselt sayısından daha büyük olduğu göze çarpmaktadır. Herbir ısıtıcı sırası girişinde, yığın sıcaklığı alt ve üst duvarda bulunan ısıtıcılar için aynıdır. Fakat kanal boyunca, yüzey sıcaklıkları değişmektedir. Şekil 5.7'ye bakıldığında alt kısımda bulunan ısıtıcı ortalama yüzey sıcaklıkları, aynı sırada bulunan üst kısımdaki ısıtıcıların ortalama yüzey sıcaklıklarından daha düşüktür. Özellikle doğal konveksiyonun baskın olduğu durumlarda ($Gr^*/Re^2 \gg 1$), üstte bulunan ısıtıcı yüzey sıcaklıklarının daha yüksek olduğu görülmüştür.

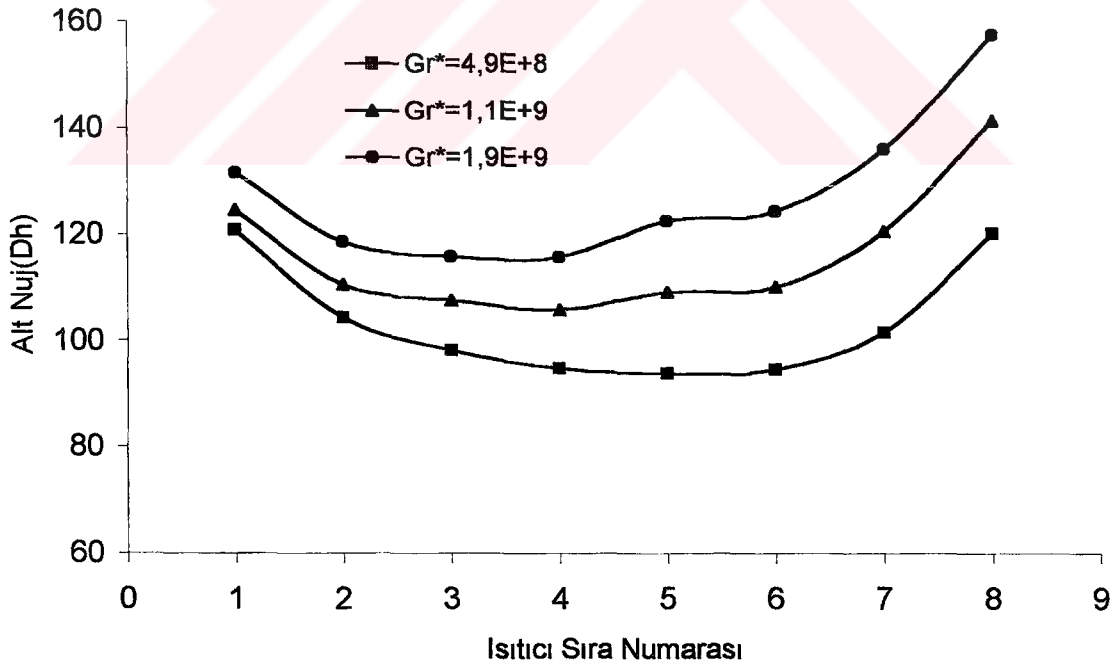


Şekil 5.7. $W/H=2$, $Re_{Dh}=1459$ ve $Gr_{Dh}^*=4,9 \times 10^8$ için alt ve üst ısıtıcı sıcaklığının ısıtıcı sırasına göre değişimi

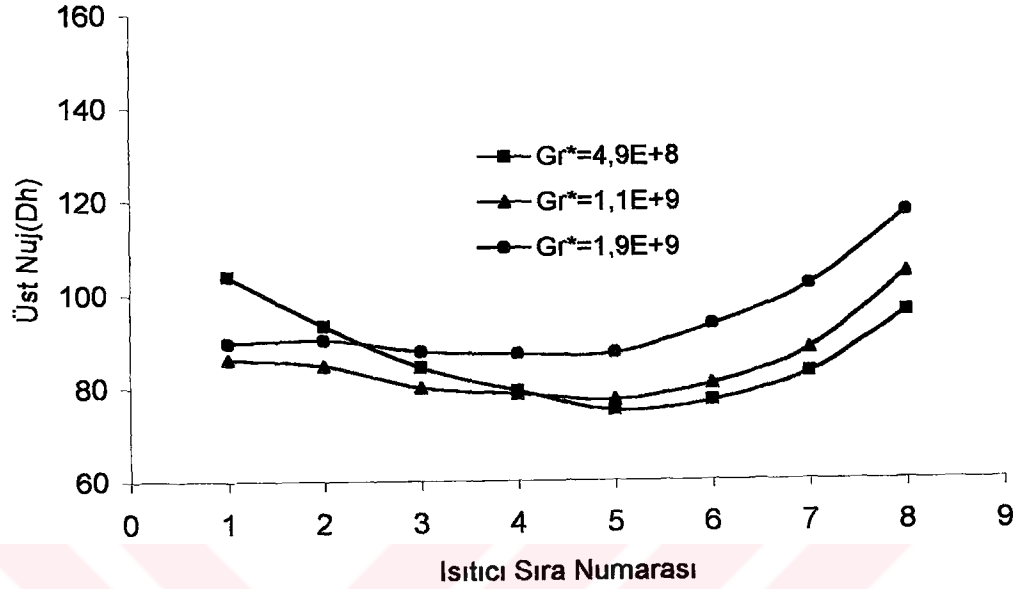
Şekil 5.7'te Reynolds sayısının 1459 ve Grashof sayısının $4,9 \times 10^8$ değeri için kanalın alt kısmında bulunan ısıtıcı ortalama yüzey sıcaklıkları, üst kısımda bulunan ısıtıcı sıcaklıklarından daha düşüktür. Bunun nedeni ise üst kısımdaki akışkan hareketi alt

kısıma göre daha yavaş olmaktadır. Bu durum, Şekil 5.73’de sayısal sonuçlarda daha net bir şekilde görülmektedir. Dolayısı ile akışkan hareketi yavaş olunca, akışkana olan ısı transferi daha da azalmakta, bu durum ise Nusselt sayısında bir azalmaya neden olmaktadır. Bu nedenle, elektronik sistemlerin dizaynı yapılırken, üst kısma yerleştirilecek olan elemanların daha az ısı yayan elemanlar olmasına dikkat edilmesi gerekmektedir.

Belirli bir Reynolds sayısında, farklı Grashof sayıları için kanalın alt ve üst kısmında bulunan ısıtıcıların, ısıtıcı ortalama Nusselt sayılarının kanal boyunca ısıtıcı sırasına göre değişimi Şekil 5.8 ve Şekil 5.9’da verilmiştir. Şekil 5.8’de Reynolds sayısının 1459 olduğu durum için Grashof sayısının Alt Nusselt sayısına etkisi gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi, kanal boyunca, ilk dört sıraya kadar Nusselt sayısında belirgin bir artış söz konusu değildir. İkincil akışın etkisiyle 5-6-7 ve 8. sırada Nusselt sayıları artmıştır.



Şekil 5.8. $W/H=2$ ve $Re_{Dh}=1459$ ’da Grashof sayısının Sıra Ortalama Alt Nusselt sayısına etkisi

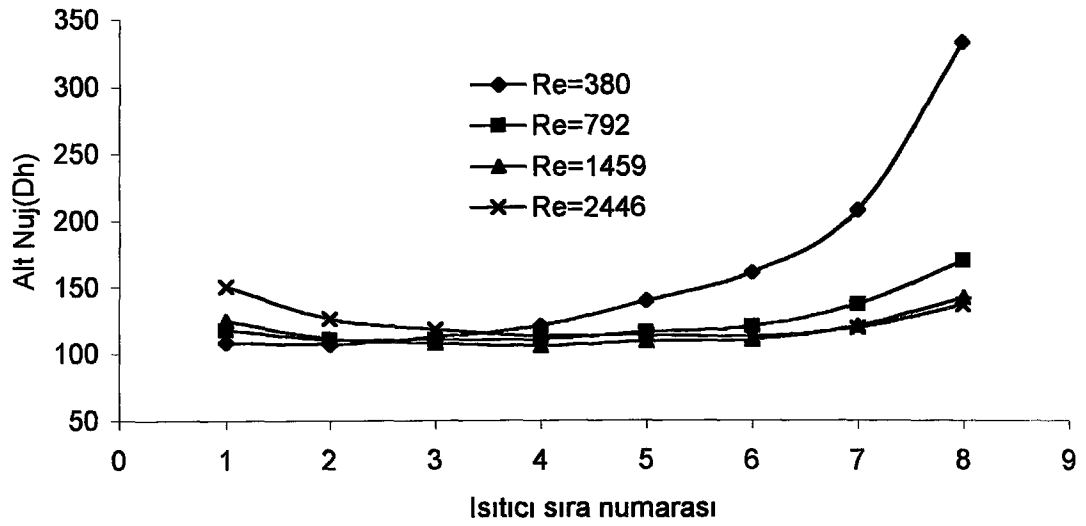


Şekil 5.9. $W/H=2$ ve $Re_{Dh}=1459$ 'da Grashof sayısının Sıra Ortalama Üst Nusselt sayısına etkisi

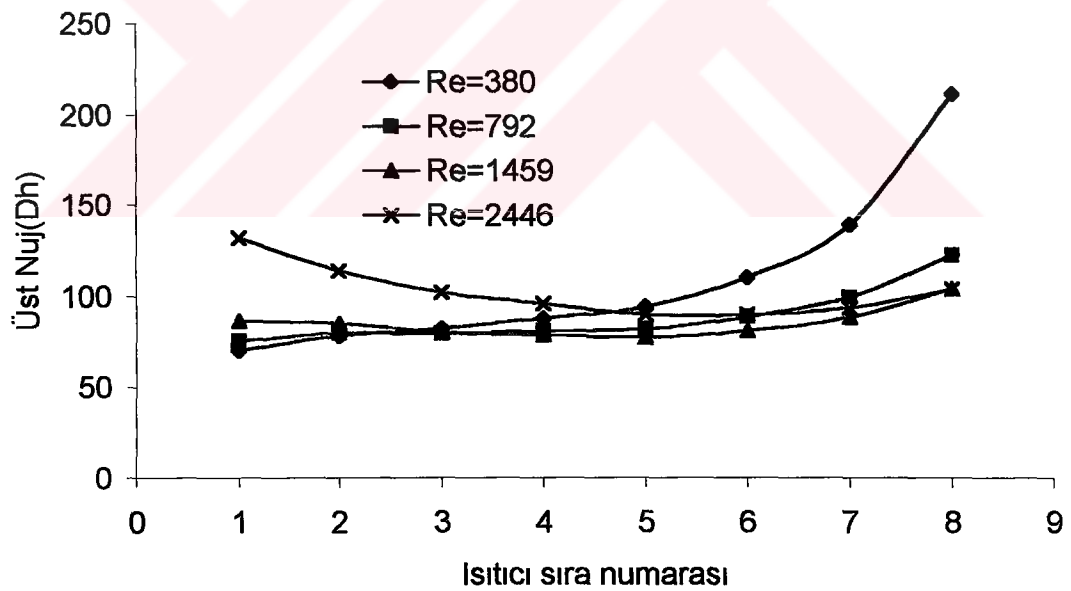
Şekil 5.9'da ise Üst Nusselt sayısı beşinci sıraya kadar fazla değişmemiş, beşinci sıradan sonra Grashof sayısının $1,9 \times 10^9$ değerinde daha fazla bir artış göstermiştir. Düşük Reynolds sayısında üst kısımda akışkan hareketi alt kısma göre daha yavaş gerçekleşmektedir. Çünkü alt kısımda ısıtıcılar hem ana akışın, hemde kaldırma kuvveti etkili ikincil akışın etkisindedirler. Üst kısım ısıtıcıları ise sadece ana akışın etkisinde olup, biraz da alt kısımdan ivmelenerek gelen sıcak akışkandan etkilenebilirler. Bu durum sayısal çalışmalarda sıcaklık kontur grafiklerinden daha iyi anlaşılmaktadır.

5.1.2.1.1. Reynolds sayısının etkisi

Reynolds sayısının alt ve üst kısımda bulunan ısıtıcılar için Sıra Ortalama Nusselt sayısına etkisi Şekil 5.10 ve Şekil 5.11'de görülmektedir. $W/H=2$ şartlarında Reynolds sayısının 380, 792, 1459 ve 2446 değerler için Sıra Ortalama Nusselt sayısının ısıtıcı sırasına göre dağılımı verilmiştir.



Şekil 5.10. $W/H=2$ $Gr^*_{Dh}=1,1 \times 10^9$ 'da Reynolds sayısının Sıra Ortalama Alt Nusselt sayısına etkisi



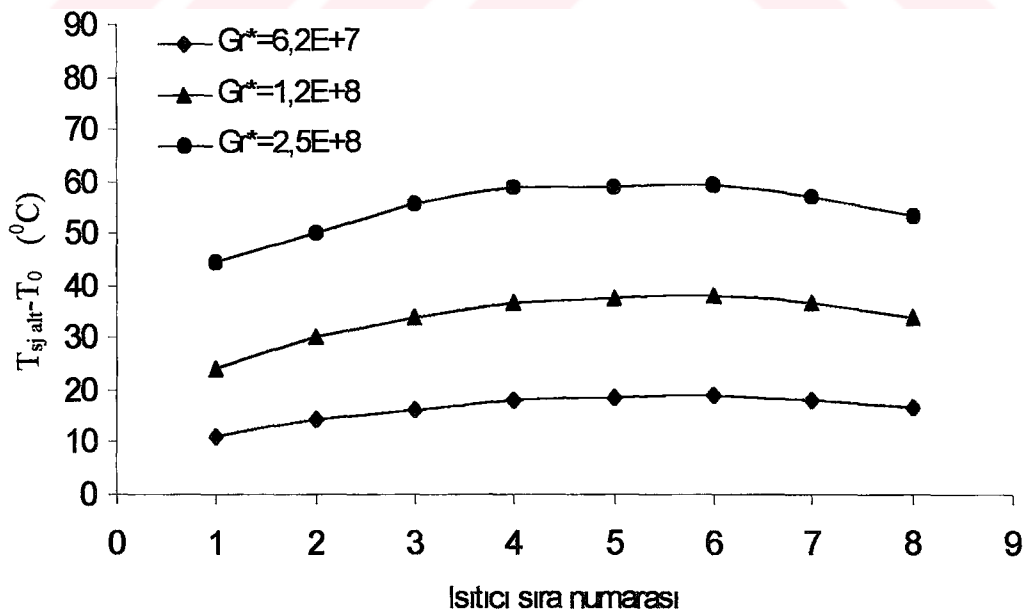
Şekil 5.11. $W/H=2$ ve $Gr^*_{Dh}=1,1 \times 10^9$ 'da Reynolds sayısının Sıra Ortalama Üst Nusselt sayısına etkisi

Her iki durumda da Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısındaki artış ısıtıcıların ilk sırasına doğru kaymaktadır. Fakat burada sonuçlar fazla net değildir bu yüzden kesin bir yorum yapmak çok doğru olmaz. W/H oranı arttıkça örneğin

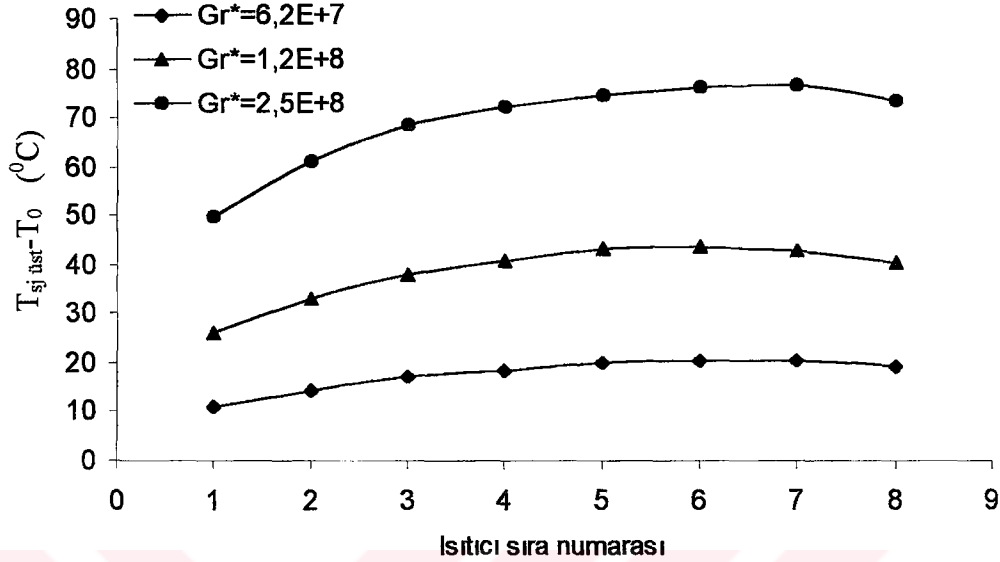
$W/H=4$ için sonuçlar daha belirgin elde edilmiştir ve değişik Reynolds sayılarında elde edilen grafiklerden daha iyi yorum yapılabilir (Şekil 5.16-5.17).

5.1.2.2. $W/H=4$ için yapılan deneylerin sonuçları

Şekil 5.12 ve 5.13'te $W/H=4$ ve Reynolds sayısının 825 değeri için alt ve üst kısımda bulunan ısıtıcı sıralarının ortalama yüzey sıcaklıklarının ısıtıcı sırasına göre değişimi verilmiştir. Grashof sayısının $2,5 \times 10^8$ değerinde alt kısımda bulunan ısıtıcı sıcaklıkları 4. sıraya kadar bir artış göstermiş, 4-5 ve 6. sırada hemen hemen değişmemiş, 7 ve 8. sırada azalmıştır. Aynı durum Grashof sayısının $1,2 \times 10^8$ değerinde de sözkonusudur. Grashof sayısı azaldıkça Sıra Ortalama sıcaklık değerleri arasındaki fark da azalmıştır. Örneğin Grashof sayısının $6,2 \times 10^7$ değeri herbir ısıtıcı sırası için yakın değerler almıştır. Şekil 5.13'te ise Grashof sayısının $2,5 \times 10^8$ değerinde sıcaklıklar ısıtıcı sırasına göre sürekli artış göstermiştir. Ana akışın ve kaldırma kuvveti etkili ikincil akışın alt kısımda bulunan ısıtıcılarda etkili olduğu söylenebilir. Üst kısımda bulunan ısıtıcılar ise sadece ana akışın etkisindedirler ve düşük hızlarda alt kısma göre daha fazla ısındıkları belirlenmiştir.

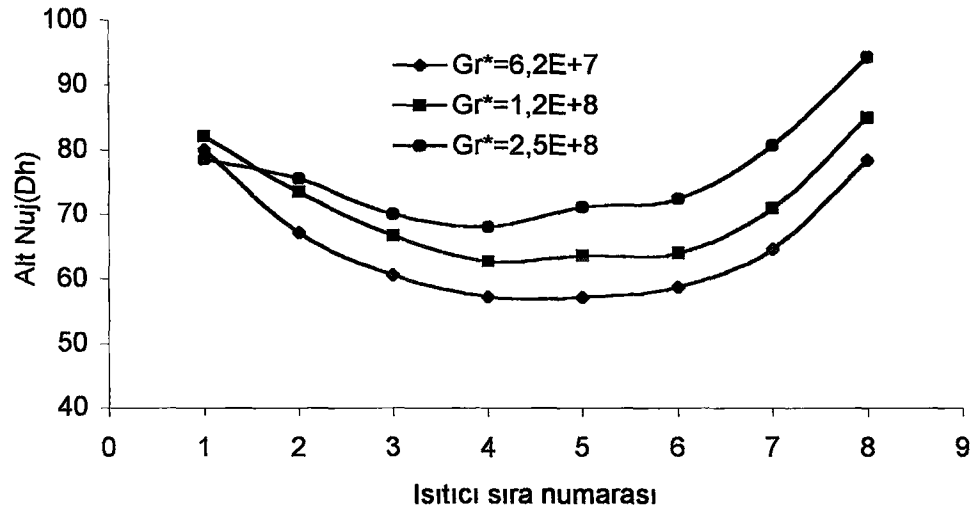


Şekil 5.12. $W/H=4$ ve $Re_{Dh}=825$ için alt duvar ısıtıcı sıcaklıklarının ısıtıcı sırasına göre değişimi

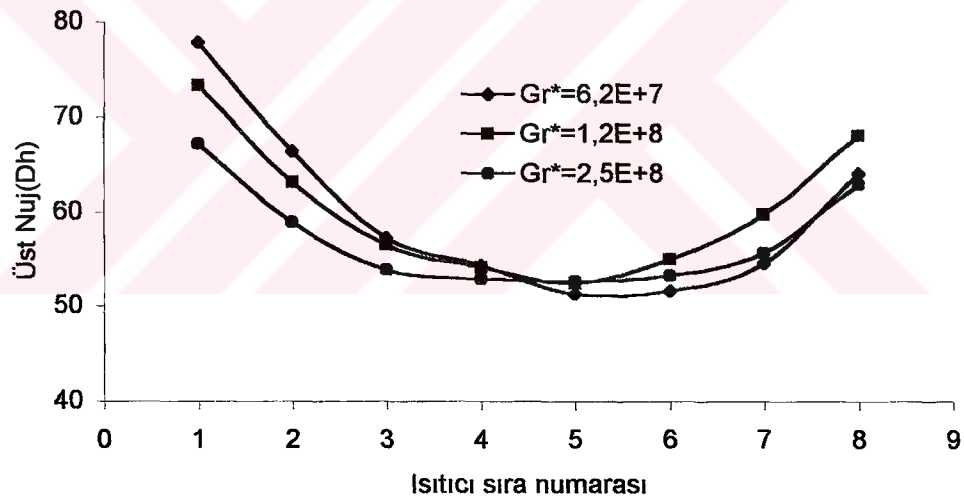


Şekil 5.13. $W/H=4$ ve $Re_{Dh}=825$ için üst duvar ısıtıcı sıcaklıklarının ısıtıcı sırasına göre değişimi

Şekil 5.14 ve Şekil 5.15’de $Re=825$ için yine alt ve üst kısımda bulunan ısıtıcılarda, ısıtıcı sırası boyunca Nusselt sayısı dağılımı vermiştir. Şekil 5.14.’te Grashof sayısı arttıkça Nusselt sayısında bir artış sözkonusudur. Grashof sayısının $6,2 \times 10^7$ değerinde ilk dört sırada zorlanmış konveksiyonla azalan Sıra Ortalama Nusselt sayısı, 4-5-6. sırada çok az bir değişim göstermiştir. Bunun nedeni 4-5 ve 6. sırada zorlanmış konveksiyon ve doğal konveksiyon etkileri birbirini dengelemekte, sonra ısıtıcı sıra numarası arttıkça doğal konveksiyon etkisi daha baskın hale gelmektedir. Dolayısıyla bu üç sıra için ortalama Nusselt sayısı ısıtıcı sırasından bağımsızdır. 7. sıradan itibaren Nusselt sayısı kaldırma kuvveti etkili ikincil akışın etkisiyle son sıralara doğru bir artış göstermektedir. Alt ısıtıcılar için çizilmiş olan Şekil 5.14 dikkate alındığında, Grashof sayısı arttıkça Nusselt sayısı arasındaki fark her bir ısıtıcı sırası için artmaktadır. Üst kısımda bulunan ısıtıcılar için elde edilen şekil 5.15’de ise ilk ısıtıcı sırasından itibaren Nusselt sayısı her bir Grashof sayısı için ilk dört sırada azalmış, 5, 6, 7 ve 8. sırada artış göstermiştir. Üst kısımdaki bu dalgalanmanın alt kısımda bulunan ısıtıcıların hareketlendirdiği akışkanın üst kısmı etkilemesinden kaynaklandığı düşünülmektedir. Sayısal çalışmalarda bu daha açık bir şekilde görülmektedir (Şekil 5.75).



Şekil 5.14. $W/H=4$ ve $Re_{Dh}=825$ 'te Grashof sayısının Sıra Ortalama Alt Nusselt sayısına etkisi

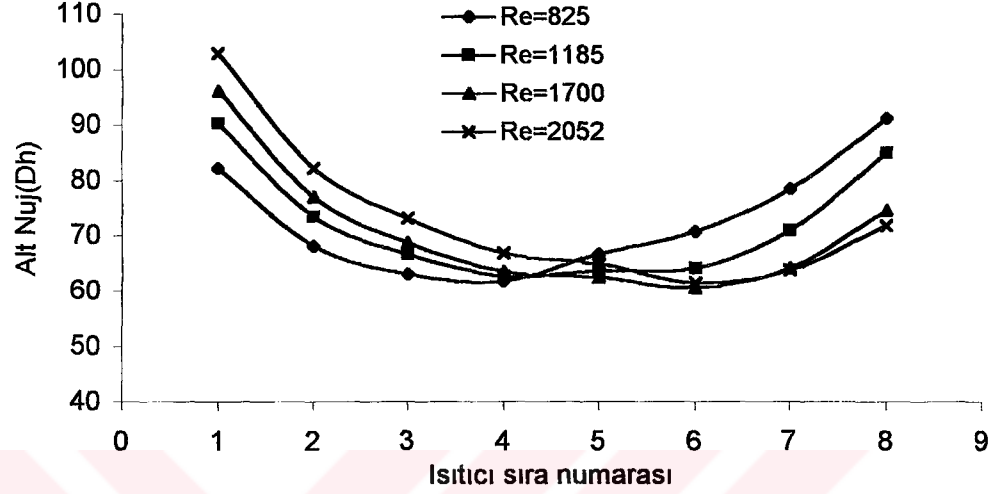


Şekil 5.15. $W/H=4$ ve $Re_{Dh}=825$ 'de Grashof sayısının Sıra Ortalama Üst Nusselt sayısına etkisi

5.1.2.2.1. Reynolds sayısının etkisi

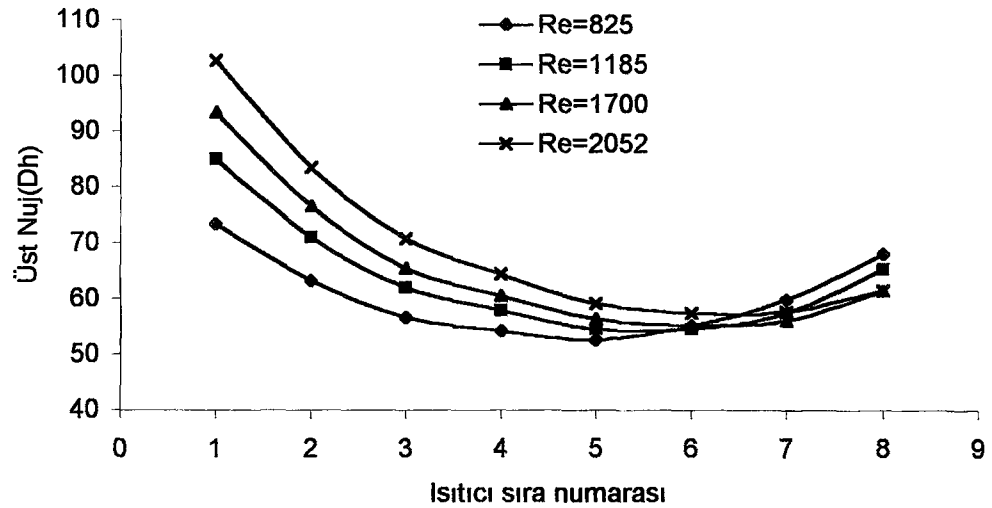
$W/H=4$ ve Grashof sayısının $1,4 \times 10^8$ şartları için yapılan deneylerde Reynolds sayısının kanalın alt ve üst kısmında bulunan ısıtıcılar için Sıra Ortalama Nusselt sayısına etkisi Şekil 5.16 ve Şekil 5.17'de verilmiştir. Akış hızı dolayısıyla Reynolds sayısının artması ikincil akışın gecikmesine neden olduğu Şekil 5.16'de net bir

şekilde görülmektedir. Reynolds sayısının 825 olduğu durumda ikincil akış dördüncü sıradan başlarken, 2052 değerinde yedinci sıradan itibaren başlamaktadır.



Şekil 5.16. $W/H=4$ ve $Gr_{Dh}^*=1,4 \times 10^8$ 'da Reynolds sayısının Sıra Ortalama Alt Nusselt sayısına etkisi

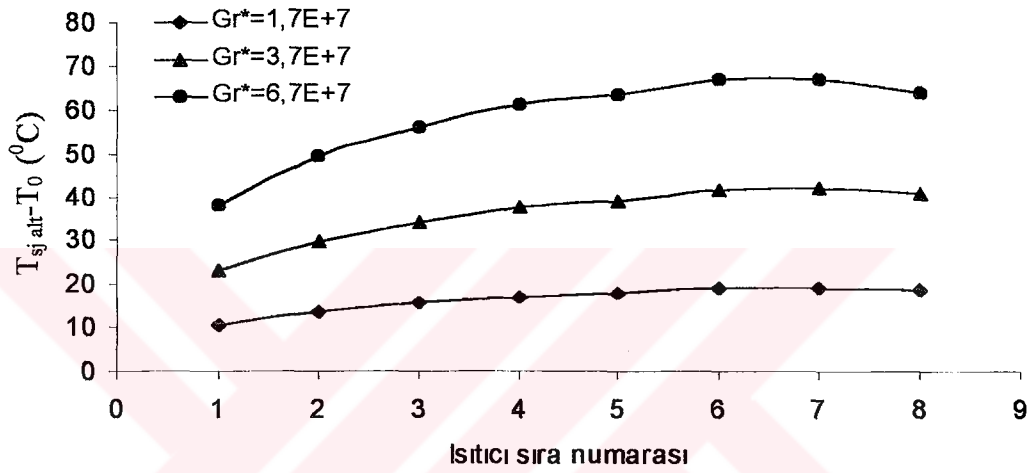
Şekil 5.17'da ise Reynolds sayısının 2052 değerinde üst kısımda bulunan ısıtıcılar tamamen ana akışın etkisindedir. Reynolds sayısı azaldıkça Nusselt sayısı da beraberinde azalmakta, sadece altıncı ısıtıcı sırasından itibaren hafif bir artma gözlenmektedir.



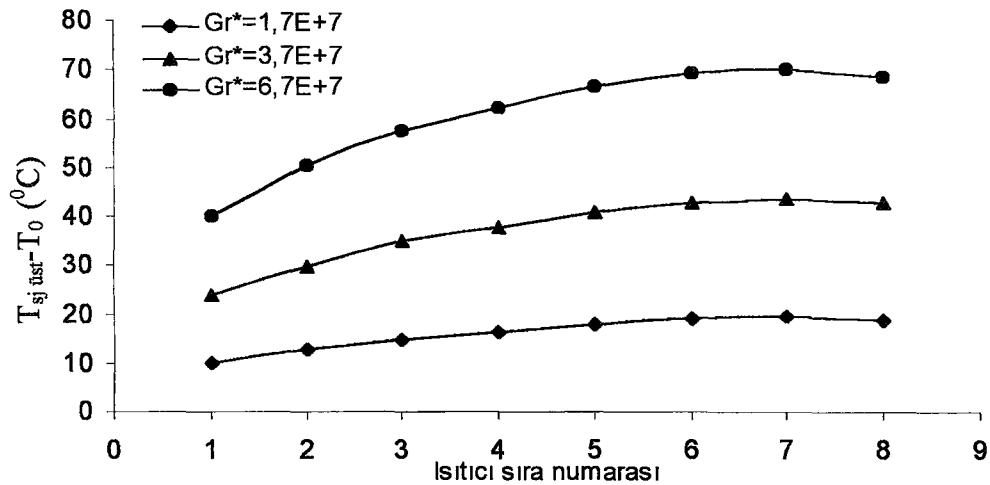
Şekil 5.17. $W/H=4$ ve $Gr_{Dh}^*=1,4 \times 10^8$ 'da Reynolds sayısının Sıra Ortalama Üst Nusselt sayısına etkisi

5.1.2.3. W/H=6 için yapılan deneylerin sonuçları

Şekil 5.18 ve Şekil 5.19’da alt ve üst palakalar için çizilen grafiklerde her bir Grashof sayısında sıcaklıklar ısıtıcı sırasına göre düzgün bir artış göstermiştir. Grashof sayısının $6,7 \times 10^7$ değerinde ısıtıcı sıcaklıkları oldukça yüksektir ve her ısıtıcı sırası için düzgün bir artış göstermiştir.



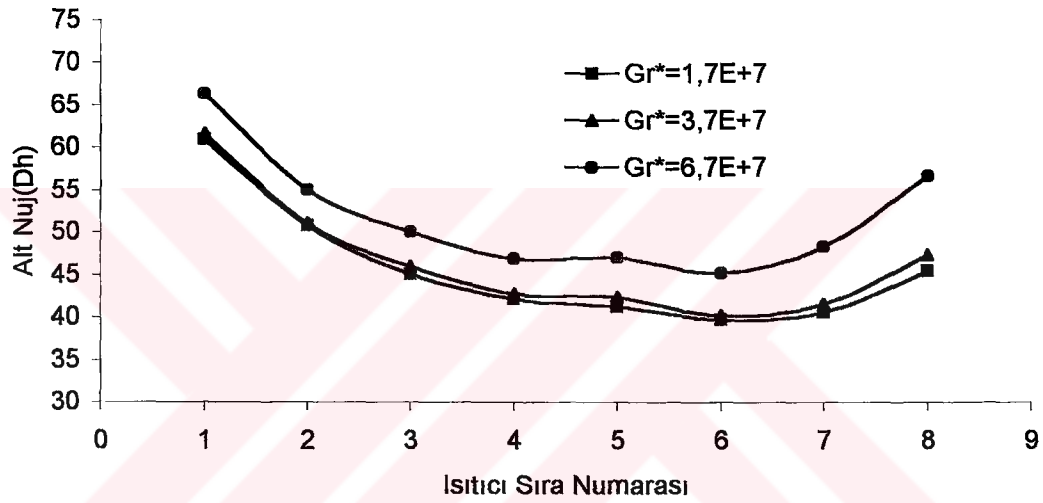
Şekil 5.18. W/H=6 ve $Re_{Dh}=955$ için alt duvar ısıtıcı sıcaklıklarının ısıtıcı sırasına göre değişimi



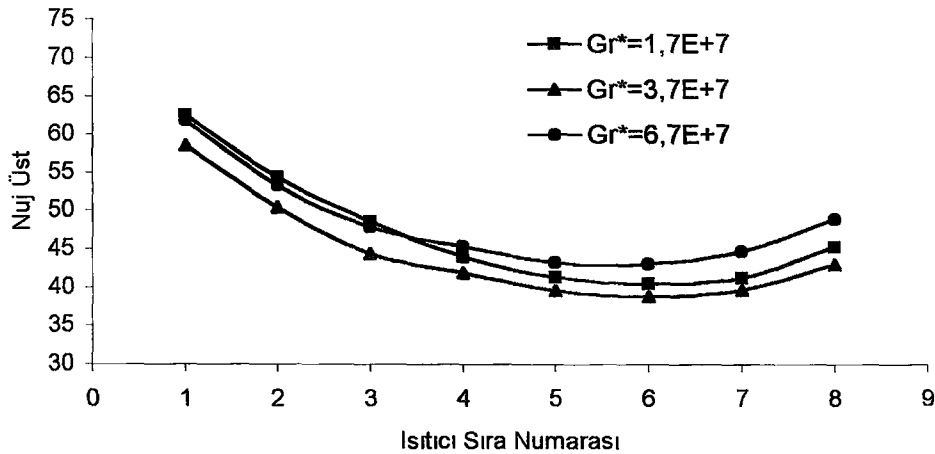
Şekil 5.19. W/H=6 ve $Re_{Dh}=955$ için üst duvar ısıtıcı sıcaklıklarının ısıtıcı sırasına göre değişimi

Şekil 5.20 ve 5.21’de W/H=6 ve Reynolds sayısının 955 olduğu değer için değişik Grashof sayılarında Nusselt sayılarının sıra numarasına göre değişimi verilmiştir.

Şekil 5.20 Grashof sayısının $6,7 \times 10^7$ değerinde Alt Nusselt sayısı en büyük değerini almış, ilk 4 sırada belirgin bir azalma gösterirken 4-5-6. sırada çok az bir değişim gözlenmiştir. 7 ve 8. sırada Nusselt sayısı ikincil akışın etkisiyle yine ani bir artış göstermiştir. Daha düşük Grashof sayısının $3,7 \times 10^7$ ve $1,7 \times 10^7$ değerlerinde Nusselt sayısı hemen hemen aynı davranışı göstermiştir. Şekil 5.21’de ise akış tamamen ana akışın etkisinde olup herbir Grashof sayısı için ilk 5 sırada Nusselt sayısı azalmış ve zorlanmış konveksiyona yakın bir davranış göstermiştir.



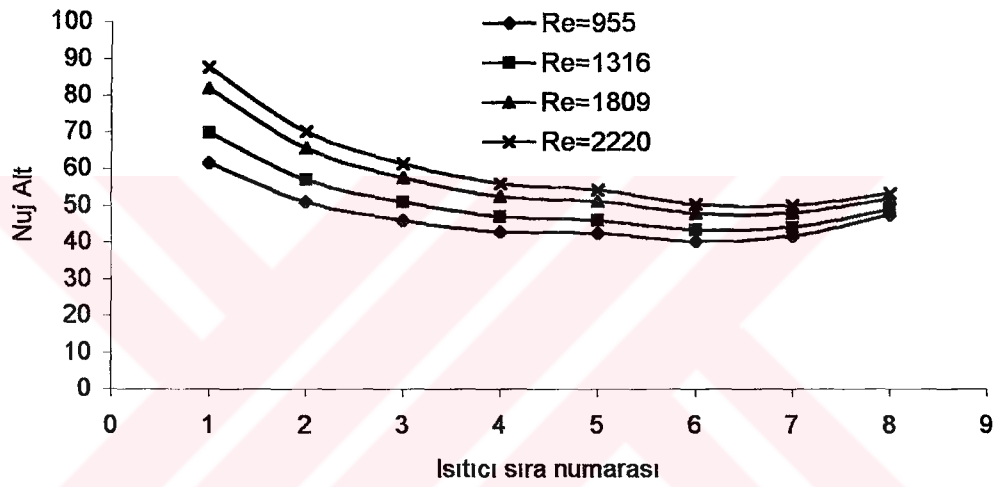
Şekil 5.20. $W/H=6$ ve $Re_{Dh}=955$ Grashof sayısının Sıra Ortalama Alt Nusselt sayısına etkisi



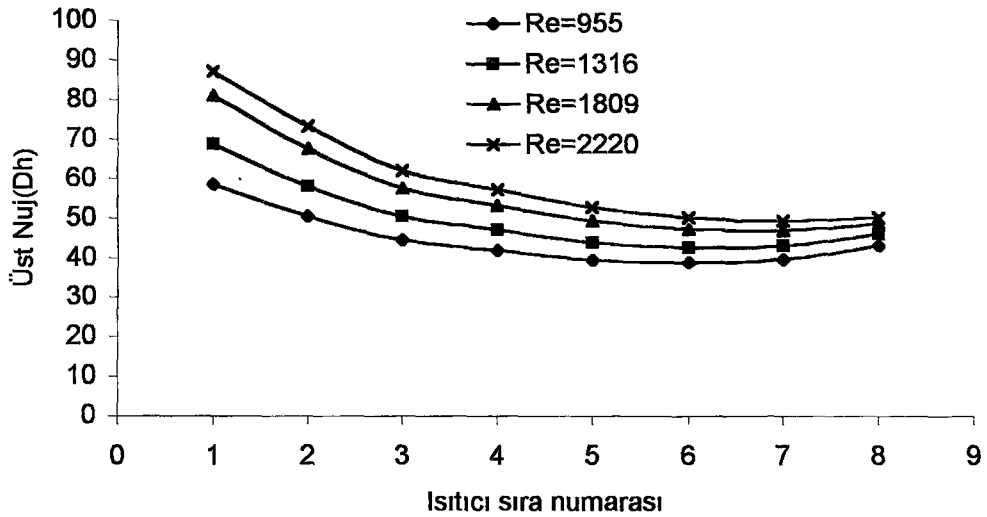
Şekil 5.21. $W/H=6$ ve $Re_{Dh}=955$ Grashof sayısının Sıra Ortalama Üst Nusselt sayısına etkisi

5.1.2.3.1. Reynolds sayısının etkisi

$W/H=6$ ve Grashof sayısının $3,7 \times 10^7$ şartları için yapılan deneylerde Reynolds sayısının kanalın alt ve üst kısmında bulunan ısıtıcılar için Sıra Ortalama Nusselt sayısına etkisi Şekil 5.22 ve Şekil 5.23'te verilmiştir. Şekillerden de görüldüğü üzere Nusselt sayısı Reynolds sayısı arttıkça artmakta, kanal boyunca ise son sıra hariç bir azalma görülmektedir.



Şekil 5.22. $W/H=6$ ve $Gr_{Dh}^*=3,7 \times 10^7$ Reynolds sayısının Sıra Ortalama Alt Nusselt sayısına etkisi

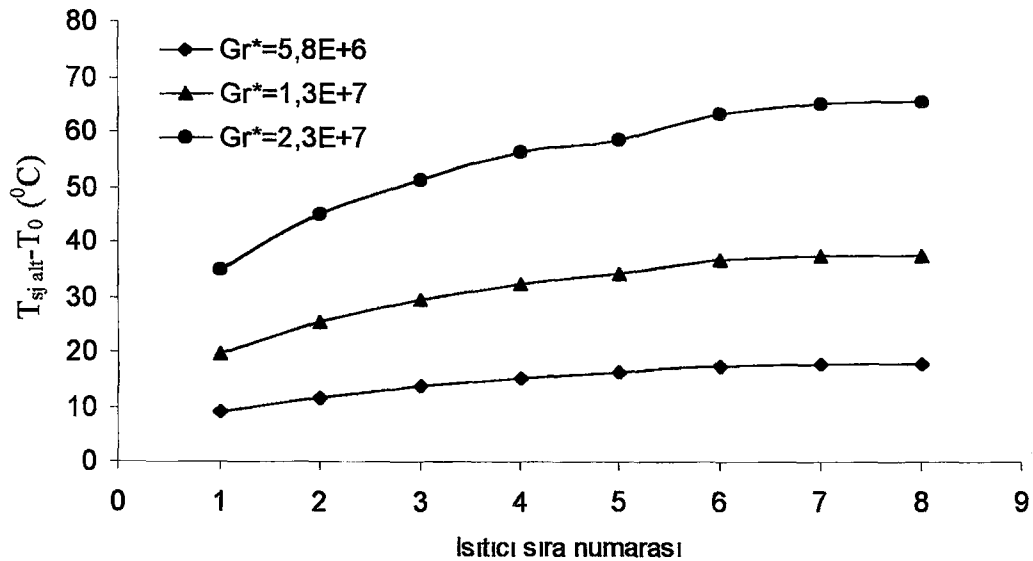


Şekil 5.23. $W/H=6$ ve $Gr_{Dh}^*=3,7 \times 10^7$ Reynolds sayısının Sıra Ortalama Üst Nusselt sayısına etkisi

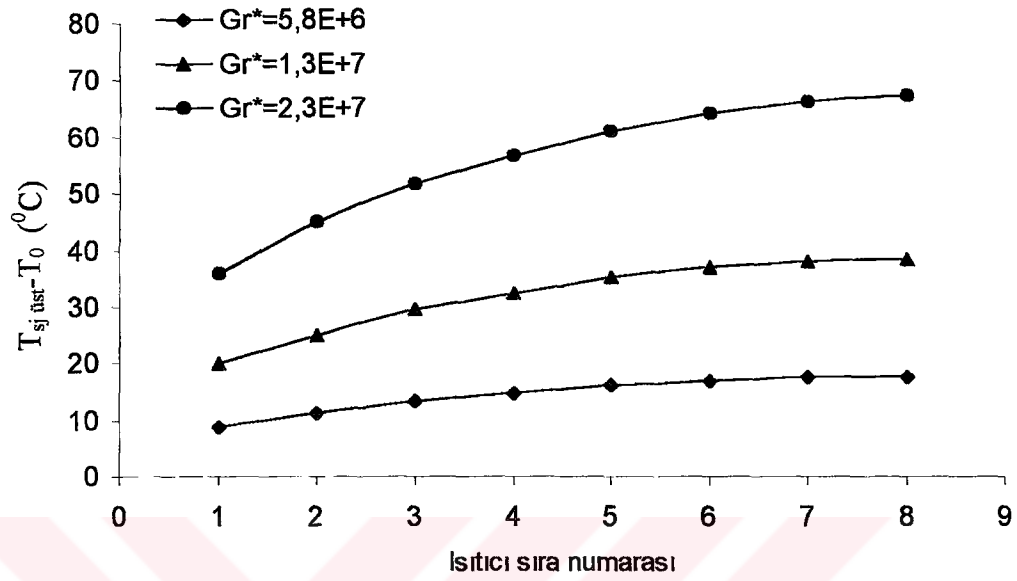
5.1.2.4. W/H=8 İçin yapılan deneylerin sonuçları

Şekil 5.24 ve Şekil 5.25’de W/H=8 ve Reynolds sayısının 971 değeri için alt ve üst kısımda bulunan ısıtıcıların yüzey sıcaklıklarının, ısıtıcı sırasına göre değişimi verilmiştir. Alt kısımda bulunan ısıtıcı sıcaklıkları Grashof sayısının $2,3 \times 10^7$ değerinde en yüksek değeri almış ve sıra sayısı arttıkça sıcaklıklar arasındaki fark da artmıştır. Grashof sayısının en küçük değerinde ($5,8 \times 10^6$) Sıra Ortalama sıcaklık farklarında fazla bir artış gözlenmemiştir. Bu şartlarda her bir Grashof sayısı için alt ve üst kısımda bulunan ısıtıcı sıralarındaki sıcaklık değerleri birbirine yakın değerler almıştır.

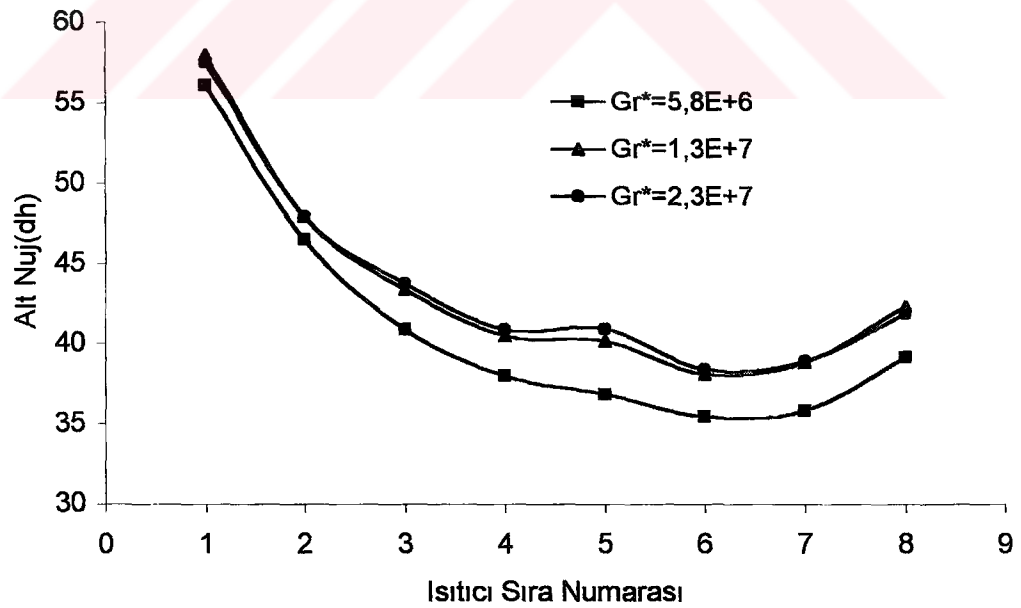
Şekil 5.26’da alt kısımda bulunan ısıtıcılar için çizilen grafikte Grashof sayısının $5,8 \times 10^6$ değerinde akış zorlanmış konveksiyon davranışı göstermiştir. İlk sırada maksimum değerini almış, 4. sırada hızlı bir şekilde azalma gösterirken 5. sıradan itibaren Nusselt sayısındaki azalma yavaşlamış ve son iki sırada (7-8) ikincil akışın etkisiyle Nusselt sayısı artmıştır. Şekil 5.27’de Nusselt sayıları yine ilk sırada en yüksek değerde olup ana akışın etkisiyle 7. sıraya kadar bir azalma göstermiş 8. sırada hafif bir artış olmuştur.



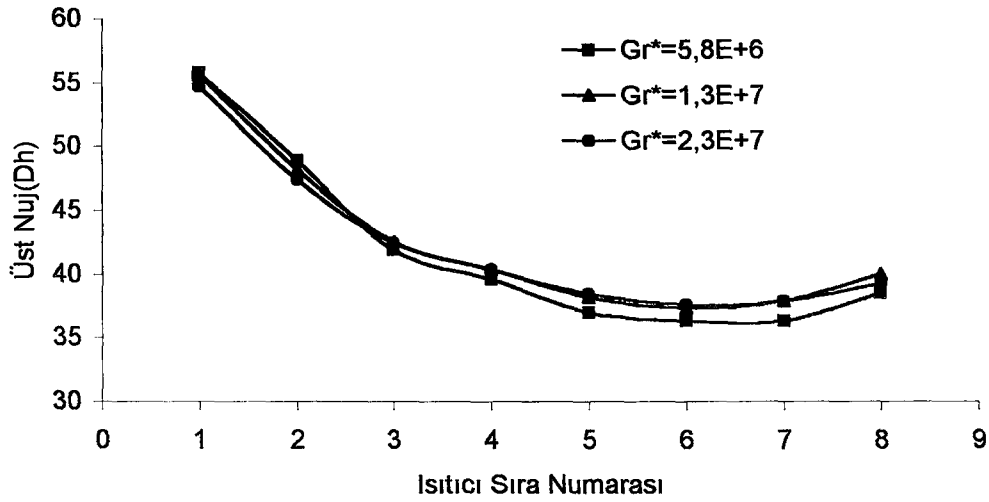
Şekil 5.24. W/H=8 ve $Re_{Dh}=971$ için alt duvar ısıtıcı sıcaklıklarının ısıtıcı sırasına göre değişimi



Şekil 5.25. $W/H=8$ ve $Re_{Dh}=971$ için üst duvar ısıtıcı sıcaklıklarının ısıtıcı sırasına göre değişimi



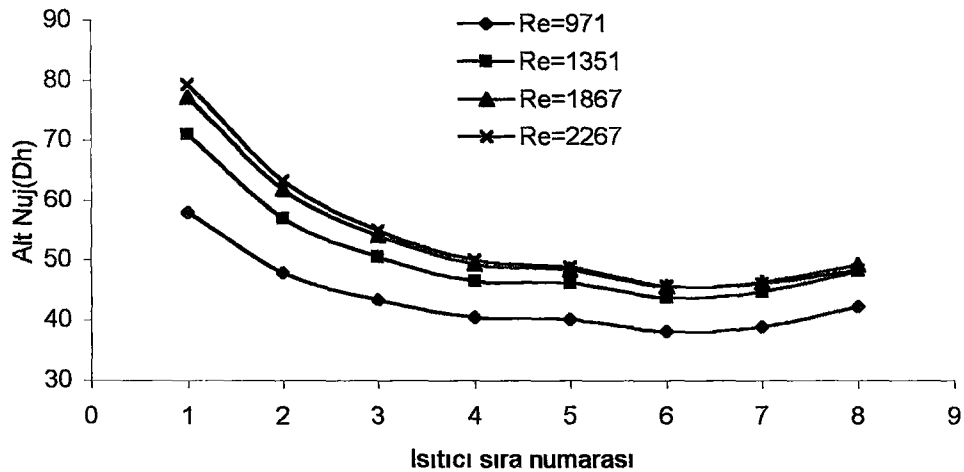
Şekil 5.26. $W/H=8$ ve $Re_{Dh}=971$ Grashof sayısının Sıra Ortalama Alt Nusselt sayısına etkisi



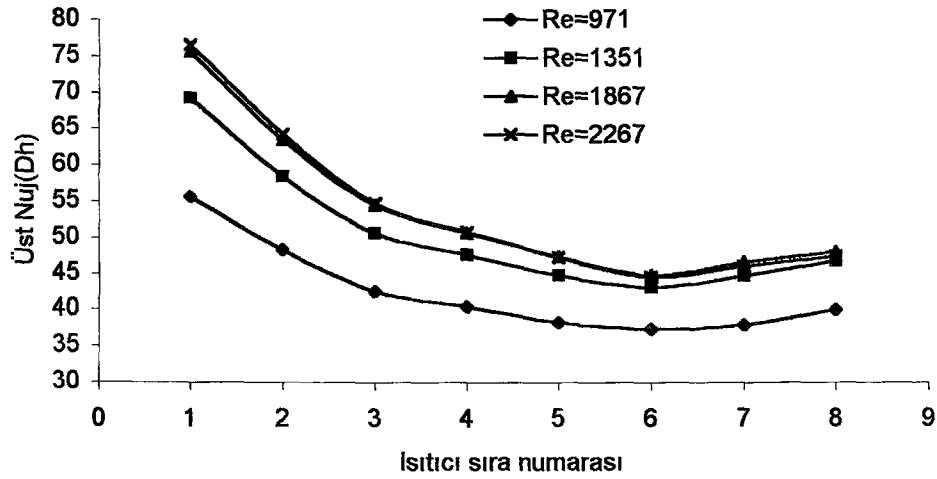
Şekil 5.27. $W/H=8$ ve $Re_{Dh}=971$ Grashof sayısının Sıra Ortalama Üst Nusselt sayısına etkisi

5.1.2.4.1. Reynolds sayısının etkisi

$W/H=8$ ve Grashof sayısının $1,3 \times 10^7$ şartları için yapılan deneylerde Reynolds sayısının kanalın alt ve üst kısmında bulunan ısıtıcılar için Sıra Ortalama Nusselt sayısına etkisi Şekil 5.28 ve Şekil 5.29’da verilmiştir. Şekil 5.28’de Nusselt sayısı Reynolds sayısı arttıkça artmıştır. Kanal boyunca ise ilk 4 sıraya kadar Nusselt sayısı azalırken 4-5. sırada sabit kalmış 6. sırada azalmış, 7 ve 8. sırada çok azda olsa bir artma olmuştur.



Şekil 5.28. $W/H=8$ ve $Gr_{Dh}=1,3 \times 10^7$ Reynolds sayısının Sıra Ortalama Alt Nusselt sayısına etkisi



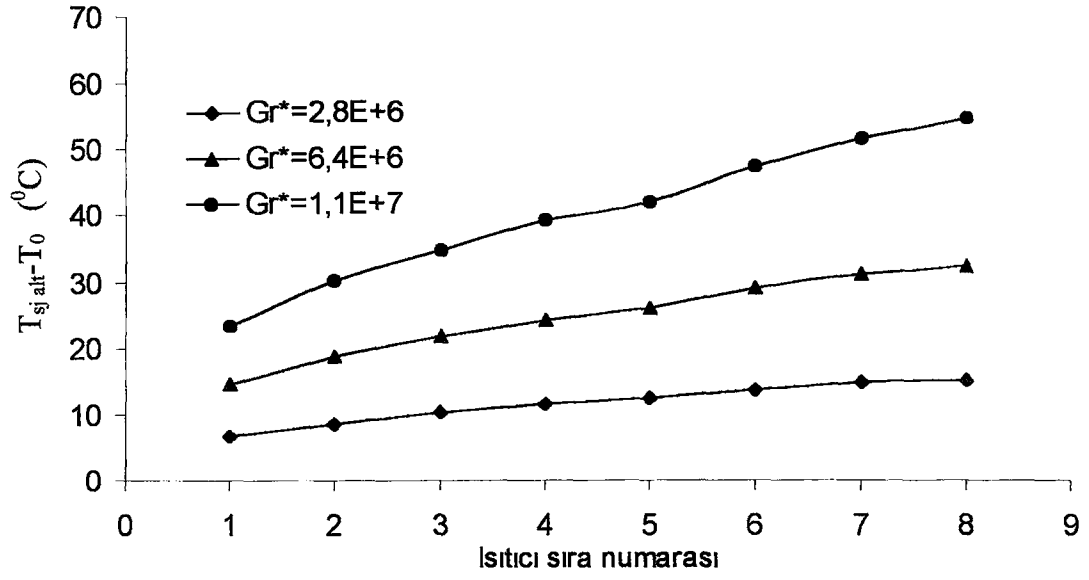
Şekil 5.29. $W/H=8$ ve $Gr^*_{Dh}=1,3 \times 10^7$ Reynolds sayısının Sıra Ortalama Üst Nusselt sayısına etkisi

Şekil 5.29'da üst kısımda bulunan ısıtıcılarda, Reynolds sayısı arttıkça, Nusselt sayısı kanal boyunca her sırada azalma göstermiştir. İlk üç sırada azalma hızlı bir şekilde olurken 3. sıradan itibaren azalma yavaş olmaktadır

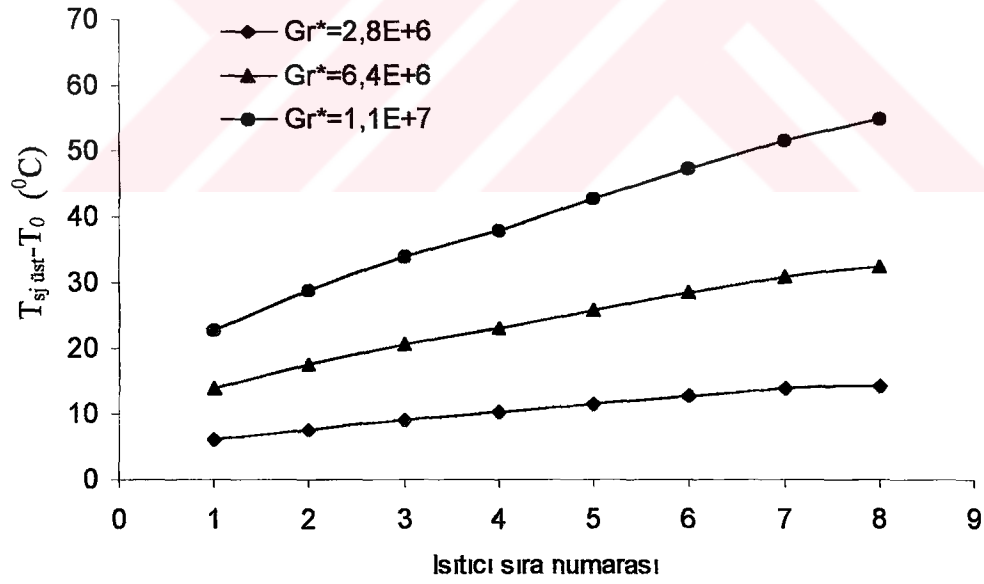
5.1.2.5. $W/H=10$ için yapılan deneylerin sonuçları

Şekil 5.30 ve Şekil 5.31'de $W/H=10$ ve Reynolds sayısının 937 değeri için alt ve üst kısımda bulunan ısıtıcıların yüzey sıcaklıklarının, ısıtıcı sırasına göre değişimi verilmiştir. Alt kısımda bulunan ısıtıcı sıcaklıkları Grashof sayısının $1,1 \times 10^7$ değerinde en yüksek değeri almış ve sıra sayısı arttıkça sıcaklıklar artmıştır. Grashof sayısının en küçük değerinde ($2,8 \times 10^6$) Sıra Ortalama sıcaklık farklarında fazla bir artış gözlenmemiştir. Bu şartlarda her bir Grashof sayısı için alt ve üst kısımda aynı sırada bulunan ısıtıcı ortalama sıcaklık değerleri birbirine yakın değerler almıştır.

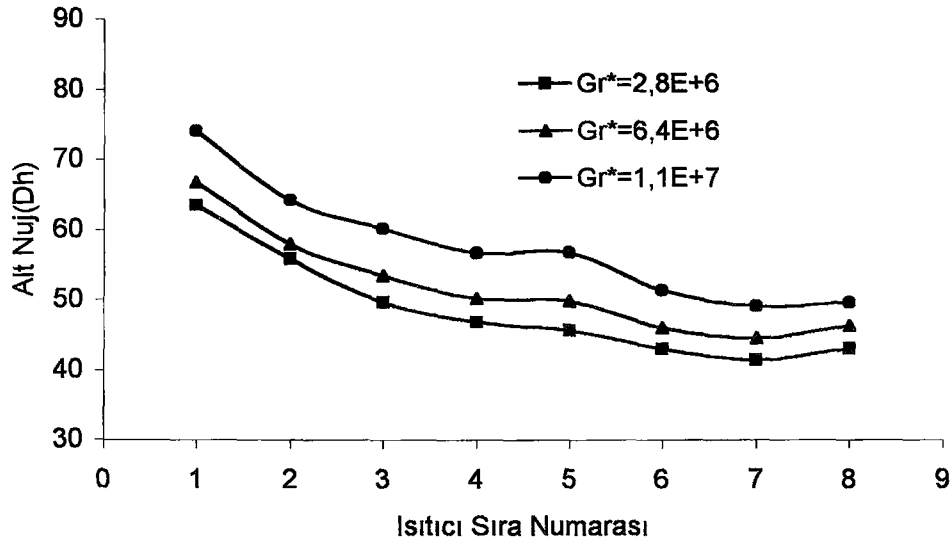
Şekil 5.32 ve Şekil 5.33'de $W/H=10$ için sonuçlar verilmiştir. Şekil 5.32'de Grashof sayısının $1,1 \times 10^7$ değerinde Nusselt sayısı ilk 4 sırada düşüş göstermiş 5. sırada hafif yükselmiş 6-7-8. sırada yavaş yavaş azalmıştır. Grashof sayısının en düşük değerinde ($2,8 \times 10^6$) ise zorlanmış konveksiyona yakın bir davranış gözlenmiştir. Şekil 5.33'te ise her bir Grashof sayısı için Nusselt sayısı kanal boyunca azalmıştır.



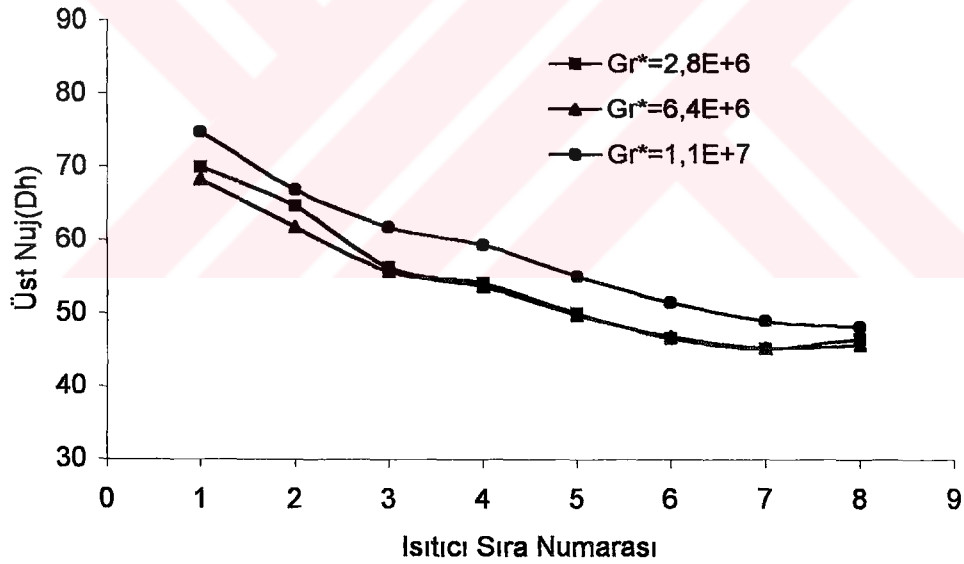
Şekil 5.30. $W/H=10$ ve $Re_{Dh}=937$ için alt duvar ısıtıcı sıcaklıklarının ısıtıcı sırasına göre değişimi



Şekil 5.31. $W/H=10$ ve $Re_{Dh}=937$ için üst duvar ısıtıcı sıcaklıklarının ısıtıcı sırasına göre değişimi



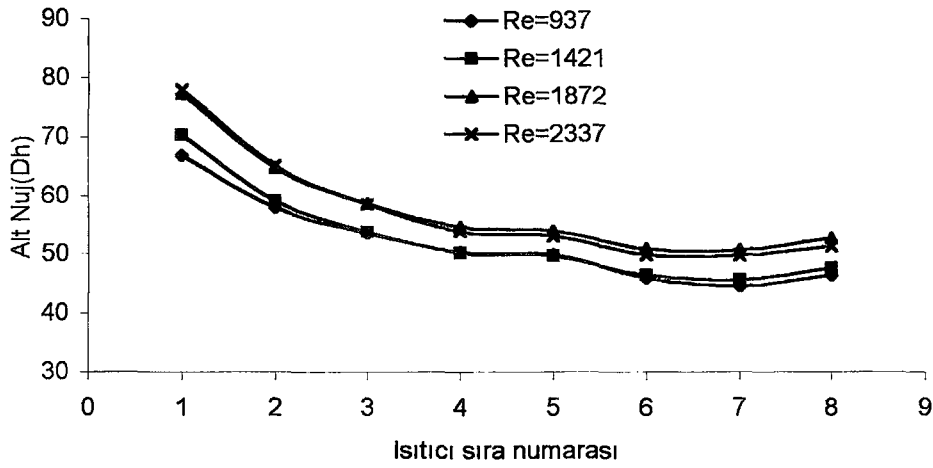
Şekil 5.32. $W/H=10$ ve $Re_{Dh}=937$ Grashof sayısının Sıra Ortalama Alt Nusselt sayısına etkisi



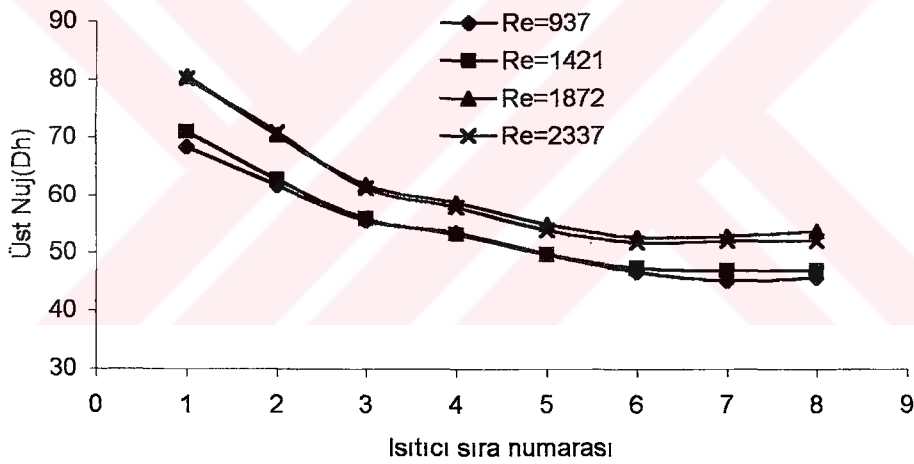
Şekil 5.33. $W/H=10$ ve $Re_{Dh}=937$ Grashof sayısının Sıra Ortalama Üst Nusselt sayısına etkisi

5.1.2.5.1. Reynolds sayısının etkisi

$W/H=10$ için alt ve üst kısımda bulunan ısıtıcılardaki Nusselt sayısının, Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 5.34 ve Şekil 5.35'te verilmiştir.



Şekil 5.34. $W/H=10$ ve $Gr^*_{Dh}=6,4 \times 10^6$ Reynolds sayısının Sıra Ortalama Alt Nusselt sayısına etkisi



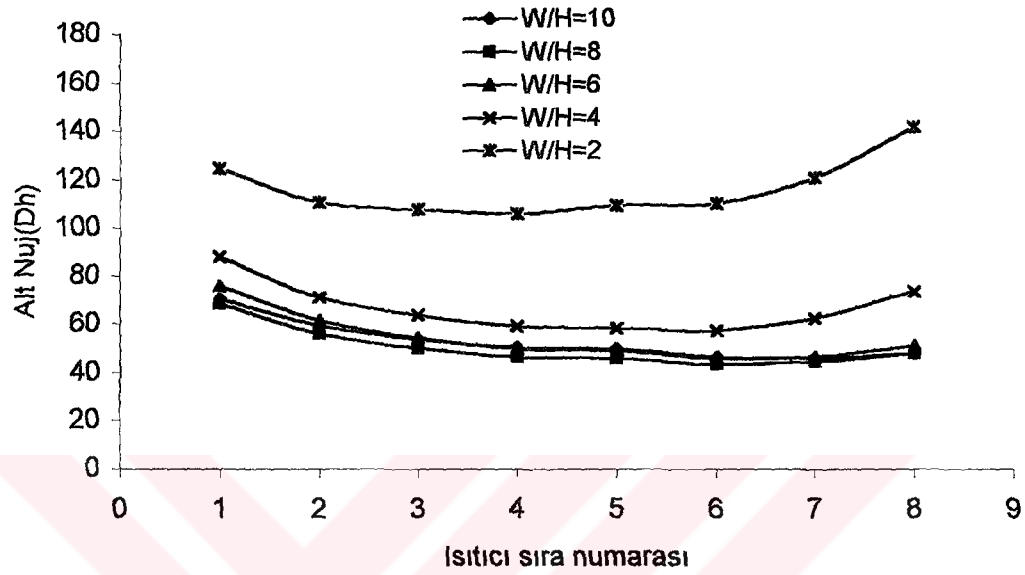
Şekil 5.35. $W/H=10$ ve $Gr^*_{Dh}=6,4 \times 10^6$ Reynolds sayısının Sıra Ortalama Üst Nusselt sayısına etkisi

Bütün Grashof sayılarında Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısı artmış, kanal boyunca akış yönünde ise azalmıştır. Bu azalma ilk ısıtıcılarda önemli miktarda iken sonraki ısıtıcılarda azalma hızı düşmektedir.

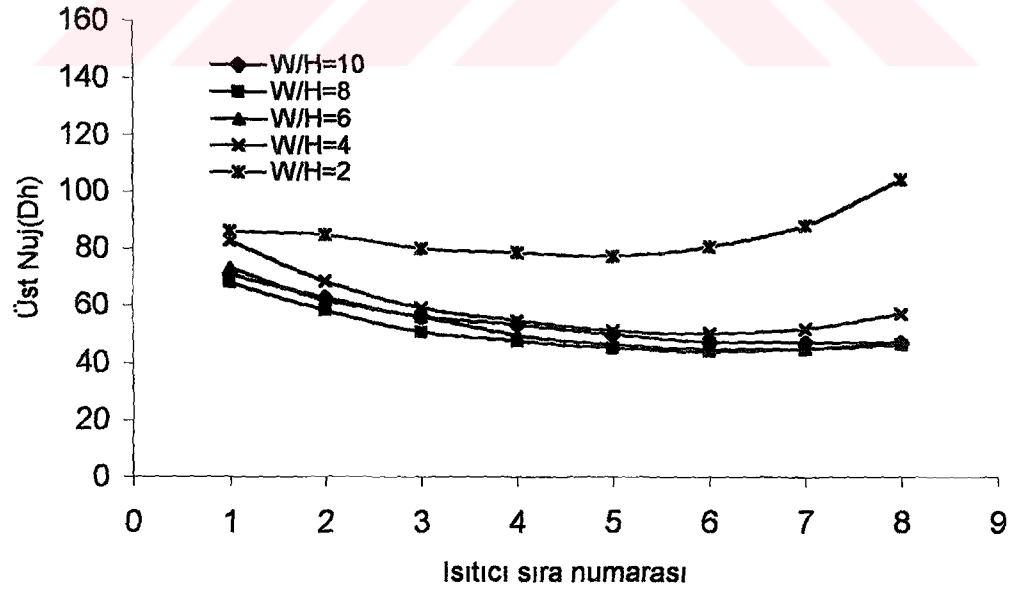
5.1.2.6. W/H oranının etkisi

W/H oranının etkisini görebilmek amacıyla farklı W/H değerlerinde aynı ısı akısı ve aynı Reynolds sayısında deneyler yapılmış ve Şekil 5.36 ve Şekil 5.37'deki sonuçlar

elde edilmiştir. Şekil 5.36 ve Şekil 5.37'ye bakılırsa W/H değeri azaldıkça, kanal içerisinde doğal konveksiyon etkisinin ısı transferi üzerinde daha önemli bir rol oynadığı görülmektedir.

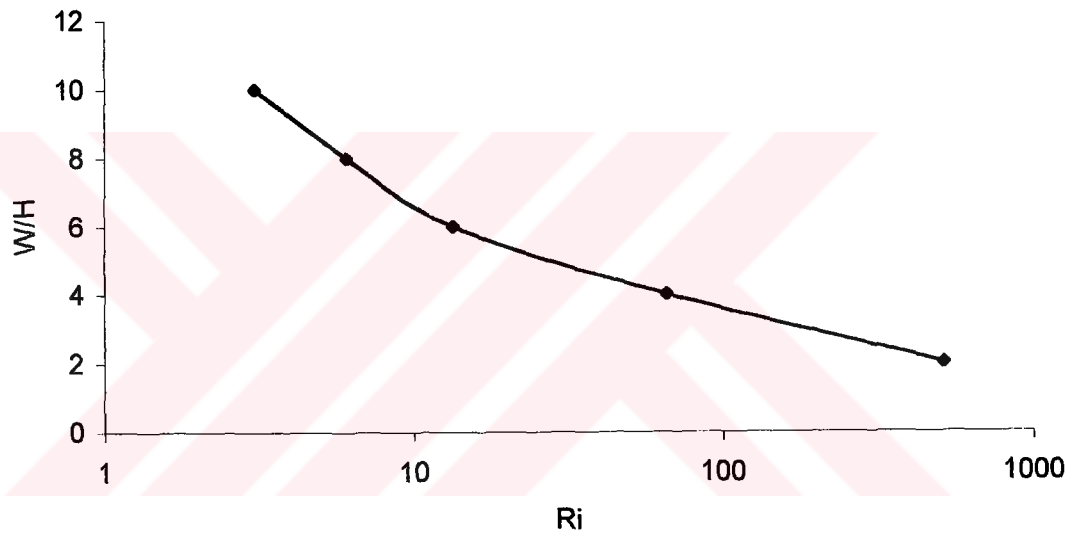


Şekil 5.36. Farklı W/H değerlerinde, $Re_{Dh}=1459$ için Alt Nusselt sayısının ısıtıcı sırasına göre dağılımı



Şekil 5.37. Farklı W/H değerlerinde, $Re_{Dh}=1459$ için Üst Nusselt sayısının ısıtıcı sırasına göre dağılımı

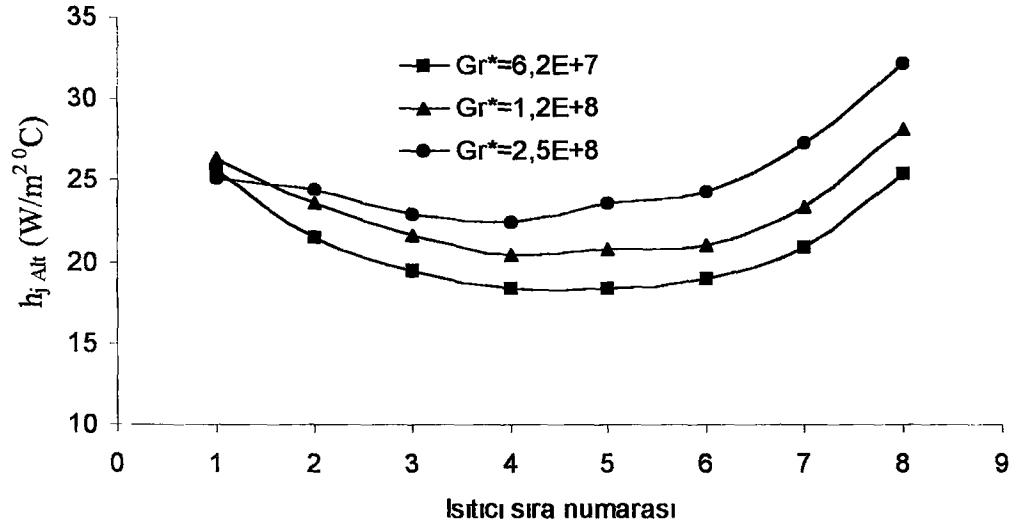
Şekil 5.38'ta Reynolds sayısının 1459 değeri için Richardson sayısının kanal W/H oranına göre değişimi verilmiştir. Kanal W/H oranı azaldıkça Richardson sayısı artmaktadır. Dolayısıyla doğal konveksiyon etkisi, kanalın W/H oranının azalmasıyla artış gösterdiği görülmektedir. W/H değerinin artmasıyla, kanal hidrolik çapı küçülmüş dolayısıyla hız artmıştır ve akış zorlanmış konveksiyon özelliği göstermiştir. Kanal boyunca, kaldırma kuvveti etkili ikincil akış etkisi hemen hemen kaybolmuştur.



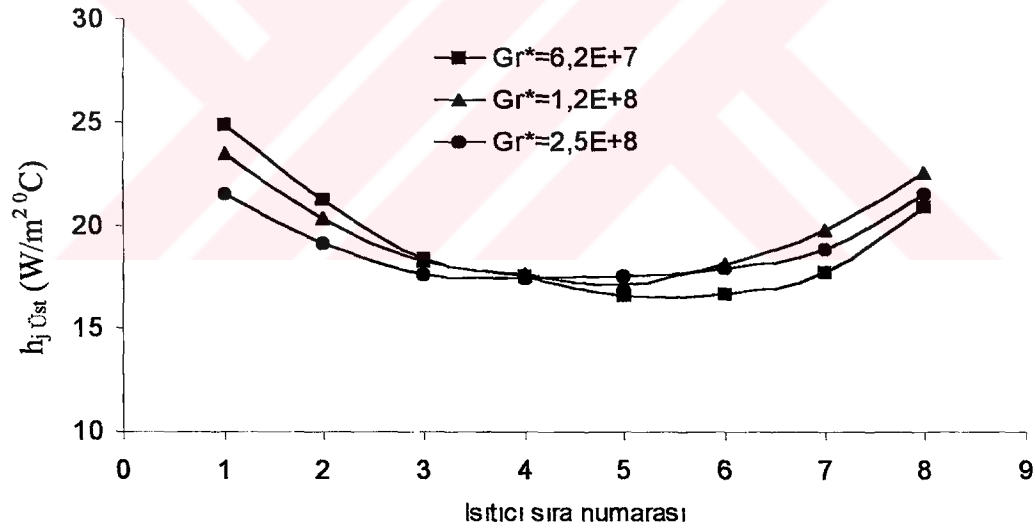
Şekil 5.38. $Re=1459$ için $Ri (Gr^*/Re^2)$ sayısının kanal W/H oranı ile değişimi

5.1.2.7. Isı transfer katsayısının değişimi

Şekil 5.14 ve 5.15'te $W/H=4$ için boyutsuz Nusselt sayısının ısıtıcı sırasına göre değişimi verilmişti. Şekil 5.39 ve Şekil 5.40'ta ise ısı transfer katsayısının mertebesini görebilmek amacıyla, farklı Grashof sayılarında alt ve üst kısım ısıtıcılar için ısı transfer katsayılarının ısıtıcı sırasına göre değişimi verilmiştir.



Şekil 5.39. $W/H=4$ ve $Re_{Dh}=825$ 'de Grashof sayısının Sıra Ortalama Alt ısı transfer katsayısına etkisi

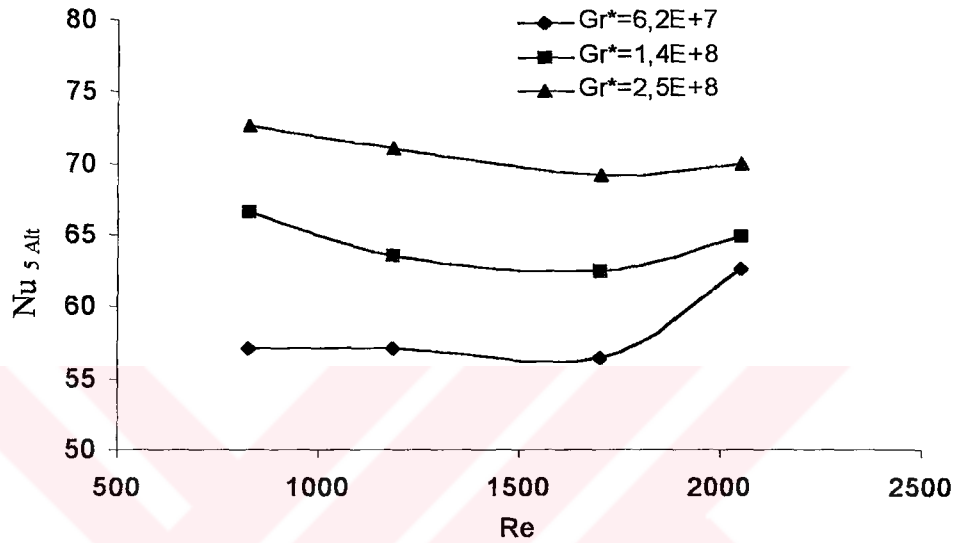


Şekil 5.40. $W/H=4$ ve $Re_{Dh}=825$ 'de Grashof sayısının Sıra Ortalama Üst ısı transfer katsayısına etkisi

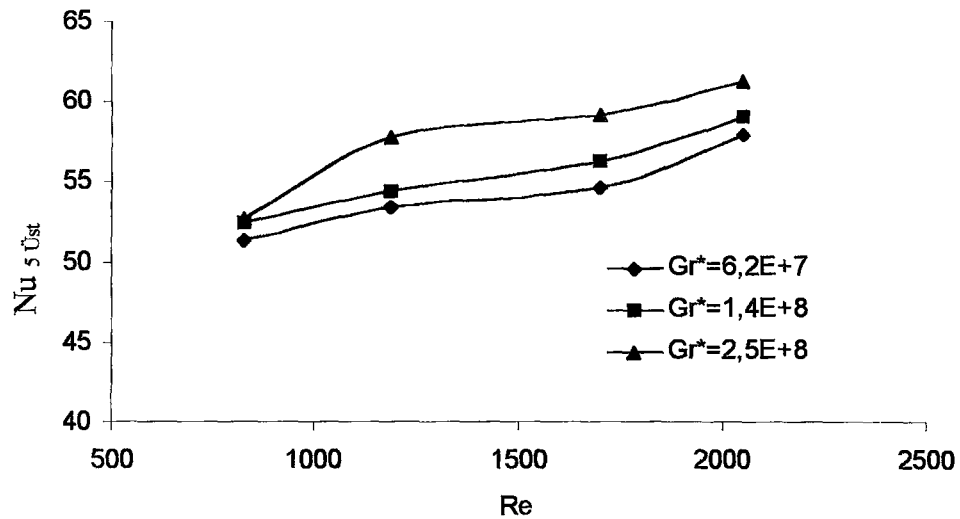
5.1.2.8. Reynolds sayısının etkisi

Şekil 5.41 ve 5.42'de alt ve üst kısım için $W/H=4$ ve farklı Grashof sayılarında 5. sıradaki Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi verilmiştir. Şekil 5.41'de Grashof sayısının en yüksek ($2,5 \times 10^8$) değerinde 5. sıra için Nusselt sayısı en büyük değerleri almıştır. Grashof sayısı azaldıkça Nusselt sayısı da azalma göstermiştir.

Grashof sayısının $6,2 \times 10^7$ değerinde Reynolds sayısı arttıkça, Nusselt sayısında artış görülebilmektedir. Üst kısım öncede belirtildiği üzere, daha çok zorlanmış konveksiyon etkisindedir. Dolayısıyla, Şekil 5.42’de görüldüğü gibi, üst kısım için herbir Grashof sayısında, Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısı artma göstermiştir.



Şekil 5.41. W/H=4 ve farklı Grashof sayılarında 5. sıra için Reynolds sayısının Alt Nusselt sayısı ile değişimi



Şekil 5.42. W/H=4 ve farklı Grashof sayılarında 5. sıra için Reynolds sayısının Üst Nusselt sayısı ile değişimi

5.2. Sayısal Sonuçlar

Bu kısımda, PHOENICS paket programı kullanılarak, önce deneylerde kullanılan sınır şartlarında çalışmalar yapılmıştır. Burada sonuçlar, Nusselt dağılımları, kanal içerisindeki hız vektörleri ve sıcaklık kontur grafikleri şeklinde sunulmuştur.

Bölüm 4'te PHOENICS paket programıyla yapılan çalışma sonuçlarının kabul edilebilir olması için beş esastan ayrıntılı olarak bahsedilmiştir. Bu esaslar;

- 1- Çözümün yakınsaması,
- 2- Çözümün süpürme sayısından bağımsız olması,
- 3- Korunum denklemlerinin sağlanması,
- 4- Çözümün hücre yapısından bağımsız olması,
- 5- Sonuçların deneysel sonuçlarla uyum içerisinde olmasıdır.

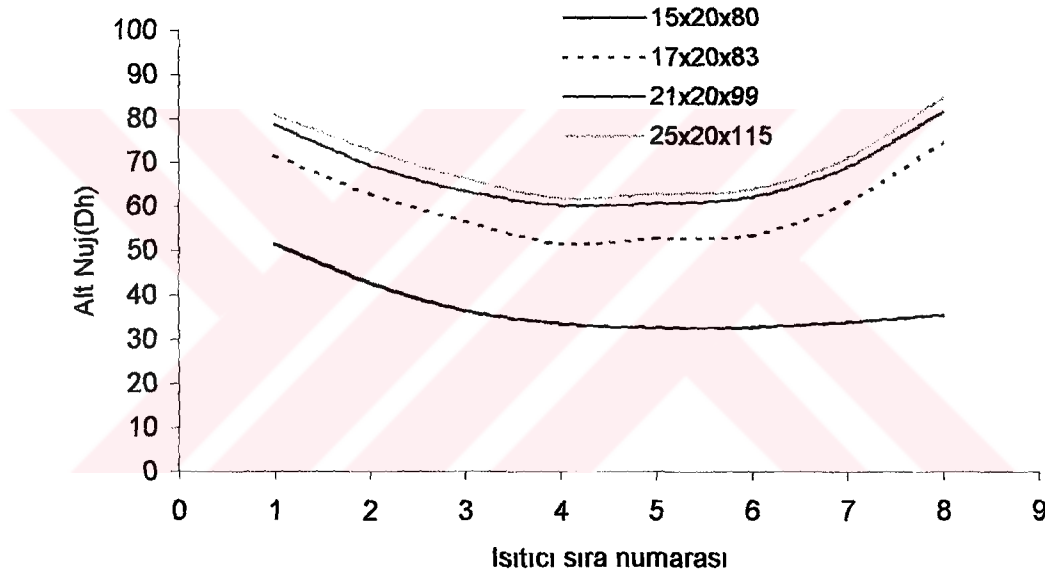
Herhangi bir Sayısal yöntemin güvenilir ve kabul edilebilir olması bu kriterlerin sağlanması ile gerçekleşebilir.

5.2.1. Sayısal yöntemin güvenilirlik kriterlerinin sağlanması

Güvenilirlik kriterlerinden ilk üçü PHOENICS paket programının RESULT kütüğünden görülmektedir. RESULT kütüğünün sonunda çözümün yakınsadığını gösteren iki adet grafik bulunmaktadır. Birinci grafikte bütün değişkenlerin anlık değerlerini (SPOT VALUES) sürekli hale geldiği, ikinci grafikte ise kalıntıların sürekli hale geldiği görülebilmektedir. Bu aynı zamanda süpürme sayısından da bağımsız olduğunu göstermektedir.

RESULT kütüğünün sonunda korunum denklemlerinin sağlandığını gösteren giriş-çıkış kalıntıları ve net kaynak hesapları bulunmaktadır. Hem giriş-çıkış kalıntılarının hem de net kaynak terimlerinin toplamı sıfır olarak görülebilmektedir.

Kabul edilebilirlik için dördüncü kriter çözümün hücre yapısından bağımsız olmasıdır. Bununla ilgili olarak yapılan çalışma Şekil 5.43'te verilmiştir. Şekiller dikkatlice incelendiğinde 15x20x80 hücre yapısı için sonuçlar oldukça farklıdır. Özellikle ikincil akış nedeniyle olan Nusselt sayısındaki artış hemen hemen yoktur. Diğer hücre sayılarına göre, Nusselt sayısı ısıtıcı sırası boyunca daha düşüktür. Hücre sayısı arttıkça, gerçek çözüme yaklaşılmaktadır. 21x20x99 ile 25x20x115 hücre sayılarında çözüm oldukça birbirine yakındır. Bu çalışmada 25x20x115 hücre sayısı dikkate alınarak çözüm gerçekleştirilmiştir.

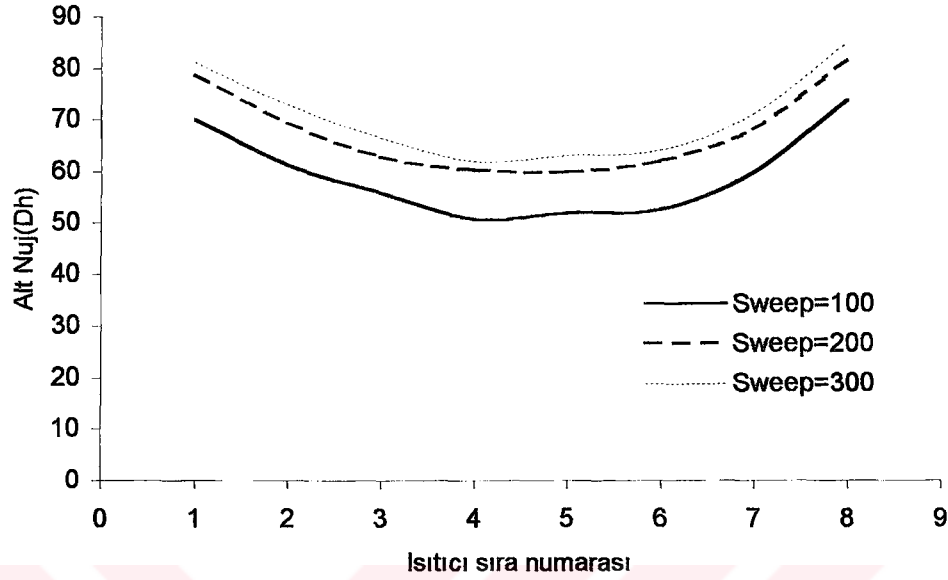


Şekil 5.43. $W/H=4$, $Re_{Dh}=825$ ve $Gr_{Dh}^*=1,4 \times 10^8$ için hücre yapısının alt ısıtıcı sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi

Şekil 5.44'te ise süpürme sayısının ısıtıcı sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi görülmektedir. Süpürme sayısı 100 için çözümün henüz yakınsamadığı görülmektedir. 200-300 süpürme sayısında çözümün yakınsadığını söylemek mümkündür.

Yapılan çalışmalarda en fazla 300-400 süpürme çözüm için yeterli olmaktadır. Relaxasyon sayıları, hızlar için 0,1 ile 0,001 arasında, entalpi ve basınç için ise 0,1 ile 0,05 arasında değişmektedir. Herbir W/H oranı için uygun grid sayıları belirlenmiştir. Şekil 5.44'te $W/H=4$ için süpürme sayısı verilmiştir.

YUZGÖLGE AKTİM KONTROL
KARANTASYON BÖLÜMÜ



Şekil 5.44. $W/H=4$, $Re_{Dh}=825$ ve $Gr_{Dh}^*=1,4 \times 10^8$ için süpürme sayısının alt ısıtıcı sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi

5.2.2. Deneysel sonuçlarla karşılaştırma

Sayısal yöntemde Q1 kütüğüne ısıtıcılara verilen ısı değil, deneysel sonuçlardan elde edilen ve soğutucu akışkana verilen net konvektif ısı akısı girilmiştir. Nusselt sayısını hesaplamak için RESULT kütüğünden elde edilen sonuçlar EXCEL’de hazırlanmış bir hesaplama programı kullanılarak ilgili hesaplamalar yapılmıştır.

Bir başka önemli noktada sayısal yöntem ile elde edilen sıcaklık değerleri y-ekseni yönündeki birinci hücrenin merkezindeki sıcaklık değerini vermektedir. Isıtıcı plakaların bir sıradaki yüzey sıcaklık ortalamalarını belirlemek için kullanılan hesaplama ise aşağıda vermiştir.

$$\dot{Q}_{konvj} = kA_h \frac{(T_{sj} - T_{SAY j})}{l} \quad [5.1]$$

Bu eşitlik yeniden düzenlenecek olursa,

$$T_{sj} = \frac{\dot{Q}_{komj} l}{kA_h} + T_{sayj} \quad [5.2]$$

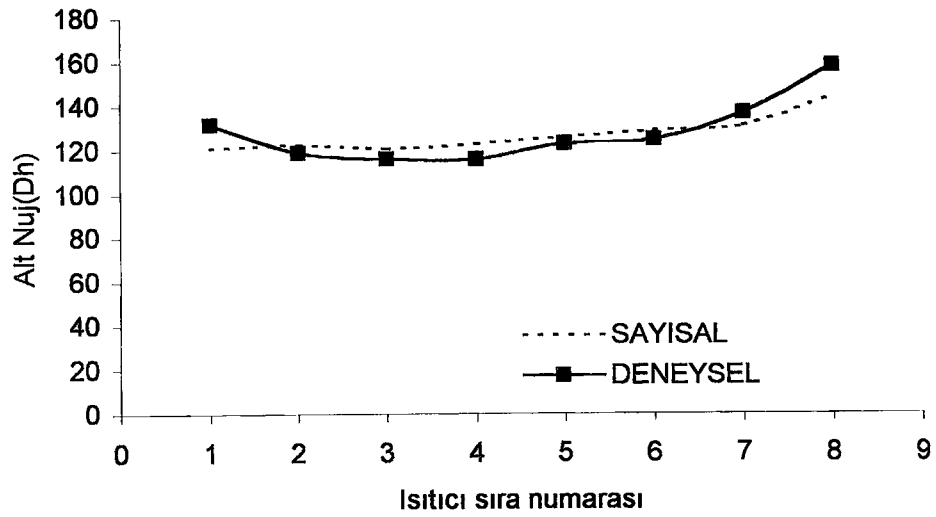
bulunur. Burada l birinci hücre merkezinin yüzeyden olan uzaklığı, T_{sayj} ise sayısal yöntem ile hesaplanan birinci hücre merkezindeki sıcaklıktır. Kabul edilebilirliğin son kriteri olan deneysel sonuçlarla karşılaştırmanın sağlandığı ayrıntılı olarak aşağıda verilmiştir.

Sayısal yöntem ile yapılan bir çalışmada belkide en önemli kriter kabul edilebilir bir deneysel çalışma ile sonuçların uyum içerisinde olmasıdır. Bu amaçla dikdörtgen kesitli kanallarda, laminar akış şartlarında karışık konveksiyonla gerçekleşen ısı transferini incelemek amacıyla kurulan deney düzeneği ile elde edilen sonuçlar burada sayısal yöntem ile elde edilen bazı sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. PHOENICS paket programıyla modellenerek elde edilen karşılaştırma sonuçları $W/H=2$, $Re=1434$ ve $Gr^*=1,9 \times 10^9$ için Şekil 5.45 ve 5.46'da verilmiştir.

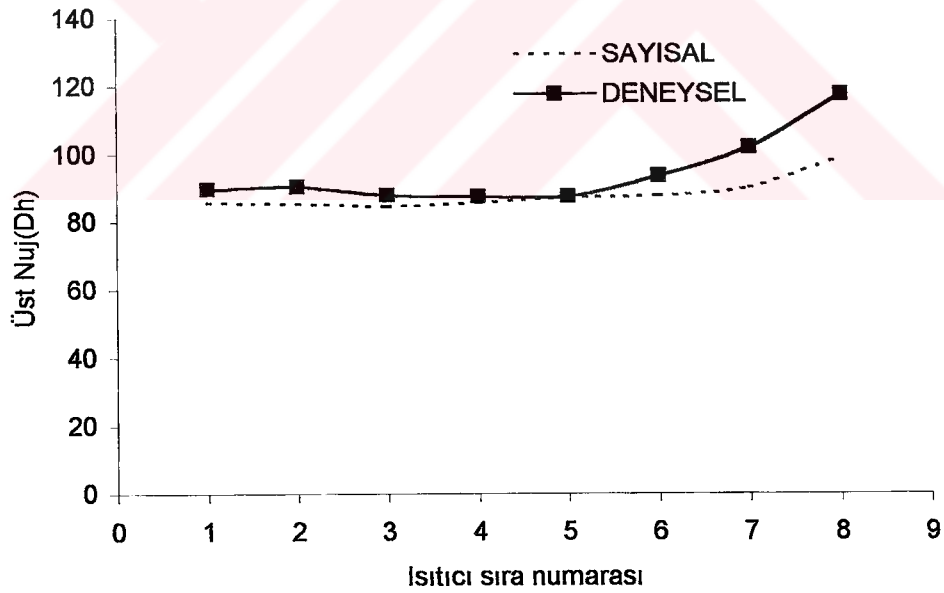
Şekil 5.45'de alt ısıtıcı sırası için çizilmiş olan bu grafikte, ilk ve son sıradaki sapma hariç diğer ısıtıcı sıraları için sonuçların uyum içerisinde olduğu görülmektedir.

Şekil 5.46'da Üst Nusselt sayısının ısıtıcı sırasına göre değişimi verilmiştir. Aynı şartlar için verilen bu grafikte sonuçların uyum içerisinde olduğu görülmüştür. Üst Nusselt sayısı deneysel ve sayısal sonuçlarda ilk beş sırada değişmemiş, 6. sıradan itibaren Nusselt sayısı artmıştır.

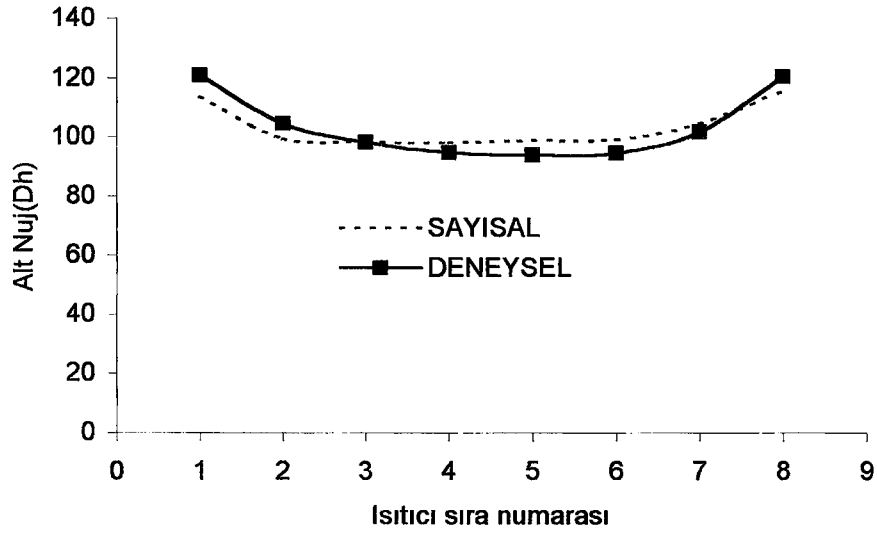
Şekil 5.47 ve 5.48'de yine $W/H=2$, $Re=1434$ için $Gr^*=1,1 \times 10^9$ karşılaştırma sonucu verilmiştir. Alt ısıtıcılar için verilen grafikte ilk ve son sırada hafif bir sapma olmasına karşın 2-3-4-5-6 ve 7. sırada deneysel ve sayısal sonuçlar uyum göstermiştir. Üst kısımdaki ısıtıcılar içinde aynı şeyi söylemek mümkündür.



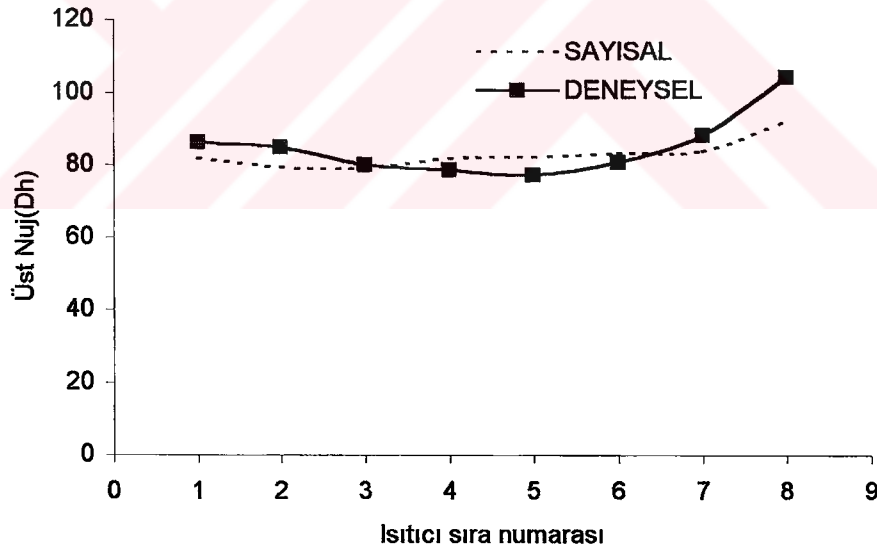
Şekil 5.45. $W/H=2$, $Re_{Dh}=1434$ ve $Gr_{Dh}^*=1,9 \times 10^9$ 'da Alt Nusselt sayısı için sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması



Şekil 5.46. $W/H=2$, $Re_{Dh}=1434$ ve $Gr_{Dh}^*=1,9 \times 10^9$ 'da Üst Nusselt sayısı için sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

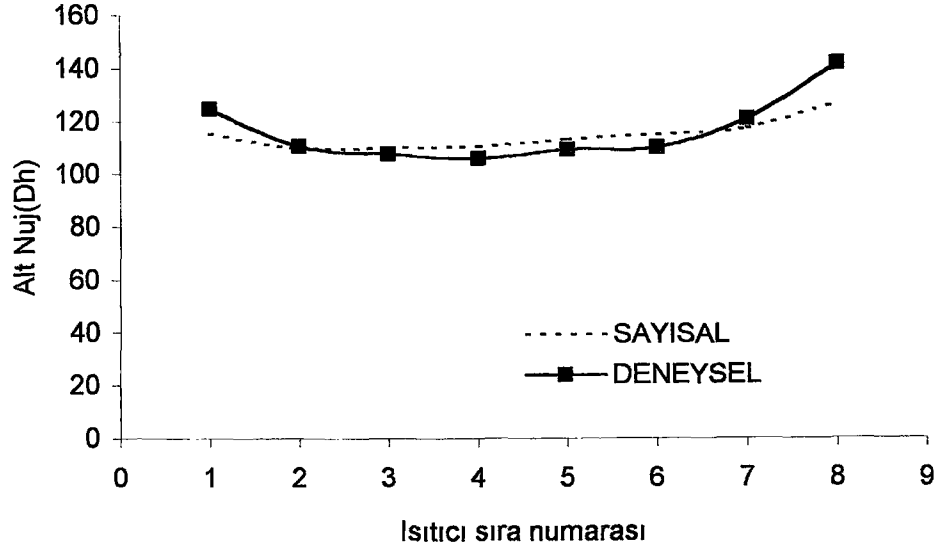


Şekil 5.47. $W/H=2$, $Re_{Dh}=1434$ ve $Gr_{Dh}^*=1,1 \times 10^9$ 'da Alt Nusselt sayısı için sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

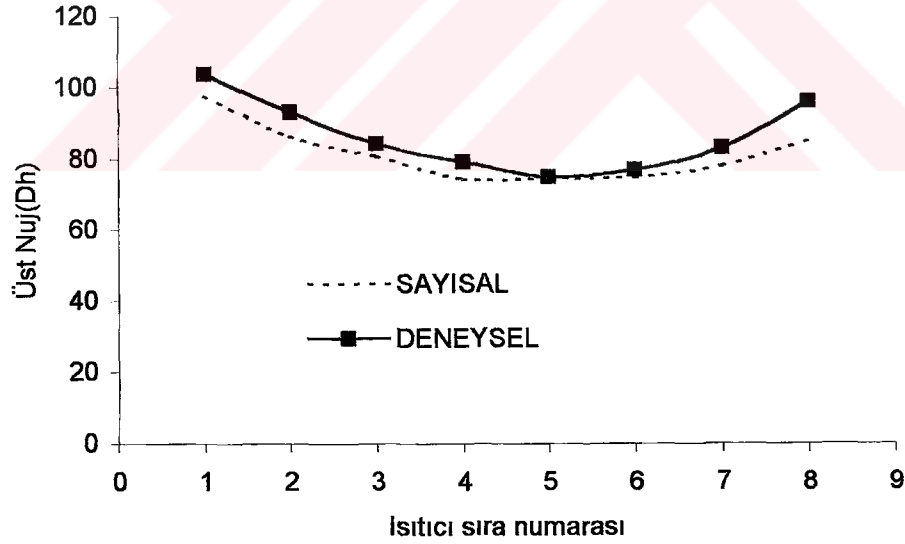


Şekil 5.48. $W/H=2$, $Re_{Dh}=1434$ ve $Gr_{Dh}^*=1,1 \times 10^9$ 'da Üst Nusselt sayısı için sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

Şekil 5.49'da alt kısımdaki ısıtıcılar için, ilk sıradan itibaren 3. sıraya kadar ana akışın etkisiyle bir azalma meydana gelmekte, 4-5-6-7. sıralarda fazla bir değişim gözlenmemektedir. Sadece son sırada ufak bir sapma meydana gelmiştir. Üst ısıtıcılar için verilen Şekil 5.50'de hemen hemen sonuçlar uyum içerisinde. Nusselt sayısı ilk beş sırada azalırken 6-7 ve 8. sırada bir artış göstermiştir.



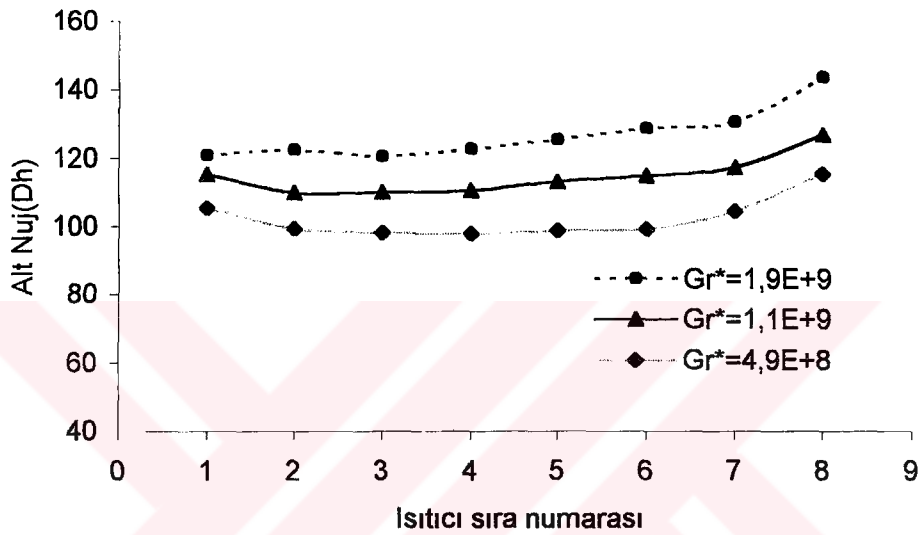
Şekil 5.49. $W/H=2$, $Re_{Dh}=1434$ ve $Gr_{Dh}^*=4,9 \times 10^8$ 'de Alt Nusselt sayısı için sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması



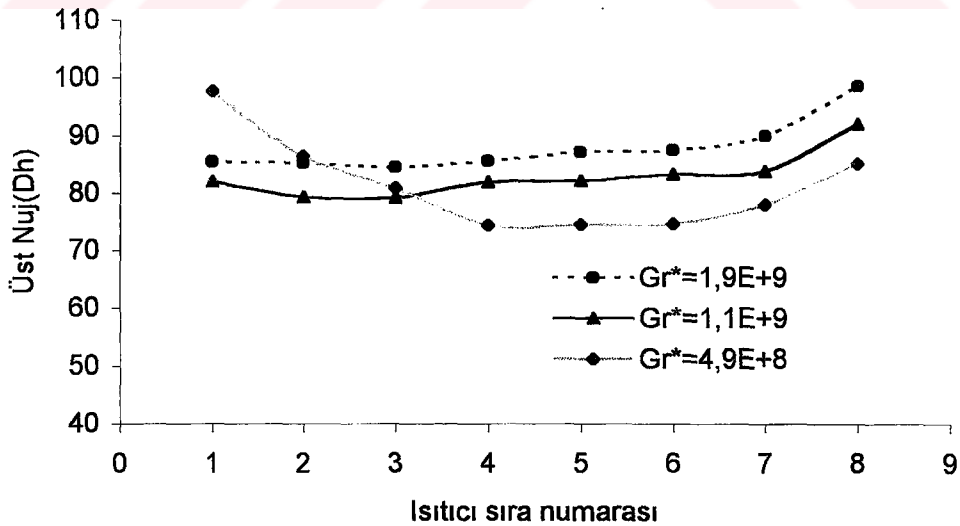
Şekil 5.50. $W/H=2$, $Re_{Dh}=1434$ ve $Gr_{Dh}^*=4,9 \times 10^8$ 'de Üst Nusselt sayısı için sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

Şekil 5.51 ve Şekil 5.52'de $W/H=2$ ve Reynolds sayısının 1434 değeri için Grashof sayısının sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi verilmiştir. Şekil 5.51'de Grashof sayısının artmasıyla alt kısımda bulunan ısıtıcılar için Nusselt sayısında artmıştır. Şekil 5.52'de ise Grashof sayısının azalmasıyla zorlanmış konveksiyon etkisi

kendisini göstermiş ve Nusselt sayısı ilk sırada maximum değerini alarak kanal boyunca ilk dört sırada azalma göstermiş 4-5-6. sırada sabit kalmış, 7 ve 8. sırada artmıştır. Bu artma, daha önce de bahsedildiği üzere, özellikle son sıralar için alttan ivmelenerek yukarı hareket eden akışkanın, üst kısımları etkilemesinden kaynaklanmaktadır.



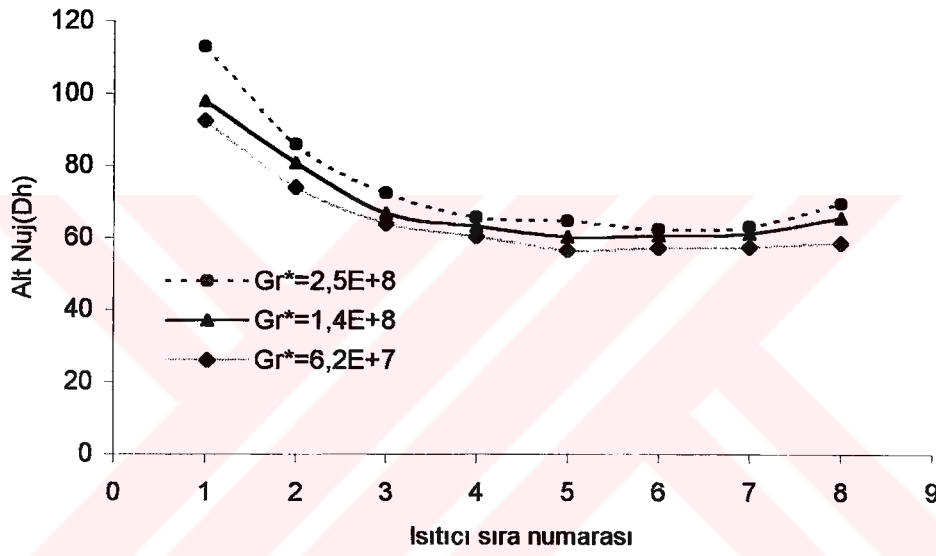
Şekil 5.51. $W/H=2$ ve $Re_{Dh}=1434$ 'de Alt Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar



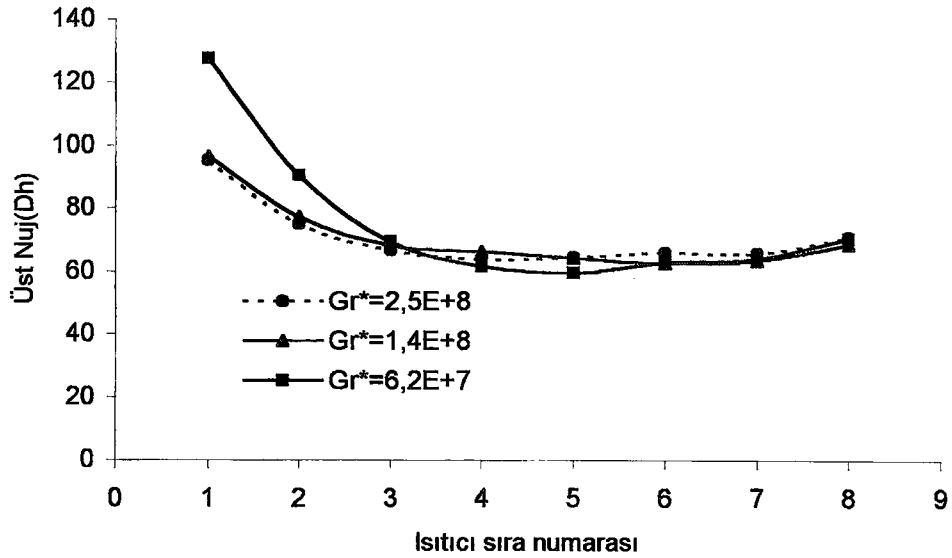
Şekil 5.52. $W/H=2$ ve $Re_{Dh}=1434$ 'de Üst Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar

Şekil 5.53 ve 5.54'de $W/H=4$ ve Reynolds sayısının 2052 değeri için Nusselt sayısının Grashof sayısı ile değişimi verilmiştir. Grashof sayısının artmasıyla alt

kısımda bulunan ısıtıcılarda Nusselt sayısı artmıştır. Kanal boyunca ilk dört sırada bir azalma gözlenirken, 5. sıradan itibaren Nusselt sayısında dalgalanma olmuş, 8. sırada bir artış göstermiştir. Üstte bulunan ısıtıcılarda ise zorlanmış konveksiyona yakın davranış kendini göstermiştir. Kanal boyunca Nusselt sayısı ilk sırada maksimum değeri almış, 3. sıraya kadar azalmış, 4.sıradan itibaren fazla bir değişim göstermemiştir.

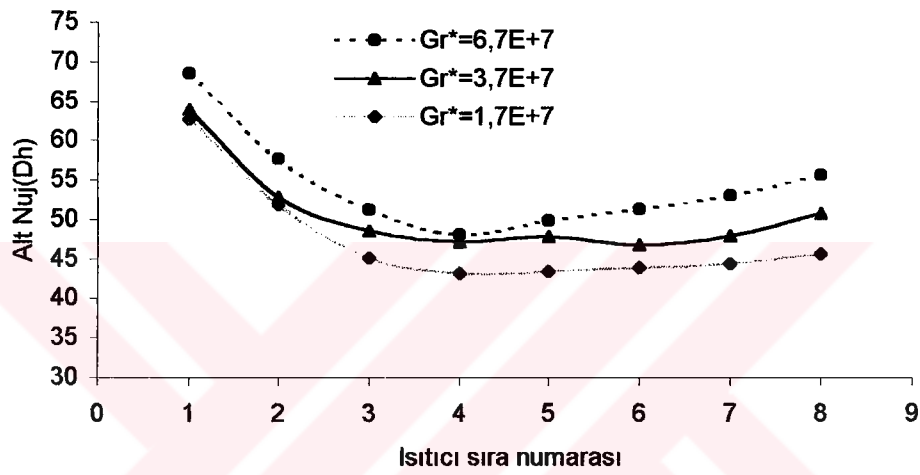


Şekil 5.53. $W/H=4$ ve $Re_{Dh}=2052$ 'de Alt Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar

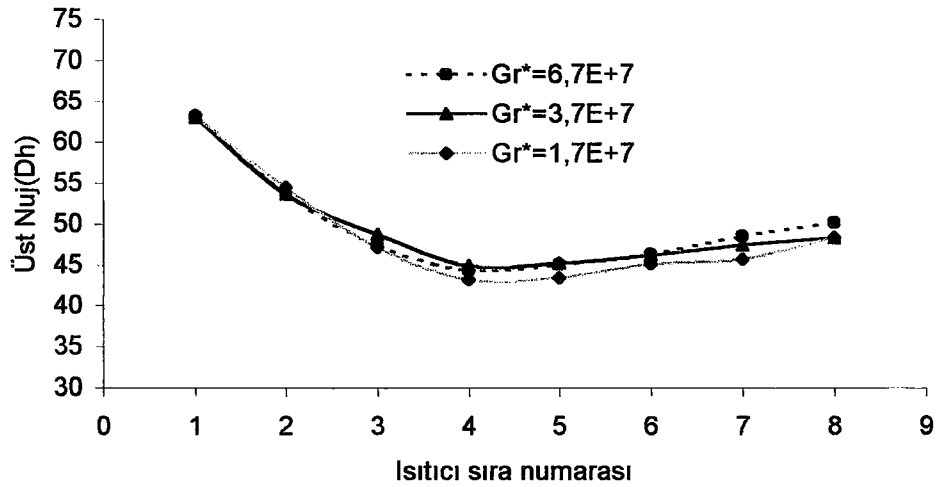


Şekil 5.54. $W/H=4$ ve $Re=2052$ 'de Üst Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar

Şekil 5.55 ve Şekil 5.56’da $W/H=6$, Reynolds sayısının 1316 değeri için Nusselt sayısının Grashof sayısına göre değişimi vermiştir. Deneysel çalışmalar dikkate alındığında, Grashof sayısının artmasıyla, özellikle alt kısımda bulunan ısıtıcılar için ısı transferinin arttığını söylemek mümkündür. Ayrıca düşük Grashof sayılarında, ikincil akışın oluşmasında yeterli ısı transfer artışı olmadığı ve zorlanmış konveksiyon sonuçlarına benzer davranış gösterdiği görülmektedir.

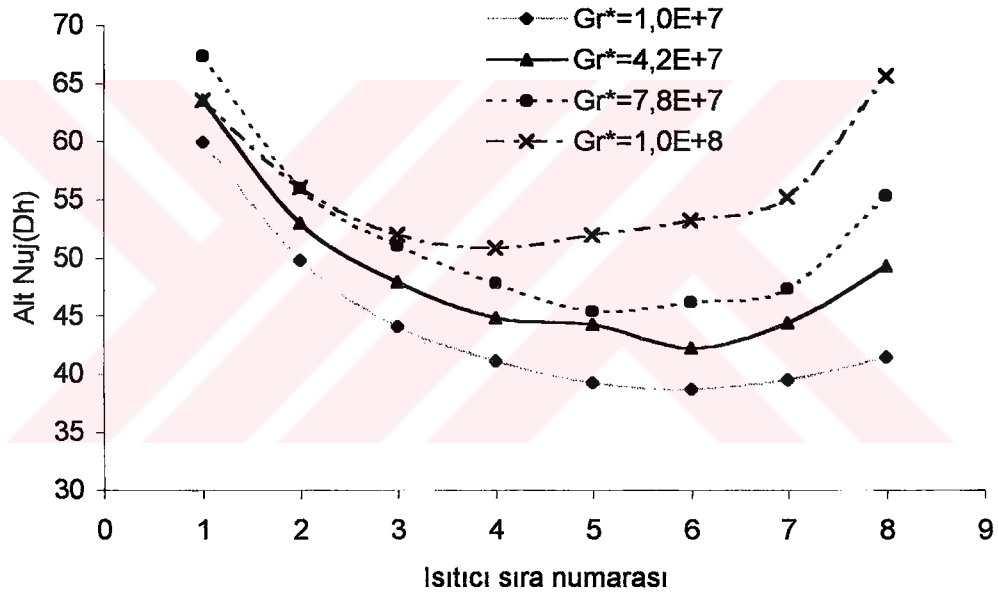


Şekil 5.55. $W/H=6$ ve $Re_{Dh}=1316$ ’da Alt Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar



Şekil 5.56. $W/H=6$ ve $Re_{Dh}=1316$ ’da Üst Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar

Şekil 5.57’de alt ısıtıcılarda, Reynolds sayısının 955 değeri için farklı Grashof sayılarında Nusselt sayısının ısıtıcı sırasına göre değişimi verilmiştir. Grashof sayısının en küçük değerinde kanal boyunca Nusselt sayısı azalmış ve akış zorlanmış konveksiyon etkisi göstermiştir. Daha büyük Grashof sayılarında ise özellikle $4,2 \times 10^7$ ve $7,8 \times 10^7$ değerinde Nusselt sayısı, sıra sayısı arttıkça azalırken, son sıralara doğru Nusselt sayısında artmalar görülmektedir. Grashof sayısının $1,0 \times 10^8$ değerinde Nusselt sayısı ikinci sıradan itibaren diğer Grashof sayılarına göre en büyük değerleri alırken, kanal boyunca üçüncü sıradan itibaren ikincil akışın etkisiyle, Nusselt sayısı artmıştır.

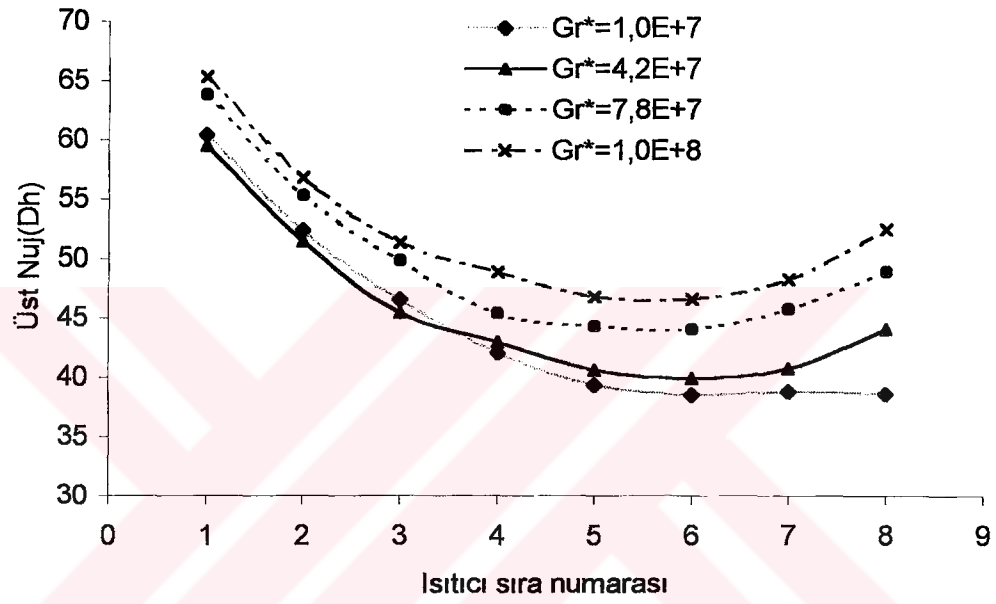


Şekil 5.57. $W/H=6$ ve $Re_{Dh}=955$ ’de Alt Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar

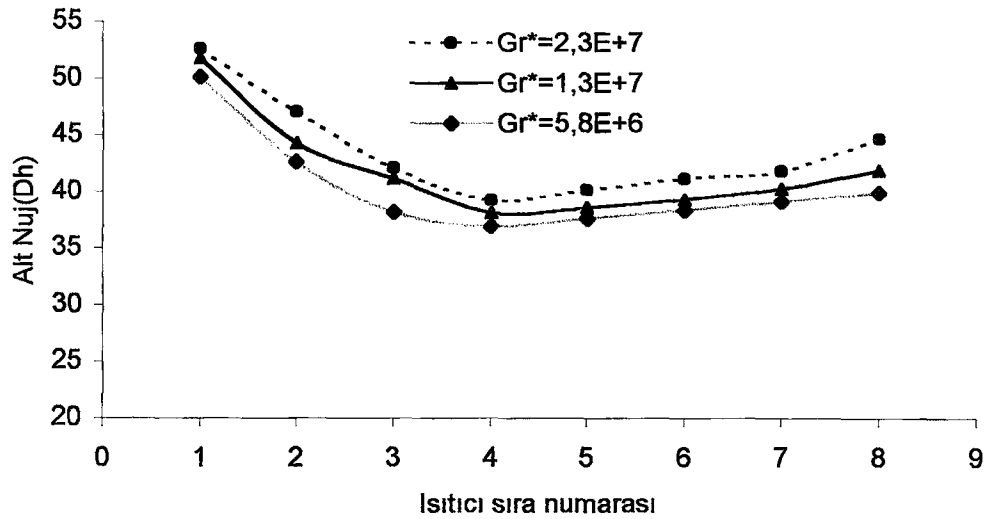
Şekil 5.58’de ise aynı şartlar için üst ısıtıcılarda Nusselt sayısının, ısıtıcı sırasına göre değişimi verilmiştir. Alt kısımdan farklı olarak Nusselt sayısı her bir Grashof sayısı için kanal boyunca bir azalma göstermiştir. Sadece son sıralarda hafif artmalar görülmüştür. Bunun nedeni alt kısımdan ivmelenerek yükselen havanın üstte bulunan ısıtıcıların son sırasını etkilemesinden kaynaklanmaktadır.

Şekil 5.59 ve Şekil 5.60’de $W/H=8$, Reynolds sayısının 971 değeri için Nusselt sayısının Grashof sayısına göre değişimi verilmiştir. Alt kısımda bulunan ısıtıcılarda yine yüksek Grashof sayısının artmasıyla Nusselt sayısı artmıştır. Her bir Grashof

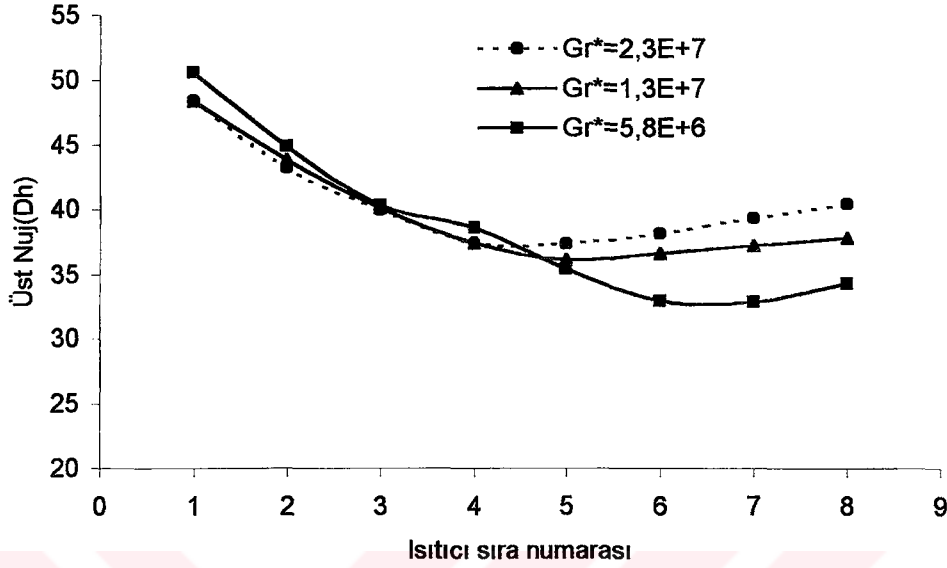
sayısında Nusselt sayısı ilk dört sırada azalmış, 5.sıradan itibaren ikincil akışın etkisiyle, kanal boyunca Nusselt sayısı artmıştır. Üst kısım ısıtıcılarında ise zorlanmış konveksiyon davranışı kendini göstermiş son üç sırada hafif dalgalanma olmuştur. Bu durum ise alt kısımdan ivmelenerek yukarı hareket eden akışkanın üst ısıtıcıları etkilemesinden kaynaklanmaktadır.



Şekil 5.58. $W/H=6$ ve $Re_{Dh}=955$ 'de Üst Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar



Şekil 5.59. $W/H=8$ ve $Re_{Dh}=971$ 'de Alt Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar



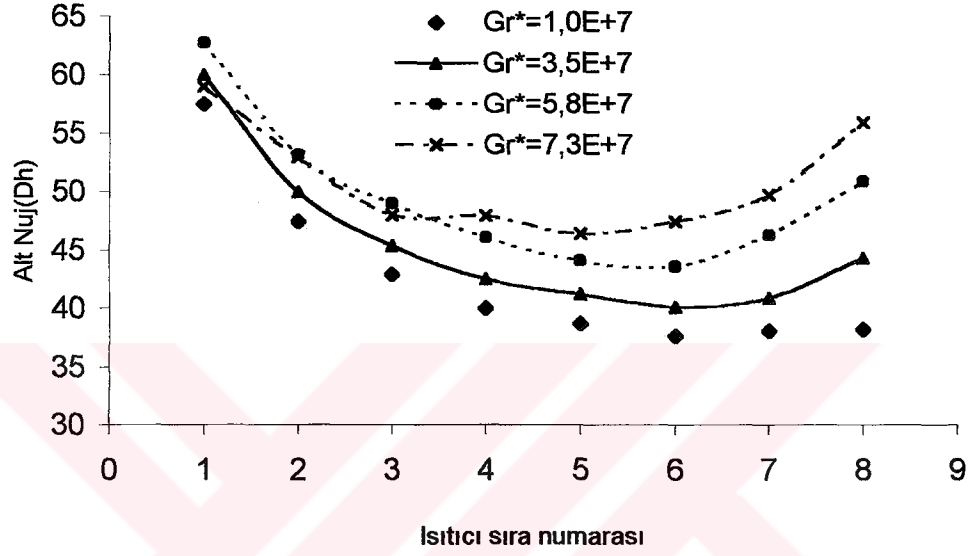
Şekil 5.60. $W/H=8$ ve $Re_{Dh}=971$ 'de Üst Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar

Şekil 5.61'da alt ısıtıcılarda, Reynolds sayısının 971 değeri için farklı Grashof sayılarında Nusselt sayısının ısıtıcı sırasına göre değişimi verilmiştir. Grashof sayısının $7,3 \times 10^7$ değerinde Nusselt sayısı kanal boyunca ilk üç sırada azalırken 4. sırada hafif artmış, son sıralara doğru artış ikincil akışın etkisiyle daha belirgin hale gelmiştir. Grashof sayısı azaldıkça, Nusselt sayısı kanal boyunca sürekli azalmış sadece son sıralarda çok az bir artma gözlenmiştir.

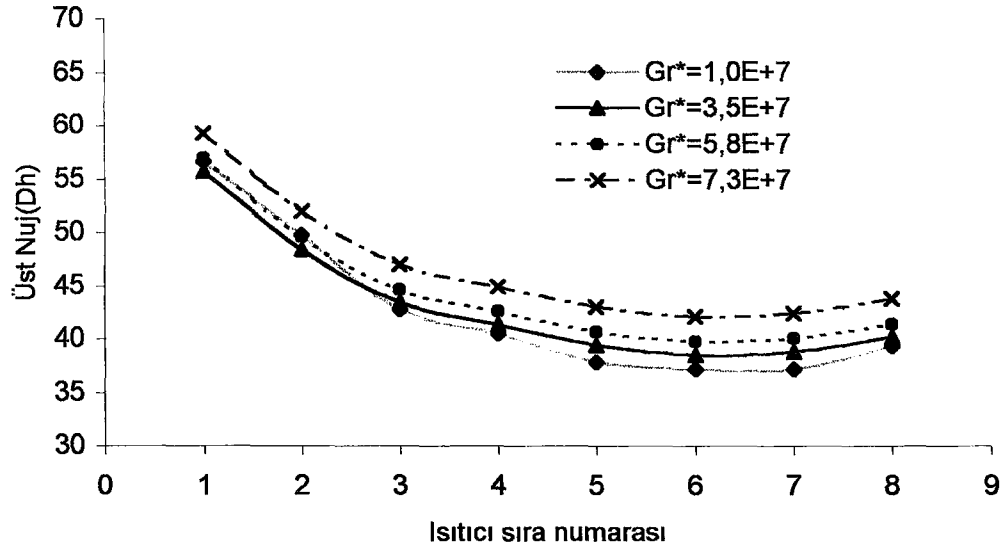
Şekil 5.62'da ise üst ısıtıcılarda, Nusselt sayısının farklı Grashof sayılarında ısıtıcı sırasına göre değişimi verilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere herbir Grashof sayısı için zorlanmış konveksiyon davranışı görülmüştür. Üst kısımda bulunan ısıtıcılarda tamamen ana akışın etkili olduğu söylenebilir. Dolayısıyla kanal boyunca Nusselt sayısı sürekli olarak azalma göstermiştir.

Şekil 5.63 ve 5.64'te Alt ve Üst ısıtıcılar için $W/H=8$ ve Grashof sayısının $1,3 \times 10^7$ değerinde, farklı Reynolds sayılarında Nusselt sayısının ısıtıcı sırasına göre değişimi verilmiştir. Şekil 5.63'da Reynolds 785 değerinde Nusselt sayısı ilk sırada yüksek, 6. sıraya kadar yavaş yavaş düşmektedir. 7 ve 8. sırada ikincil akışın etkisiyle artma görülmektedir. Reynolds 423'te ise yine ilk sıradan itibaren Nusselt sayısı azalırken,

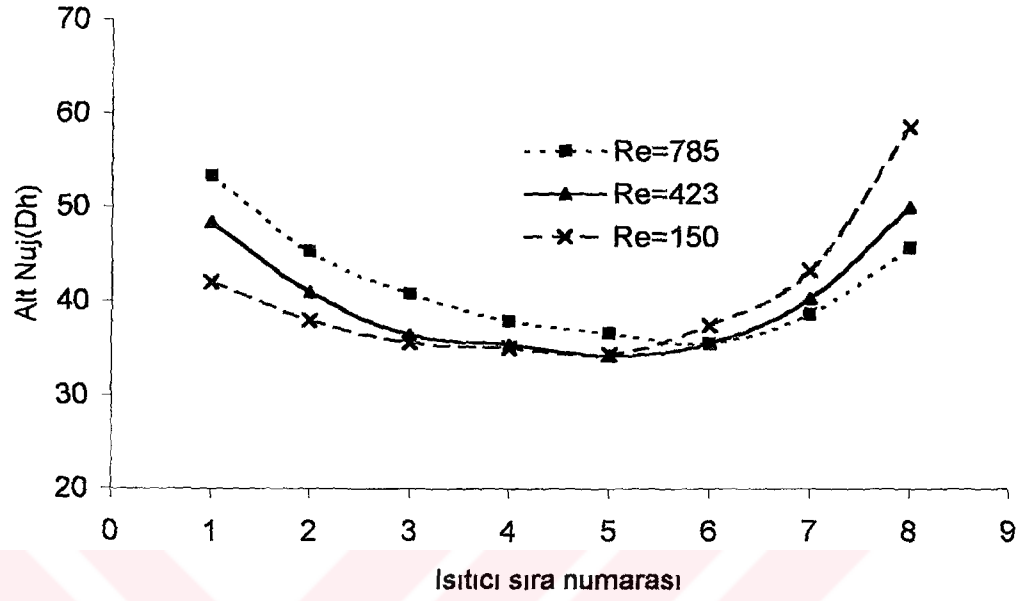
ikincil akış 5. sırada kendini göstermiş ve Nusselt sayısı son sıraya kadar artmıştır. En düşük Reynolds sayısının 150 değerinde ise Nusselt sayısındaki artış son sıralara kaymış, daha yüksek Reynolds sayılarına göre ilk sıralarda Nusselt sayısında bir azalma görülmüştür.



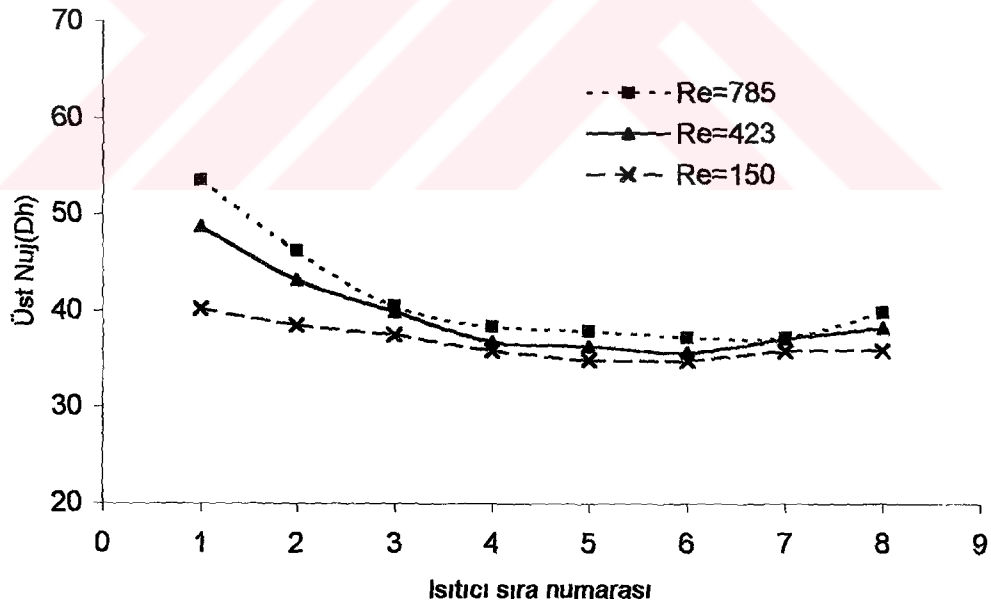
Şekil 5.61. W/H=8 ve $Re_{Dh}=971$ 'de Alt Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar



Şekil 5. 62. W/H=8 ve $Re_{Dh}=971$ 'de Üst Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar



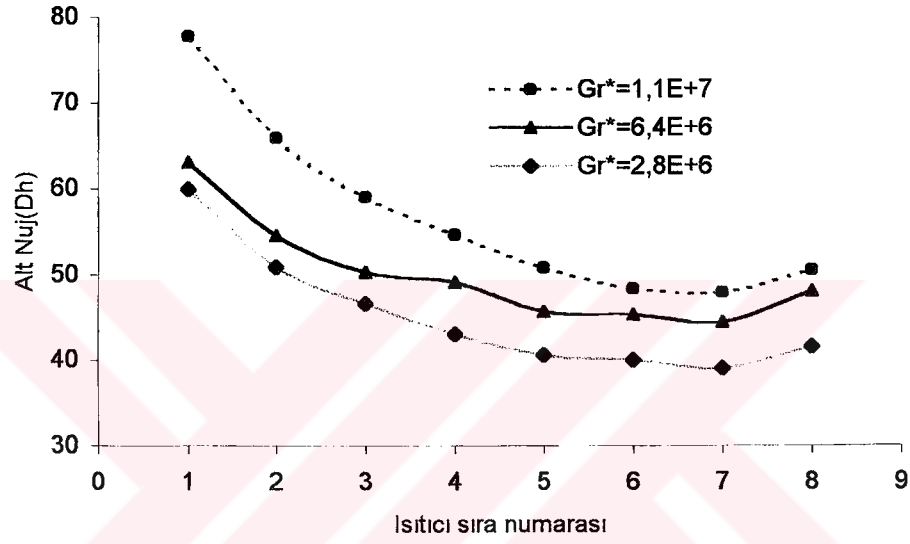
Şekil 5.63. $W/H=8$ ve $Gr_{Dh}=1,3 \times 10^7$ de Alt Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar



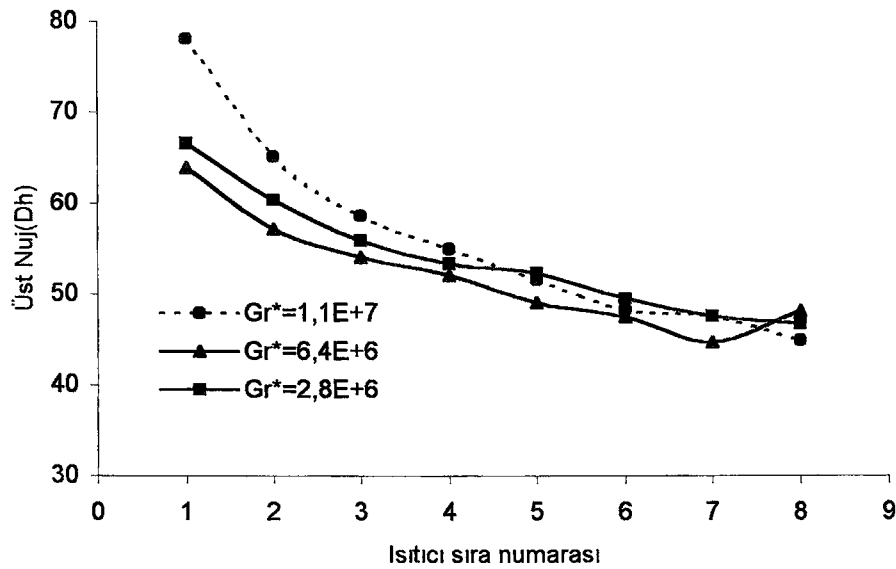
Şekil 5.64. $W/H=8$ ve $Gr_{Dh}^*=1,3 \times 10^7$ de Üst Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar

Şekil 5.64'te ise Üst Isıtıcılardaki değişim verilmiştir. Reynolds sayısının 785 ve 423 değerinde ilk sırada Nusselt sayısı en yüksek değerini almış ve kanal boyunca bir azalma göstermiştir. Reynolds sayısının 150 değerinde ise kanal boyunca Nusselt sayısındaki değişim çok az olmuştur.

Şekil 5.65 ve Şekil 5.66'da $W/H=10$, Reynolds sayısının 937 değeri için Nusselt sayısının Grashof sayısına göre değişimi verilmiştir. Her iki şekilde de alt ve üst kısımda bulunan ısıtıcıların zorlanmış konveksiyonun daha baskın olduğunu söylemek mümkündür. İlk ısıtıcı sırasında Nusselt sayısı maksimum değerini alırken, kanal boyunca bir azalma göstermiştir. Altta bulunan ısıtıcılar için sadece son sırada Nusselt sayısında çok az bir artış olduğu görülmüştür.

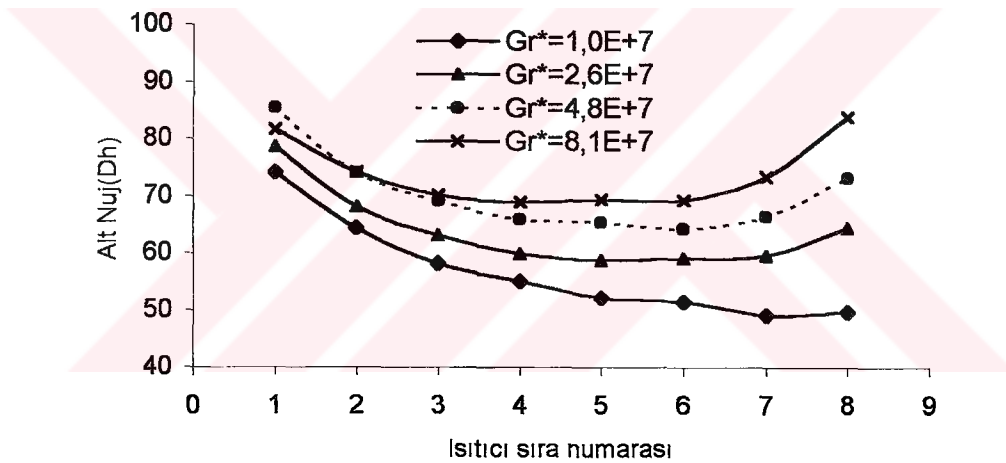


Şekil 5.65. $W/H=10$ ve $Re_{Dh}=937$ 'de Alt Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar

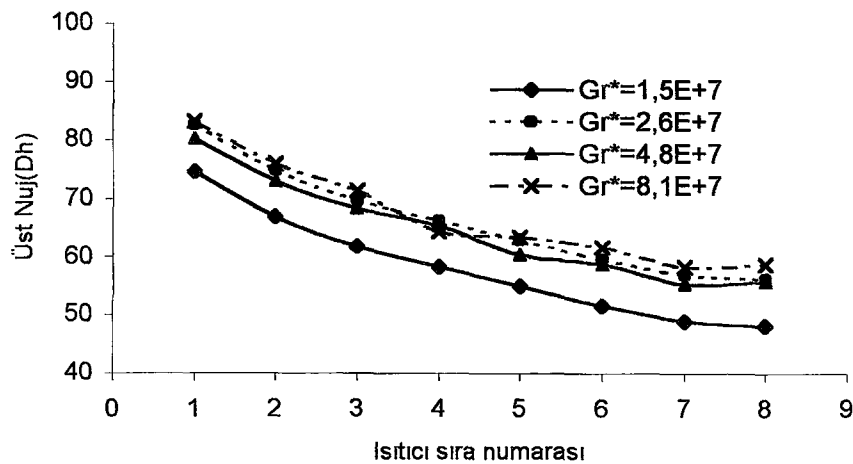


Şekil 5.66. $W/H=10$ ve $Re_{Dh}=937$ 'de Üst Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar

Şekil 5.67 ve Şekil 5.68’de Reynolds sayısının 937 değeri için değişik Grashof sayılarında Nusselt sayısının ısıtıcı sıra sayısına göre değişimi verilmiştir. Alt kısımda bulunan ısıtıcılar için Grashof sayısının en büyük değerinde kaldırma kuvveti etkili ikincil akışın, ikinci sıradan itibaren kendini göstermesiyle Nusselt sayısında kanal boyunca artma gözlenmiştir. Grashof sayısının azalmasıyla bu etki azalmakta ve Şekil 5.67’de görüldüğü üzere ikincil akışın etkisi kanal boyunca azalmakta, dolayısıyla Nusselt sayısında bir düşüş görülmektedir. En düşük Grashof sayısında bu etki neredeyse yok gibidir. Şekil 5.68’de, üst kısım ısıtıcılarda ise her bir Grashof sayısında kanal boyunca, sıra sayısı arttıkça, zorlanmış konveksiyon etkisiyle Nusselt sayısı sürekli azalmıştır.



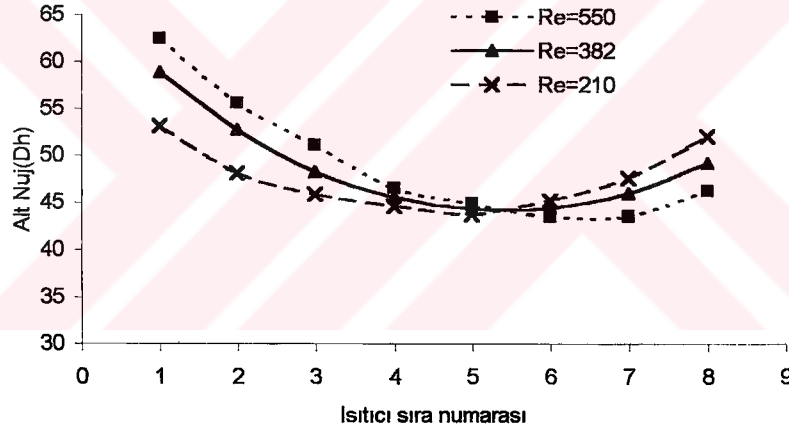
Şekil 5.67. $W/H=10$ ve $Re_{Dh}=937$ ’de Alt Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar



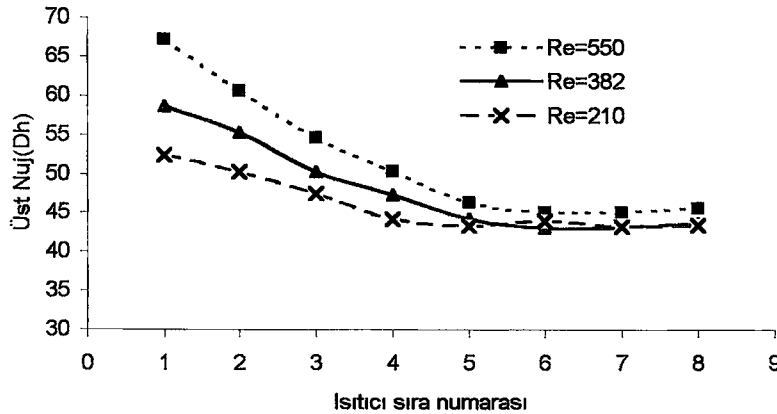
Şekil 5.68. $W/H=10$ ve $Re_{Dh}=937$ ’de Üst Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar

Şekil 5.69 ve 5.70’de $W/H=10$ ve Grashof sayısının $6,4 \times 10^6$ değerinde, alt ve üst ısıtıcılar için Nusselt sayısının ısıtıcı sırasına göre değişimi verilmiştir. Alt ısıtıcılarda Reynolds sayısının 550 değeri için ilk sırada Nusselt sayısı yüksek, kanal boyunca yavaş yavaş azalmaktadır. Son iki sırada ise ikincil akışın etkisiyle artma görülmektedir. Reynolds sayısı azaldıkça ilk sıradaki Nusselt sayıları da azalmaktadır. Reynolds sayısının azalmasıyla, kanal boyunca ikincil akış ısıtıcıların ilk sıralarına doğru kayma göstermektedir.

Şekil 5.70’te üst ısıtıcılardaki değişim verilmiştir. Üst kısım ısıtıcıları, ana akışın etkisiyle daha çok zorlanmış konveksiyon özelliği göstermiştir. Her bir Reynolds sayısı için, ilk ısıtıcılarda Nusselt sayısı en yüksek değerini almıştır.



Şekil 5.69. $W/H=10$ ve $Gr_{Dh}^*=6,4 \times 10^6$ ’da Alt Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar

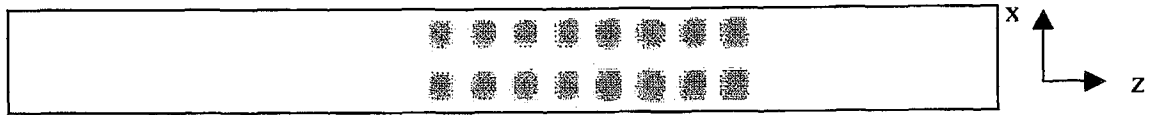


Şekil 5.70. $W/H=10$ ve $Gr_{Dh}^*=6,4 \times 10^6$ ’de Üst Nusselt sayısı için sayısal sonuçlar

5.2.3. Sayısal sonuçların analizi

Sayısal yöntem ile yapılan çalışma sonuçlarının kabul edilebilirlik kriterlerini sağladıktan sonra çalışma programı kapsamında paket program (PHOENICS) çalıştırılarak gerekli hesaplamalar yapılmıştır. Hem Nusselt sayısı dağılımları hem de hız ve sıcaklık vektörel ve kontur grafikleri çizilmiştir. Deneysel çalışmalarda görüntüleme sistemi mevcut olmadığından değişimleri gözlemleme imkanı olmamıştır. Fakat sayısal yöntem sayesinde hız ve sıcaklık dağılımları ayrıntılı bir şekilde incelenmiş ve deneysel çalışmadaki eksiklik giderilmeye çalışılmıştır.

Şekil 5.71’de $W/H=2$, $Re_{Dh}=1459$, $Gr_{Dh}^*=1,1 \times 10^9$ için kanalın üstten görünümü verilmiştir. Şekil 5.72’de y-z düzleminde vektörel hız profilleri verilmiştir. Şekilden de anlaşıldığı üzere kanal girişinde hız profilleri üniiformdur. Üniiform olan hız profilleri daha sonra değişmeye başlamış, ısıtıcıların bulunduğu yerde daha da bozulmuştur. Kanalın üst kısmına yakın bölgede meydana gelen değişim düşük hızda ısınan havanın yükselerek üst kısımda toplanmasından ve girişe karşı bir itici kuvvet oluşturmasından kaynaklanmaktadır. Isıtıcıların olduğu bölgede akış kaldırma kuvveti etkili ikincil akışın güçlenmesi ile daha da karmaşık bir hal almaktadır. Çıkışa doğru hız profilleri düzelmekte sadece üst kısımda hafif bir bozulma görülmektedir.



Şekil 5.71. Kanal boyunca ısıtıcıların x-z düzleminde sıcaklık kontur grafiği

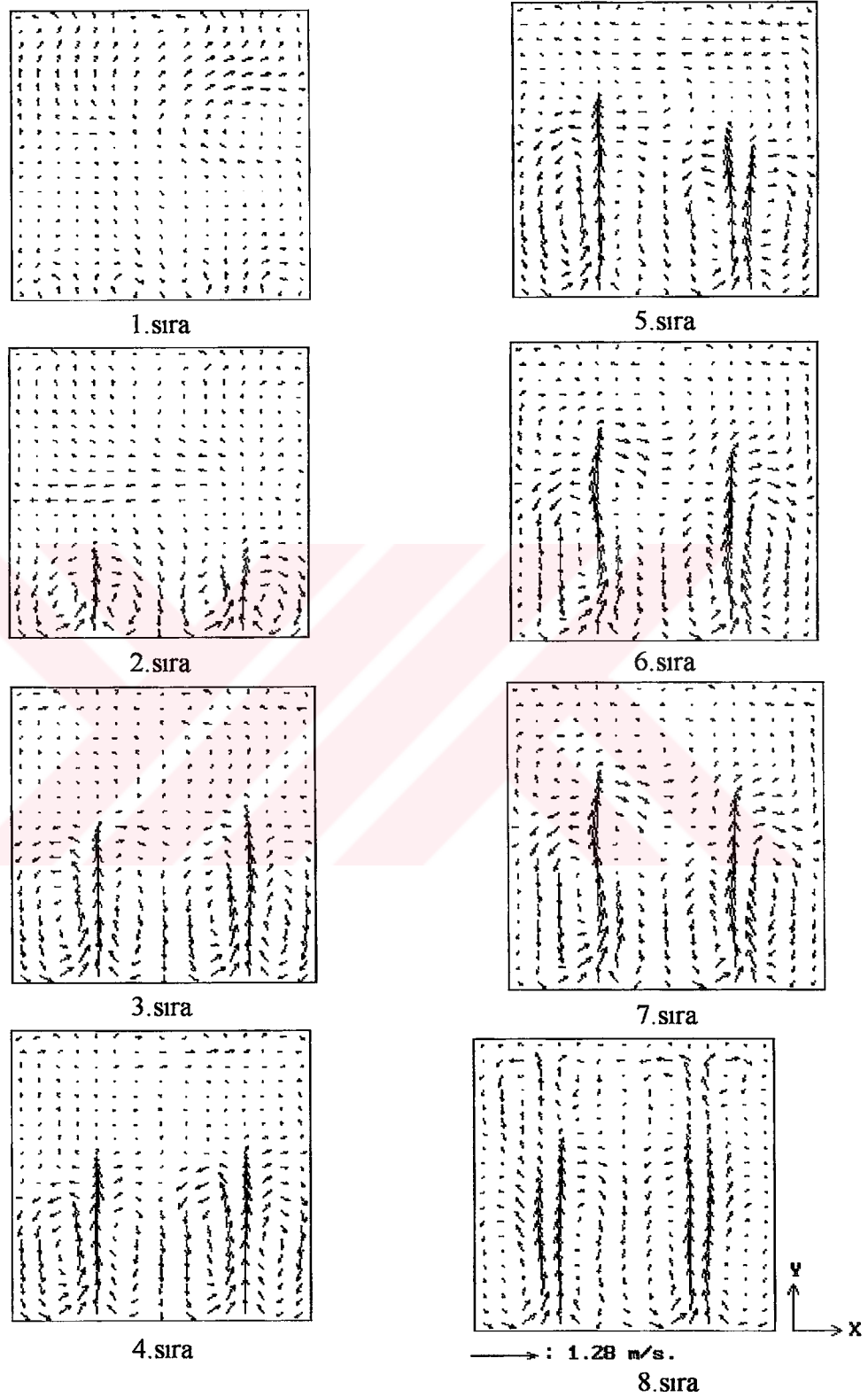


Şekil 5.72. Kanal boyunca ısıtıcıların y-z düzleminde vektörel hız profilleri

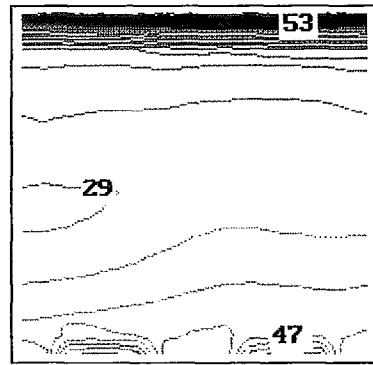
Şekil 5.73'te $W/H=2$, $Re_{Dh}=1459$, $Gr_{Dh}^*=1,1 \times 10^9$ şartları için kanal boyunca farklı düzlemlerde hız grafikleri verilmiştir. 1. ısıtıcı sırasında hız profillerinin fazla bozulmadığı ve vortisitinin hemen hemen olmadığı görülmektedir. 2. sırada akış yine hemen hemen aynı hız profillerine sahiptir. 3. sırada azda olsa dengesizliğin başladığı görülmekte, 4, 5 ve 6. sırada dengesizlik iyice belirginleşmekte, 7 ve 8. sırada artık tamamen akış bozulmaktadır. Dikkat edilirse üst kısımdaki hız profilleri fazla değişmemektedir. Düşük hızlarda kanalın üst kısmında yerel hızlar çok küçük olmakta bu da ısıtıcıların fazla ısınmasına neden olmaktadır.

Kanal kesitinde, x-y düzleminde sıcaklık kontur grafiği Şekil 5.74'te verilmiştir. Hız profillerinde olduğu gibi sıcaklık profillerinde de birinci ısıtıcı sırasında fazla bir değişim söz konusu değildir. Vorteks çevrim 2. ve 3. sırada gözüksede oldukça zayıftır. 4 ve 5. sırada vorteks çevrim güçlenmekte, 6, 7 ve 8. sırada vorteks çevrim kanal hemen hemen kanal kesitinde etkili olmaktadır. 7. ve 8. sırada daha da belirgin hale gelmiştir. Daha önce de bahsedildiği gibi deneysel çalışmalarda akışı görüntüleme imkanı olmamıştı. Görüntüleme sisteminin mevcut olmaması nedeniyle akışın yapısı hakkında bilgi edinilememişti. Sayısal yöntem ile bu eksiklik giderilmiş, hız dağılımları vektörel, sıcaklık dağılımları kontur grafikleri olarak verilmiştir.

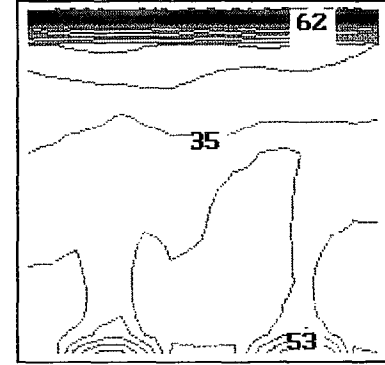
Şekil 5.75 ve Şekil 5.76'da $W/H=4$ ve Grashof sayısının $1,4 \times 10^8$ değeri için vektörel hız ve sıcaklık kontur grafikleri verilmiştir. Gerek hız gerekse sıcaklık dağılımları birinci ısıtıcı sırasında fazla bir değişim göstermemiştir. Vorteks çevrim 2 ve 3. sırada oldukça zayıftır. 4, 5 ve 6. sırada vorteks çevrim güçlenmekte, altı, yedi ve sekizinci sırada vorteks çevrim hemen hemen tüm kanal kesitinde etkili olmaktadır. 7 ve 8. sırada ise çok daha belirgin hale gelmiştir.



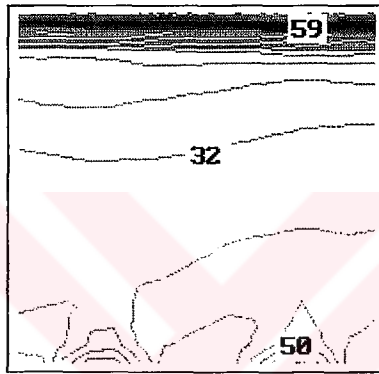
Şekil 5.73. $Re_{Dh}=1459$, $W/H=2$, $Gr_{Dh}^*=1,1 \times 10^9$ için x-y düzleminde vektörel hız profilleri



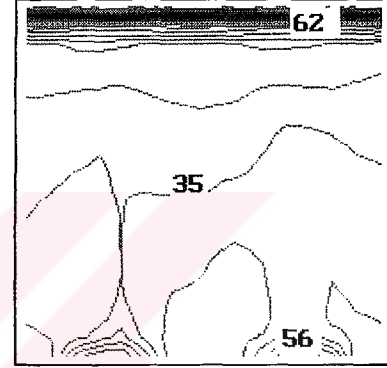
1. sıra



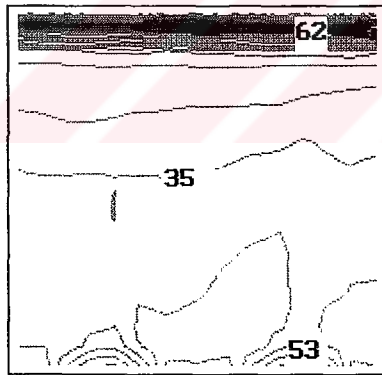
5. sıra



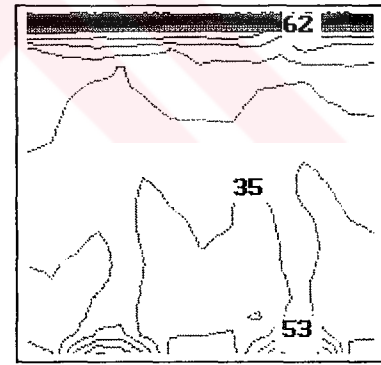
2. sıra



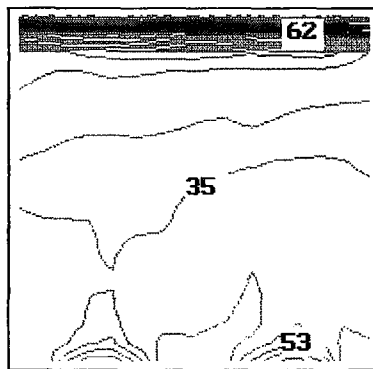
6. sıra



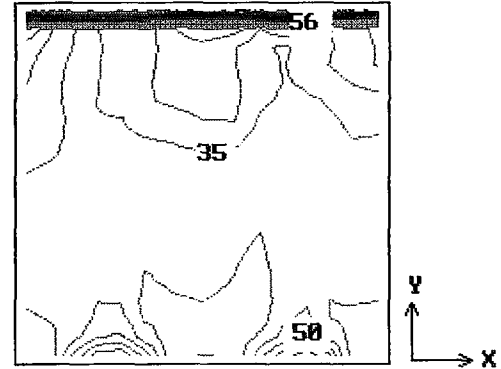
3. sıra



7. sıra



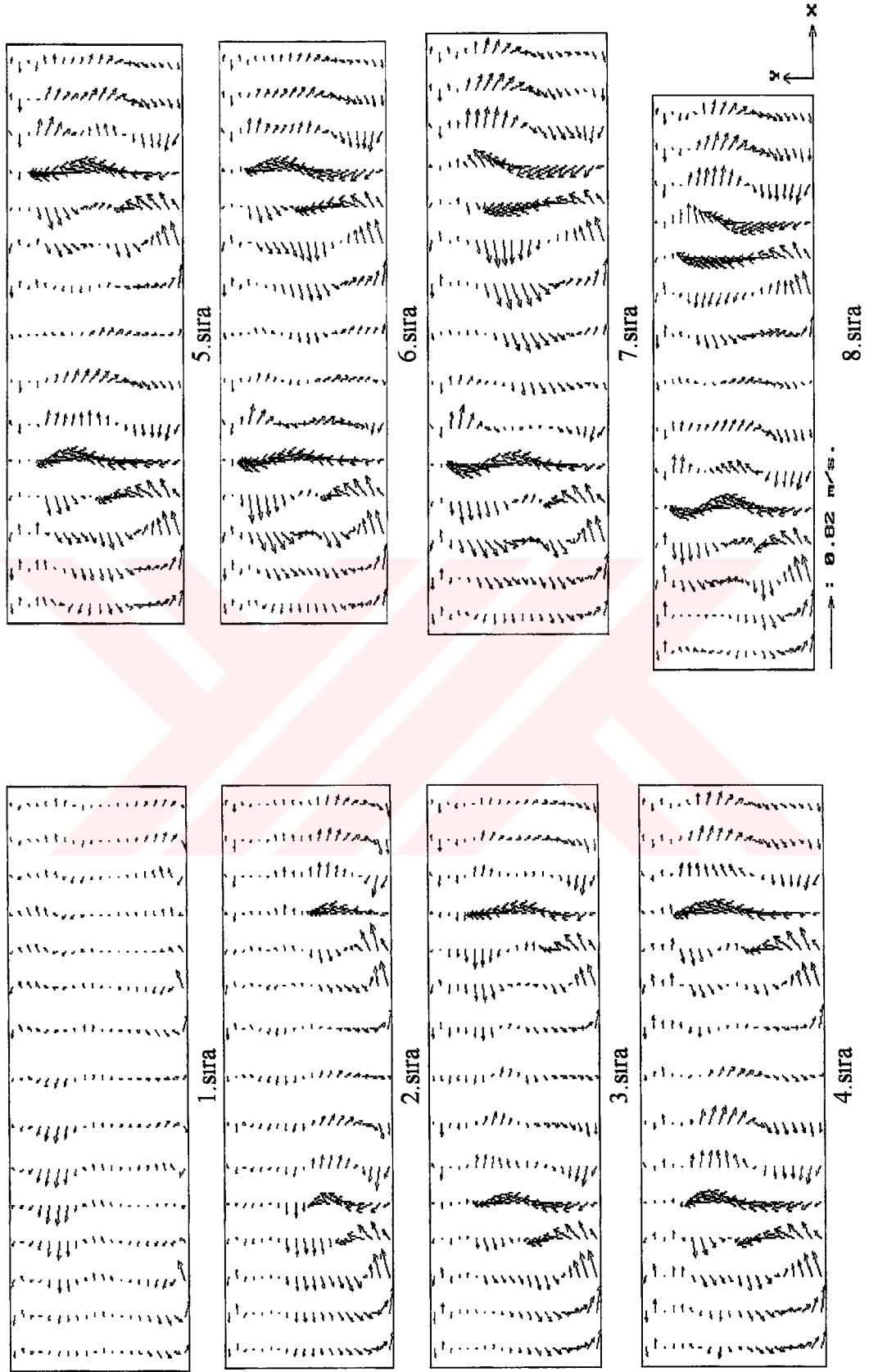
4. sıra



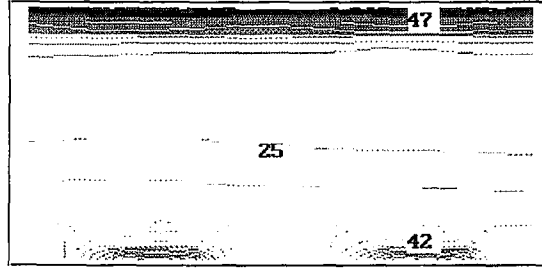
8. sıra

Şekil 5.74. $Re_{Dh}=1459$, $W/H=2$, $Gr_{Dh}^*=1,1 \times 10^9$ için x-y düzleminde sıcaklık kontur grafiği

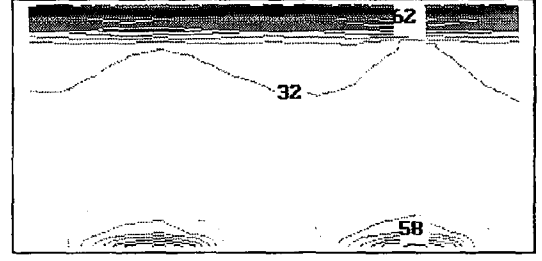




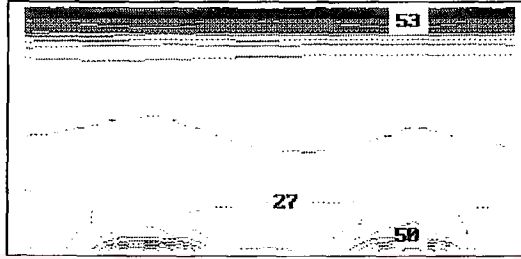
Şekil 5.75. $Re_{Dit}=1459$, $W/H=4$, $G_{r_{Dit}}^*=1,4 \times 10^8$ için x-y düzleminde vektörel hız profilleri



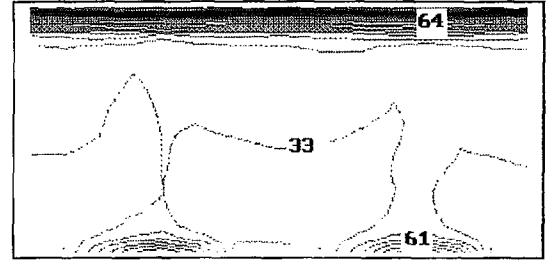
1.sıra



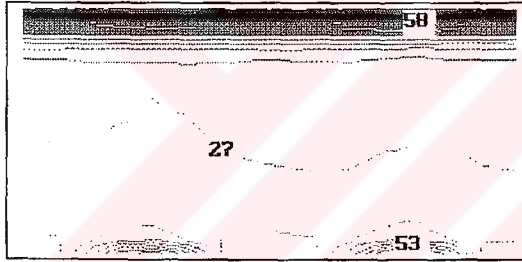
5.sıra



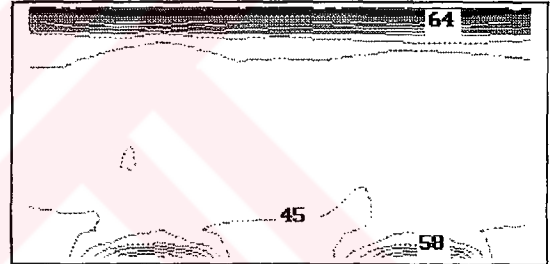
2.sıra



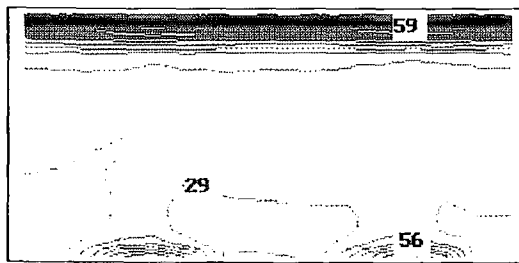
6.sıra



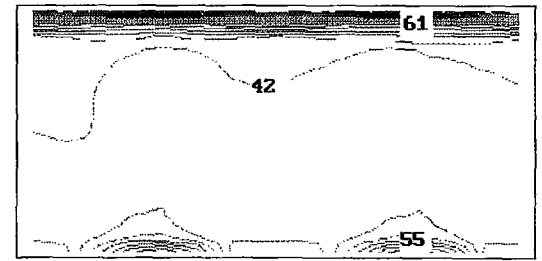
3.sıra



7.sıra



4.sıra



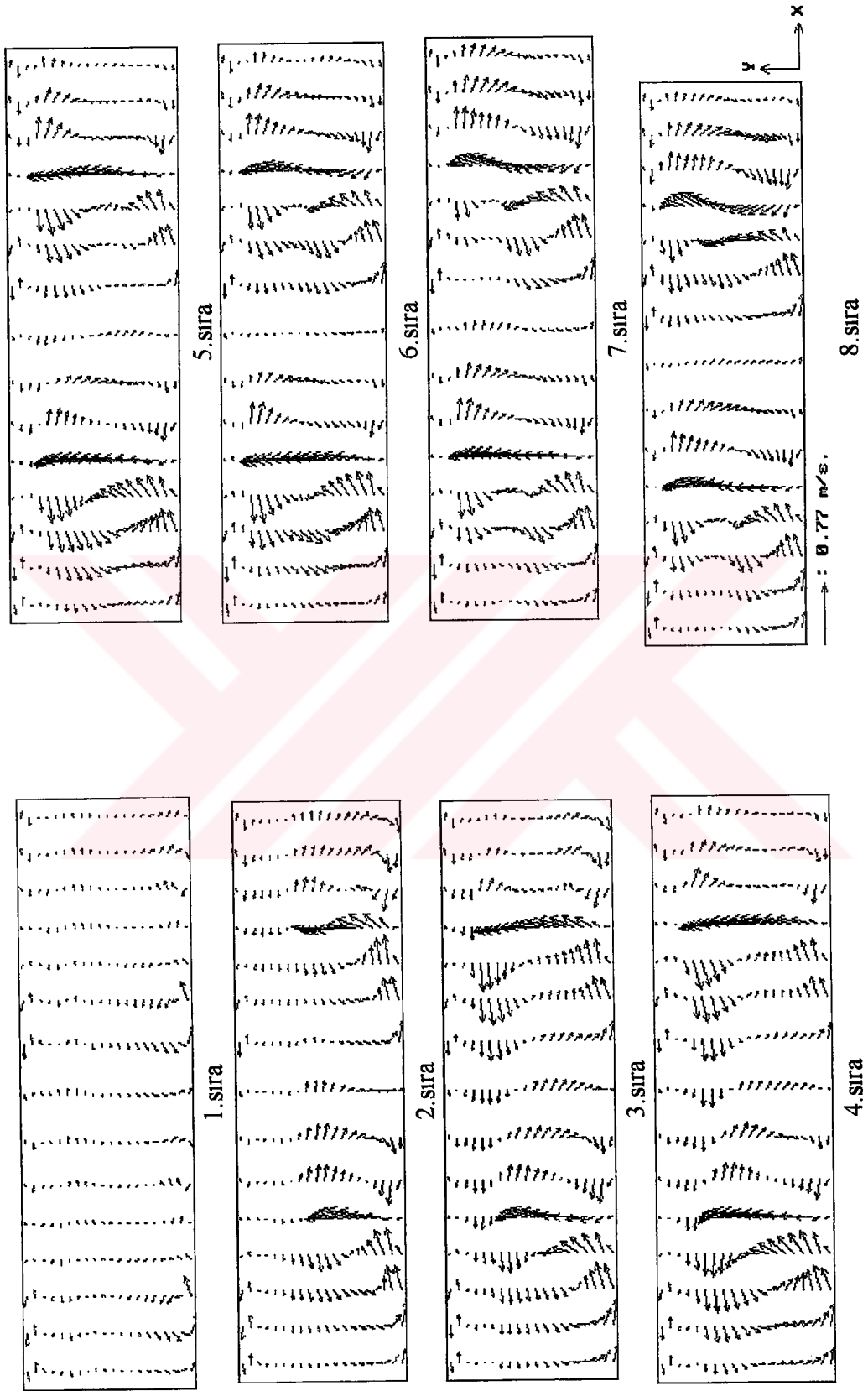
8.sıra

Şekil 5.76. $Re_{Dh}=1459$, $W/H=4$, $Gr_{Dh}^*=1,4 \times 10^8$ için x-y düzleminde sıcaklık kontur grafiği

Şekil 5.77 ve Şekil 5.78’de $W/H=6$ ve Grashof sayısının $3,7 \times 10^7$ değeri için vektörel hız ve sıcaklık kontur grafikleri verilmiştir. Vektörel dağılımda vorteks çevrim ilk ısıtıcı sırasında fazla belirgin değildir. 2-3-4. sırada kendini göstermiş, 5-6-7 ve 8. sırada vorteks çevrimler çok daha belirgin hale gelmiştir. Vorteks çevrimler W/H oranı 10 ve 4’e göre çok daha belirgindir. Kanal içerisinde W/H oranı azaldıkça, kanal hidrolik çapı artmakta, bunun sonucu olarakta kaldırma kuvveti daha etkili olmaktadır.

Şekil 5.79 ve Şekil 5.80’de $W/H=8$ ve Grashof sayısının $1,3 \times 10^7$ değeri için vektörel hız ve sıcaklık kontur grafikleri verilmiştir. Isıtıcıların ilk sırasında yine vorteks çevrim fazla belirgin değildir. 2. sırada yavaş yavaş vorteks çevrimler oluşmaya başlamış, 3-4-5-6-7-8. sırada vorteks çevrimler daha belirginleşmiştir. $W/H=6$ ’daki durum, $W/H=8$ içinde hemen hemen geçerlidir. Kanal W/H oranı arttıkça aynı şartlarda, zorlanmış konveksiyon etkisi daha baskın hale gelmiştir.

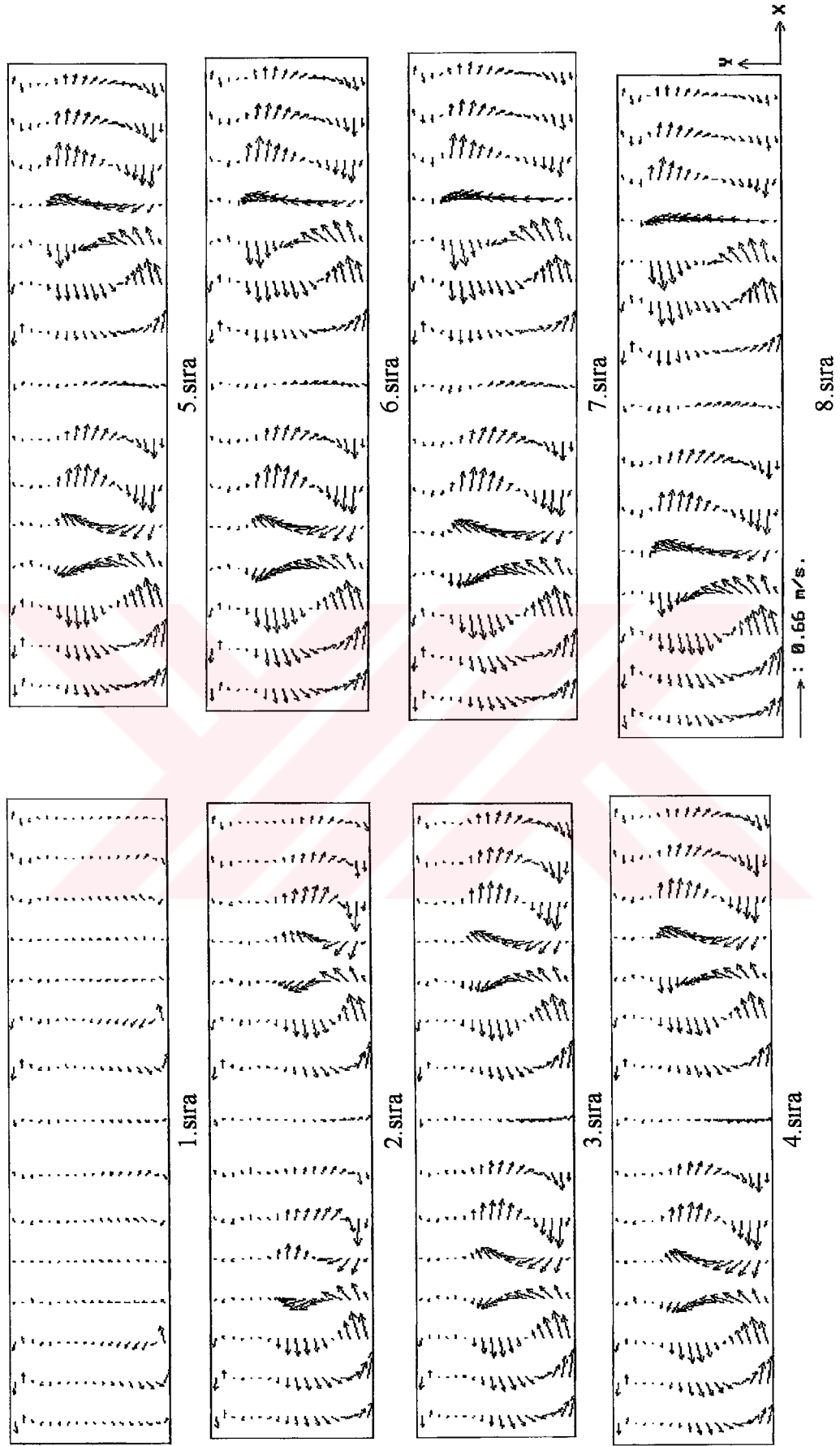
Şekil 5.81 ve Şekil 5.82’de $W/H=10$ ve Grashof sayısının $6,4 \times 10^6$ değeri için vektörel hız ve sıcaklık kontur grafikleri verilmiştir. Vektörel dağılımda vorteks çevrim ilk ısıtıcı sırasında belirgin değildir. İkinci ısıtıcı sırasından itibaren vorteks çevrimler oluşmaya başlamış ve son sıraya kadar aynı şiddette devam etmiştir. Sabit $Re_{Dh}=1459$ için, W/H oranı arttıkça, örneğin $W/H=10$ ’da kanal içindeki hız değeri artacaktır. Çünkü hidrolik çap azalmıştır. Bunun sonucu olarak kaldırma kuvveti daha az etkili olmaktadır. Yani kanal hidrolik çapı küçüldükçe sabit Reynolds sayısında, akış zorlanmış konveksiyon özelliği göstermiştir.



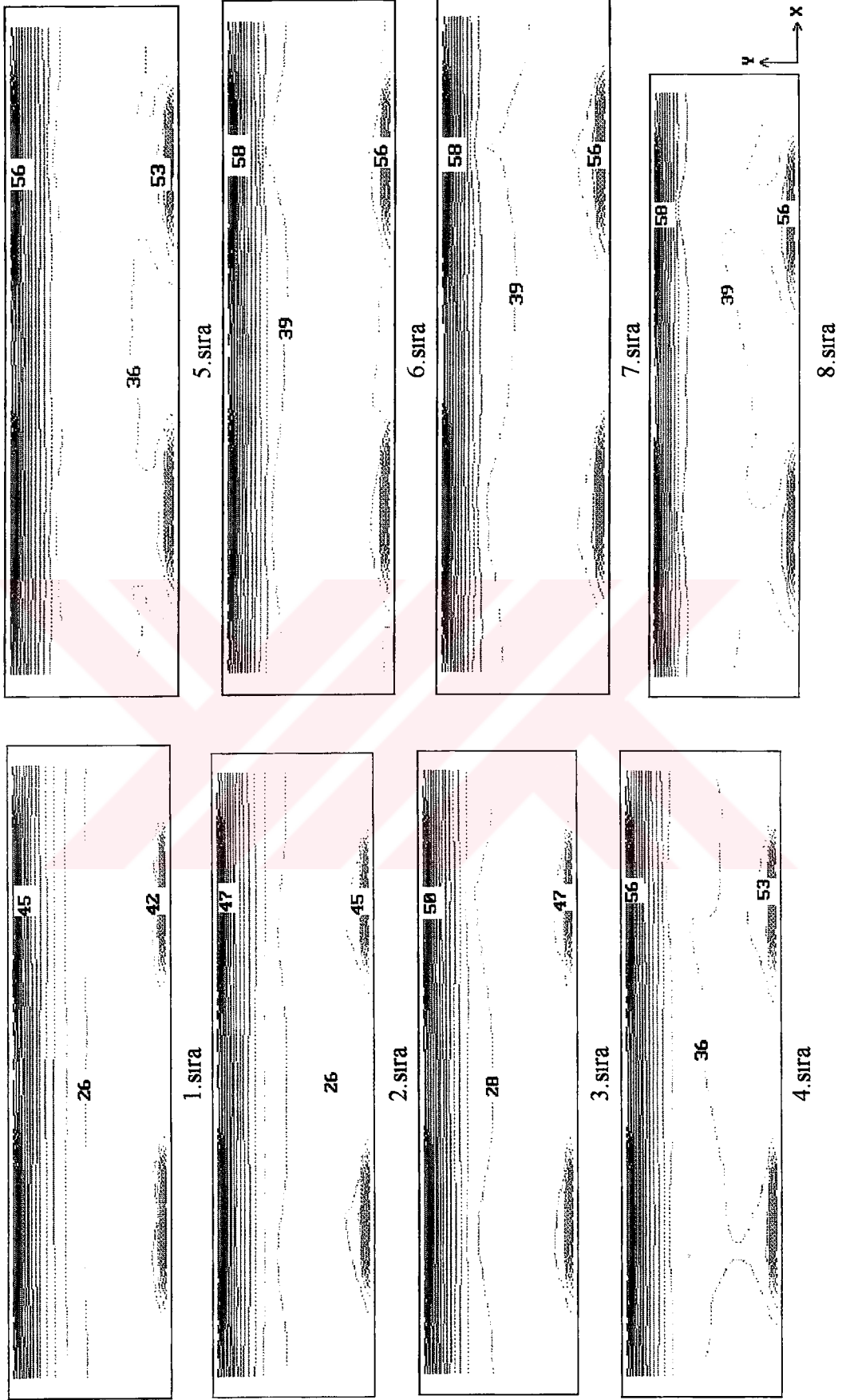
Şekil 5.77. $Re_{Dh}=1459$, $W/H=6$, $Gr_{Dh}^*=3,7 \times 10^7$ için x-y düzleminde vektörel hız profilleri



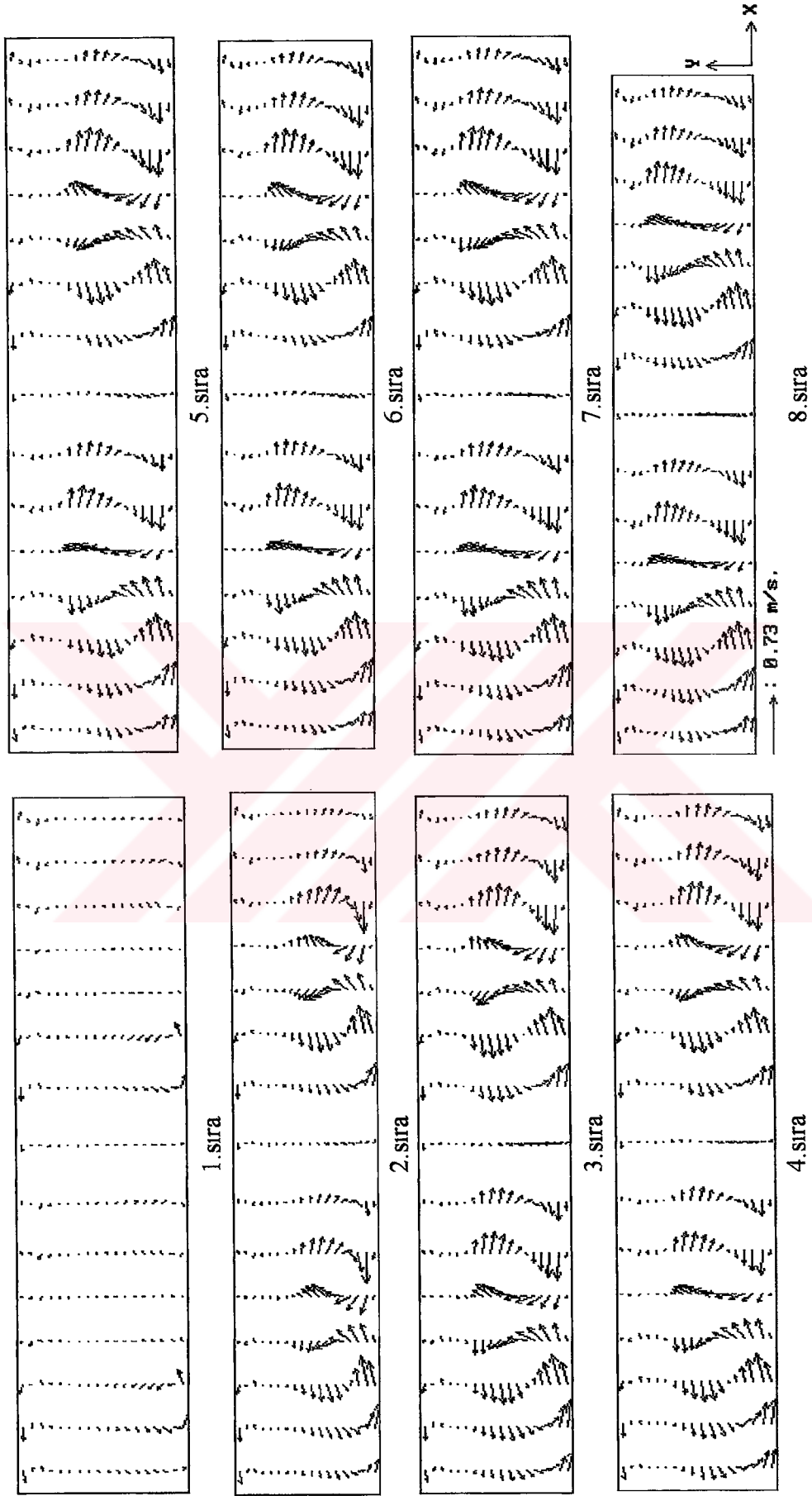
Şekil 5.78. $Re_{Dh}=1459$, $W/H=6$, $Gr_{Dh}^*=3,7 \times 10^7$ x-y için düzlemde sıcaklık kontur grafiği



Şekil 5.79. $Re_{Dh}=1459$, $W/H=8$, $Gr_{Dh}^*=1,3 \times 10^7$ için x-y düzleminde vektörel hız profilleri



Şekil 5.80. $Re_{Dh}=1459$, $W/H=8$, $Gr_{Dh}^*=1,3 \times 10^7$ x-y için düzlemde sıcaklık kontur grafiği



Şekil 5.81. $Re_{Dh}=1459$, $W/H=10$, $Gr_{Dh}^*=6,4 \times 10^6$ için x-y düzleminde vektörel hız profilleri



Şekil 5.82. $Re_{Dh}=1459$, $W/H=10$, $Gr_{Dh}^*=6,4 \times 10^6$ için x-y düzleminde sıcaklık kontur grafiği

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, alt ve üstten ayırık ısı kaynakları ile ısıtılan dikdörtgen kesitli bir kanalda karışık konveksiyonla gerçekleşen ısı transferi deneysel ve sayısal çalışmalar yapılarak incelenmiş ve sonuçlar ortaya konmuştur. Burada sonuçların değerlendirilmesi yapılmış ve ileride yapılacak olan çalışmalara yardımcı olmak amacıyla önerilerde bulunulmuştur.

Yatay bir kanalda laminar akış durumunda, karışık konveksiyonun deneysel incelenmesi için yapılan, alt ve üstten üniform olarak ısıtılan kanaldaki plakaların yüzey sıcaklıkları ölçülmüş, radyasyon kayıpları ve yalıtım kayıpları hesaplanarak ısıtıcı sıra ortalama Nusselt sayıları dağılımları belirlenmiştir.

Değişik W/H değerlerinde yapılan bu çalışmada, W/H azaldıkça, kanal içerisinde doğal konveksiyon etkisinin ısı transferi üzerinde önemli rol oynadığı ve karışık konveksiyonun oluşmasına neden olduğu görülmüştür. Sabit Reynolds sayısında yapılan çalışmalardan elde edilen sonuçlarda, W/H oranı arttıkça, kaldırma kuvveti etkili ikincil akış daha az olmaktadır. Bunun nedeni hidrolik çapın azalmasıyla, belli bir Reynolds sayısı değeri için kanal içindeki hız değeri artmıştır. Yani kanal hidrolik çapı küçüldükçe akış zorlanmış konveksiyon özelliği göstermiştir.

W/H=4 için yapılan çalışmalarda karışık konveksiyonun daha etkili olduğu görülmüştür ($Gr^*/Re^2 \approx 1$). Bu değer altında ki değerlerde doğal konveksiyonun ($Gr^*/Re^2 \gg 1$), üstündeki değerlerde ise zorlanmış konveksiyonun ($Gr^*/Re^2 \ll 1$) daha etkili olduğu belirlenmiştir.

Belli bir Grashof sayısında, Reynolds sayısının artırılması sonucu kaldırma kuvveti etkili ikincil akışın geciktiği yani son sıralara doğru kaydığı görülmüştür.

Bu çalışmada özellikle yüksek Grashof, düşük Reynolds sayılarında, kanalın üst kısmında bulunan elemanların çok daha fazla ısındığı görülmüştür. Bu ise istenmeyen bir durumdur. Özellikle elektronik sistemlerin tasarımında, az ısı yayan

elemanların üst kısma yerleştirilmesi sistem güvenliği ve verimi açısından önemli bir konudur.

Yapılan bu çalışmadan elde edilen sonuçların değerlendirilmesi yapılarak ileride yapılacak çalışmalar için şu öneriler yapılmıştır.

-Kanal içerisine yine ayrık ısı kaynakları yerleştirilerek alt ve üst kısma farklı ısı akıları uygulanarak, ısı transferine etkisi incelenebileceği gibi eğimli şartlarda da çalışmalar gerçekleştirilebilir.

-Farklı akışkanlar kullanılarak Prandtl sayısının ısı transferi artışına etkisi incelenebileceği gibi, değişik geometrik özelliklere sahip elemanlar kullanılarak ısı transferine etkileri incelenebilir.

-Kanal içerisinde farklı geometride ve farklı yerleşim düzenine sahip ısı kaynakları yerleştirilerek ısı transferine olan etkileri incelenebilir.

-Deneysel çalışmalarda akış görüntüleme tekniği kullanılarak, akışın davranışı hakkında gerekli veriler elde edilebilir. Böylece hem akışın yapısı, hemde ikincil akışın başlama noktası fiziksel olarak gözlenebilir ve sayısal sonuçlarla karşılaştırılabilir.

Burada, kanal içerisinde karışık konveksiyonla olan ısı transferini araştırmak üzere deneysel ve sayısal bir çalışma ortaya konmuştur. Yapılan literatür taramasında kanal içerisinde ayrık ısıtıcıların bulunduğu karışık konveksiyon çalışmalarının hemen hemen yok denecek kadar az olduğu görülmüştür. Bu yüzden bu çalışmanın ileride yapılacak olan çalışmalara ışık tutacağı düşünülmektedir.

KAYNAKLAR

1. Dehghan, A. A., Behnia, M., "Combined Natural Convection and Radiation Heat Transfer In a Discretely Heated Open Cavity", *J. of Heat Transfer*, 118: 56-64 (1996)
2. Heindel, T. J., Incropera, F. P., and Ramadhyani, S., "Enhancement of Natural Convection Heat Transfer from an Array of Discrete Heat sources", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 39: 479-490 (1996)
3. Heindel, T. J., Incropera, F. P., and Ramadhyani, S., "Conjugate Natural Convection from an Array of Discrete Heat Sources: Part 2- a Numerical Parametric Study", *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 16: 511-518 (1995)
4. Heindel, T. J., Incropera, F. P., and Ramadhyani, S., "Laminar Natural Convection In a Discretely Heated Cavity: II-Comparisons of Experimental and Theoretical Results", *J. of Heat Transfer*, 117: 910-917 (1995)
5. Heindel, T. J., Ramadhyani, S., and Incropera, F. P., "Laminar Natural Convection In a Discretely Heated Cavity: I-Assessment of Three Dimensional Effects", *J. of Heat Transfer*, 117: 902-909 (1995)
6. Heindel, T. J., Incropera, F. P., and Ramadhyani, S., "Conjugate Natural Convection from an Array of Discrete Heat Sources: Part 1-Two and Three Dimensional Model Validation", *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 16: 501-510 (1995)
7. Yücel, N., Türkoğlu, H., "Natural Convection In an Open Cavity With a Discrete heat Source On a vertical Wall", *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 20(1-2):1-7 (1999)
8. Türkoğlu, H., Yücel, N., "Mixed Convection In Vertical Channels with a Discrete Heat Sources", *Heat Mass Transfer*, 30: 159-166 (1995)
9. Sezai, I., and Mohammad, A. A., "Natural Convection from a Discrete Heat source on the Bottom of a Horizontal Enclosure", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 43: 2257-2266 (2000)
10. Hwang, J. J. "Conjugate Heat Transfer for Developing Flow Over Multiple Discrete Thermal Sources Flush-Mounted on the Wall" *ASME Journal of Heat Transfer*, 120:510-514 (1998)
11. Incropera, F. P., Kerby, J. S., Moffat, D. F., and Ramadhyani, S., "Convection Heat Transfer from Discrete Heat Sources In a Rectangular Channel", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 29: 1051-1058 (1986)

12. Tso, C. P., Xu, G. P., and Tou, K.W., "An Experimental Study on Forced Convection Heat Transfer from Flush-Mounted Discrete Heat Sources", *J. of Heat Transfer*, 121: 326-332 (1999)
13. Tou, S. K. W., Tso, X., Zhang, X., 3-D "Numerical Analysis of Natural Convective Liquid Cooling of a 3x3 Heater array In Rectangular Enclosures", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 42: 3231-3244 (1999)
14. Mingo, C., and Keumnam, C., "Effect of Aspect Ratio of Rectangular Channels on The Heat Transfer and Hydrodynamics of Paraffin Slurry flow", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 44: 55-61 (2001)
15. Gururaja, C., Balaji, C., Venkateshan, S. P., "Conjugate Mixed Convection with Surface radiation from a Vertical Plate with a Discrete Heat Source", *J. of Heat Transfer*, 123: 698-702 (2001)
16. Mahaney, H. V., Incropera, F. P., and Ramadhyani, S., "Comparison of Predicted and Measured Mixed Convection Heat Transfer from an Array of Discrete Heat Sources In Horizontal Rectangular Channel", *J. of Heat Transfer*, 33: 1233-1245 (1990)
17. Fujii, M., Gima, S., Tomimura T., Zhang, X., "Natural Convection to Air from an Array of Vertical Parallel Plates with Discrete and Protruding Heat Sources" *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 17:483-490 (1996)
18. Yücel, C., Hasnaoui, M., Robillard, L., Bilgen, E., "Mixed Convection Heat Transfer in Open Ended Inclined Channels With Discrete Isothermal Heating", *Numerical Heat Transfer*, 24: 109-126 (1993)
19. Adams, V. H., Joshi, Y., and Blackburn, D. L., "Three-Dimensional Study of Combined Conduction, Radiation, and Natural Convection from Discrete Heat Sources in a Horizontal Narrow-Aspect-Ratio Enclosure", *J. of Heat Transfer*, 121: 991-998 (1999)
20. Choi, C. Y., Kim, S. J., "Conjugate mixed convection in a Channel: Modified Five Percent Deviation Rule" *Int. J. Heat Mass Transfer*, 39:1223-1234 (1996)
21. Kennedy, K. J., and Zebib, A., "Combined Free and Forced Convection Between Horizontal Parallel Planes: Some Case Studies", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 26: 471-474 (1983)
22. Papanicolaou, E., Jaluria, Y., "Mixed Convection from Simulated Electronic Components at Varying Relative Positions In a Cavity", *J. of Heat Transfer*, 116: 960-1001 (1994)
23. Incropera, F. P., "Convection Heat Transfer In Electronic Equipment Cooling", *J. of Heat Transfer*, 110: 1097-1111 (1988)

24. Haung, C. C., Lin, T. F., "Buoyancy Induced Flow Transition In Mixed Convective Flow of Air Through a Bottom Heated Horizontal Rectangular Duct" *Int. J. Heat Mass Transfer*, 37:1235-1255 (1994)
25. Polentini, M. S., Ramadhyani, S., Incropera, F. P., "Single Phase Thermosyphon Cooling of an Array of Discrete Heat Sources in Rectangular Cavity", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 36:3983-3996 (1993)
26. Mahaney, H. V., Ramadhyani, S., Incropera, F. P., "Numerical Simulation of Three-Dimensional Mixed Convection Heat Transfer From a Finned Array of Discrete Heat Sources", *Numerical Heat Transfer*, 19: 125-149 (1991)
27. Choi, C. Y., and Ortega, A., "Mixed Convection In an Inclined Channel with a Discrete Heat Source", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 36: 3119-3134 (1993)
28. Ray, S., Srinivasan, J., "Analysis of Conjugate Laminar Mixed Convection Cooling in a Shrouded Array of Electronic Components", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 35:815-822 (1992)
29. Maddox, D. E., Mudavar, I., "Single and Two Phase Convective Heat Transfer from Smooth and Enhanced Microelectronic Heat Sources in a Rectangular Channel", *J. of Heat Transfer*, 111:1045-1052 (1989)
30. Dehghan, A. A., Behnia, M., "Numerical Investigation of Natural Convection In a Vertical Slot with Two Heat Source Elements", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 17: 474-482 (1996)
31. Naito, E., Nagano, Y., "Combined Forced and Free Upward-Flow Convection in the Entrance Region Between Inclined Parallel Plates", *J. of Heat Transfer*, 111:675-682 (1989)
32. Fushinobu, K., Hijikata, K., Kurosaki, Y., "Heat Transfer Regime map for Electronic Devices Cooling", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 39:3139-3145 (1996)
33. McEntire, A. B., and Webb, B. W., "Local Forced Convective Heat Transfer from Protruding and Flush Mounted Two Dimensional Discrete Heat Sources", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 33: 1521-1533 (1990)
34. 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)
35. Garimella, S. V., and Eibeck, P. A., "Heat Transfer Characteristics of an Array of Protruding Elements In Single Phase Forced Convection", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 33: 2659-2669 (1990)

36. Hwang, J.J., and Liou, M. T., "Heat Transfer and Friction in A Low-Aspect-Ratio Rectangular Channel With Staggered Peforated Ribs on Two Opposite Walls", *J. of Heat Transfer*, 117:843-850 (1995)
37. Molki, M., Faghri, M., and Özbay, O., "A Correlation for Heat Transfer and Wake Effect in the Entrance Region of an in-Line Array of Rectangular Blocks Simulating Electronic Components", *Transaction of the ASME*, 117:40-46 (1995)
38. Kim, S. H., Anand, N. K., "Peryodically Fully Developed Flow in Channels With Conducting Blockages", *J. of Thermophysics*, 8:275-281 (1992)
39. Kim, S. H., Anand, N. K., "Laminar Developing Flow and Heat Transfer Between Series of Parallel Plates With Surfaces-Mounted Discrete Heat Sources", *J. of Heat Transfer*, 37:2231-2244 (1994)
40. Lehmann, G. L., and Wirtz, R. A., "The Effect of Variation in Streamwise Spacing and Length on Convection from Surface Mounted Rectangular Components", *Heat Transfer in Electronic Equipment ASME HTD*, 48:39-47 (1985)
41. Sparrow, E. M., Niethammer, J. E., and Chaboki, A., "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Arrays of Rectangular Modules Encountered in Electronic Equipment", *J. Heat and Mass Transfer*, 25:961-973 (1982)
42. Sparrow, E. M., Yanezmoreno, A. A., and Otis, D. R., "Convective Heat Transfer Response High Differences in an Arrays of Block-like Electronic Components", *J. of Heat Transfer*, 27: 469-473 (1984)
43. Patankar, S. V., Liu, Ç. H., and Sparrow, E. M., "Fully Developed Flow and Heat Transfer in Ducts Having Streamwise-Periodic Variations of Cross-Sectional Area", *J. of Heat Transfer*, 99: 180-186 (1977)
44. Tsay, Y. L., "Transient Conjugate Mixed-Convective Heat Transfer in a Vertical Plate Channel With One Wall Heated Discretely", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 35: 391-400 (1999)
45. Leung, C. W., Kang, H. J., "Convective Heat Transfer from Simulated Air-Cooled Printed-Circuit Board Assembly on Horizontal or Vertical Orientation", *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 25: 67-80 (1998)
46. Leung, C. W., Kang, H. J., and Probert, S. D., "Horizontal Simulated Printed-Circuit Board Assembly In Fully-Developed Laminar-Flow Convection", *Applied Energy*, 56: 71-91 (1997)

47. Incropera, F. P., and Schutt J. A., "Numerical Simulation of Laminar Mixed Convection In The Entrance Region of Horizontal Rectangular Ducts", *Numerical Heat Transfer*, 8: 707-729 (1985)
48. Özsunar, A., Başkaya Ş., Sivrioğlu M., "Experimental Investigation of Mixed Convection Heat Transfer in a Horizontal and Inclined Channel" , *Heat and Mass Transfer*, 38: 271-278 (2002)
49. Özsunar, A., Başkaya Ş., Sivrioğlu M., "Numerical Analysis of Grashof Number and Reynolds Number and Inclination effects on Mixed Convection Heat Transfer in Rectangular Channels" , *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 28: 985-994 (2001)
50. Özsunar A., "Yatay ve Eğimli Kanallarda Laminer Akışta Karışık Konveksiyon ile Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi". Doktora Tezi, *G. Ü. M. M. F. Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 73 (1999)
51. Holman, J. P., "Analysis of Experimental Data", Experimental Methods For Engineers 6th ed., *McGraw-Hill, Inc*, New York, 49-56 (1994)
52. Incropera, F. P., De Witt D. P., "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", *John Wiley & Sons*. (1990)
53. Spalding, D. B., "The PHOENICS Beginner's Guide", CHAM, TR/100, (1991)
54. Sivrioğlu M., Başkaya Ş., Özsunar A., "Ayrık Isı Kaynakları ile Isıtılan bir Kanalda Laminer karışık Konveksiyon şartlarında Isı Transferi Analizi", *Gazi Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projesi*, Gazi Üniversitesi, (2002)



EKLER

Ek-1 Radyasyon hesabı

Konu ile ilgili radyasyon hesapları Bölüm 3’de anlatılmıştı. Kanal yüzlerinde her noktada sıcaklık ölçümü yapma imkanı olmadığından, radyasyon hesabı denklem [3.11] ve [3.12] kullanılarak, akışkan ortalama yığın sıcaklığına bağlı olarak, herbir ısıtıcı için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Her ısıtıcı sırası için ise bu değerler toplanmış ve sıra yığın ortalama sıcaklığı kullanılarak radyasyon kayıpları hesaplanmıştır. Denklem [3.11] ve [3.12] basit ve pratik bir şekilde radyasyon kayıplarının hesabında kullanılabilir (11). Bununla beraber bu kayıpları daha doğru bir şekilde de hesaplama mümkündür. Ancak bu taktirde kanal yüzeylerinde çok sayıda noktada sıcaklık ölçümü gerekecektir. Dolayısıyla, bu çalışmada aşağıda hesaplandığı gibi radyasyon kayıplarının verilen ısı enerjisinin ufak bir kısmını teşkil etmesi nedeniyle daha pratik yöntem olan ve bir yongadan etrafını çeviren akışkanın ortalama sıcaklığında kabul edilen duvarlara olan radyasyonla ısı kaybını veren ifadeler alt ve üst kısımda bulunan yonga için denklem [3.11] ve [3.12] kullanılmıştır.

Hassas bir hesap yöntemi McEntire ve Webb’in nümerik çalışmalarında kullanılmıştır (33).

Isıtıcı yüzeyleri difüz gri yüzey, adyabatik duvarlar ise siyah yüzey olarak kabul edilmiştir. Bu kabuller ışığında bir yongadan radyasyon ile ısı kaybı,

$$\dot{q}_{rad(i,j)}^n = \varepsilon \left[E_{b(i,j)} - \sum_{m=1}^N E_{bm} F_{(i,j)-m} \right] \quad [1]$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada, ε plakaların yayıcılık katsayısı, $E_{b(i,j)}$ i dizisinde, j sırasındaki bir yonganın yayıcı gücü, E_{bm} duvarın yayıcı gücü, $F_{(i,j)-m}$ ise bir yongayla gördüğü duvar arasındaki şekil faktörüdür.

Bu eşitlik kullanılarak, aşağıda bir deney için radyasyon kaybı hesabı yapılmıştır. Bu hesaplamalarda, radyasyonun mertebesini görebilmek için bir nevi ortalama yüzey sıcaklığı kullanılmıştır.

Örnek hesaplama

$$E_{b(2,1)} = \sigma T_s^4$$

$$E_{bm} = \sigma T_{d\text{ort}}^4$$

$i=2, j=1, V=12$ volt, $W/H=4$ ve $Re=1700$ için,

$$T_s=52,561^{\circ}\text{C}, T_{d\text{ort}} \cong 37^{\circ}\text{C}, \sigma=5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$$

Burada T_s yonga yüzey sıcaklığı, $T_{d\text{ort}}$ yonganın gördüğü yüzeylerin ($m=1....N$) ortalama yüzey sıcaklığı olup, kanal duvar sıcaklıklarına göre yaklaşık olarak seçilen bir değerdir. Yonganın gördüğü tüm yüzeylerin şekil faktörleri toplamı,

$$\sum_{i=1}^N F_{(i,j)-m} = 1$$

olur.

Buna göre denklem [1] kullanılarak 2. dizi, 1. sıradaki yonga için radyasyon hesabı yapılırsa,

$$\dot{q}_{rad(2,1)}'' = 33,67 \text{ W/m}^2$$

bulunur.

Bir yongaya elektrikle verilen ısı akısı ($q = V^2/RA_h$),

$$\dot{q}'' = 768 \text{ W/m}^2$$

şeklindedir.

Radyasyon kaybı % olarak,

$$\%RAD = (33,67/768) \times 100 = 4,68$$

bulunur. Görüldüğü üzere radyasyon kaybı, verilen ısıya ancak %4,68'i kadardır. Bu çalışmada, yapılan radyasyon hesaplamalarında daha basit yol tercih edilmiş ve radyasyon kayıpları Bölüm3'de anlatıldığı gibi hesaplanmıştır.

Ek-2 Örnek Q1 kütüğü

TALK=T;RUN(1,1);VDU=VGAMOUSE

GROUP 1. Run title and other preliminaries

TEXT(MIXED CONVECTION IN A 3-D CHANNEL)
 REAL(TIN,ROIN,WIN,HEAT,CP,XB1,XH,XB2,ZB1,ZH,ZB2,ZB3)
 REAL(AA,BB,CC,DD,EE,FF,GG,HH,II,JJ,KK,LL,MM,NN,OO,PP,RR,SS,TT,UU)
 CP=1007.0
 TIN=22.0*CP
 WIN=0.431
 HEAT=652.8
 XB1=2.0
 XH=4.0
 XB2=3.0
 ZB1=17.0
 ZH=4.0
 ZB2=3.0
 ZB3=10.0
 AA=XB1+1
 BB=XB1+XH
 CC=ZB1+1
 DD=ZB1+ZH
 EE=XB1+XH+XB2+1
 FF=XB1+XB2+2*XH
 GG=ZB1+ZH+ZB2+1
 HH=ZB1+2*ZH+ZB2
 II=ZB1+2*ZB2+2*ZH+1
 JJ=ZB1+2*ZB2+3*ZH
 KK=ZB1+3*ZB2+3*ZH+1
 LL=ZB1+3*ZB2+4*ZH
 MM=ZB1+4*ZB2+4*ZH+1
 NN=ZB1+4*ZB2+5*ZH
 OO=ZB1+5*ZB2+5*ZH+1
 PP=ZB1+5*ZB2+6*ZH
 RR=ZB1+6*ZB2+6*ZH+1
 SS=ZB1+6*ZB2+7*ZH
 TT=ZB1+7*ZB2+7*ZH+1
 UU=ZB1+7*ZB2+8*ZH

GROUP2. Transience; time step specification**GROUP3. x-direction grid specification**

NREGX=5
 IREGX=1;GRDPWR(X,XB1,0.0125,1.0)
 IREGX=2;GRDPWR(X,XH,0.025,1.0)
 IREGX=3;GRDPWR(X,XB2,0.025,1.0)

IREGX=4;GRDPWR(X,XH,0.025,1.0)
 IREGX=5;GRDPWR(X,XB1,0.0125,1.0)

GROUP 4.y-direction grid specification

GRDPWR(Y,14,0.033,1.0)

GROUP 5.z-direction grid specification

NREGZ=17
 IREGZ=1;GRDPWR(Z,ZB1,0.9,-2.0)
 IREGZ=2;GRDPWR(Z,ZH,0.025,1.0)
 IREGZ=3;GRDPWR(Z,ZB2,0.025,1.0)
 IREGZ=4;GRDPWR(Z,ZH,0.025,1.0)
 IREGZ=5;GRDPWR(Z,ZB2,0.025,1.0)
 IREGZ=6;GRDPWR(Z,ZH,0.025,1.0)
 IREGZ=7;GRDPWR(Z,ZB2,0.025,1.0)
 IREGZ=8;GRDPWR(Z,ZH,0.025,1.0)
 IREGZ=9;GRDPWR(Z,ZB2,0.025,1.0)
 IREGZ=10;GRDPWR(Z,ZH,0.025,1.0)
 IREGZ=11;GRDPWR(Z,ZB2,0.025,1.0)
 IREGZ=12;GRDPWR(Z,ZH,0.025,1.0)
 IREGZ=13;GRDPWR(Z,ZB2,0.025,1.0)
 IREGZ=14;GRDPWR(Z,ZH,0.025,1.0)
 IREGZ=15;GRDPWR(Z,ZB2,0.025,1.0)
 IREGZ=16;GRDPWR(Z,ZH,0.025,1.0)
 IREGZ=17;GRDPWR(Z,ZB3,0.3,2.0)

GROUP 6. Boddy-fitted coordinates or grid distortion

GROUP 7. Variables stored solved & named

SOLVE(P1,U1,V1,W1,H1)
 SOLUTN(P1,Y,Y,Y,N,N,N)
 SOLUTN(H1,Y,Y,N,N,N,N)
 STORE(RHO1,TMP1)

GROUP 8. Terms (in differantial equations) & devices

TERMS(H1,N,Y,Y,N,Y,N)

GROUP 9. Properties of madium (or media)

ENUL=1.68E-5
 PRNDTL(H1)=0.71
 TMP1=GRND2
 TMP1A=0.0

TMP1B=1.0/CP
RHO1=1.2

GROUP 10. Inter-phase-transfer processes and properties

GROUP 11. Initialization of variable or porosity fields

FIINIT(U1)=0.00001
FIINIT(V1)=0.00001
FIINIT(W1)=WIN
FIINIT(RHO1)=RHO1
FIINIT(H1)=TIN

GROUP 12. Convection and diffusion adjustment

GROUP 13. Boundary conditions and special sources

PATCH(BUOYANCY,PHASEM,1,NX,1,NY,1,NZ,1,1)
COVAL(BUOYANCY,V1,FIXFLU,GRND3)
RSG1=(-1.0*TIN/CP)/(TIN/CP+273.0)
RSG2=1.0/(TIN/CP+273.0)
RSG9=9.81

**INLET

PATCH(INLET,LOW,1,NX,1,NY,1,1,1,1)
COVAL(INLET,P1,FXFLU,0.0)
COVAL(INLET,U1,FXVAL,0.0)
COVAL(INLET,V1,FXVAL,0.0)
COVAL(INLET,W1,FXVAL,WIN)
COVAL(INLET,H1,FXVAL,TIN)

**OUTLET

PATCH(OUTLET,HIGH,1,NX,1,NY,NZ,NZ,1,1)
COVAL(OUTLET,P1,FXFLU,-RHO1*WIN)
COVAL(OUTLET,U1,ONLYMS,SAME)
COVAL(OUTLET,V1,ONLYMS,SAME)
COVAL(OUTLET,W1,ONLYMS,SAME)
COVAL(OUTLET,H1,ONLYMS,SAME)

**TOP WALL ADIABATIC

PATCH(ADIBOTT1,NWALL,1,NX,NY,NY,1,ZB1,1,1)
COVAL(ADIBOTT1,U1,1.0,0.0)
COVAL(ADIBOTT1,W1,1.0,0.0)
PATCH(ADIBOTT2,NWALL,1,NX,NY,NY,UU+1,NZ,1,1)
COVAL(ADIBOTT2,U1,1.0,0.0)
COVAL(ADIBOTT2,W1,1.0,0.0)
PATCH(ADIBOTT3,NWALL,1,XB1,NY,NY,ZB1+1,UU,1,1)

COVAL(ADIBOTT3,U1,1.0,0.0)
 COVAL(ADIBOTT3,W1,1.0,0.0)
 PATCH(ADIBOTT4,NWALL,BB+1,EE-1,NY,NY,ZB1+1,UU,1,1)
 COVAL(ADIBOTT4,U1,1.0,0.0)
 COVAL(ADIBOTT4,W1,1.0,0.0)
 PATCH(ADIBOTT5,NWALL,FF+1,NX,NY,NY,ZB1+1,UU,1,1)
 COVAL(ADIBOTT5,U1,1.0,0.0)
 COVAL(ADIBOTT5,W1,1.0,0.0)
 PATCH(ADIBTT6,NWALL,AA,BB,NY,NY,DD+1,GG-1,1,1)
 COVAL(ADIBTT6,U1,1.0,0.0)
 COVAL(ADIBTT6,W1,1.0,0.0)
 PATCH(ADIBTT7,NWALL,AA,BB,NY,NY,HH+1,II-1,1,1)
 COVAL(ADIBTT7,U1,1.0,0.0)
 COVAL(ADIBTT7,W1,1.0,0.0)
 PATCH(ADIBTT8,NWALL,AA,BB,NY,NY,JJ+1,KK-1,1,1)
 COVAL(ADIBTT8,U1,1.0,0.0)
 COVAL(ADIBTT8,W1,1.0,0.0)
 PATCH(ADIBTT9,NWALL,AA,BB,NY,NY,LL+1,MM-1,1,1)
 COVAL(ADIBTT9,U1,1.0,0.0)
 COVAL(ADIBTT9,W1,1.0,0.0)
 PATCH(ADIBTT10,NWALL,AA,BB,NY,NY,NN+1,OO-1,1,1)
 COVAL(ADIBTT10,U1,1.0,0.0)
 COVAL(ADIBTT10,W1,1.0,0.0)
 PATCH(ADIBTT11,NWALL,AA,BB,NY,NY,PP+1,RR-1,1,1)
 COVAL(ADIBTT11,U1,1.0,0.0)
 COVAL(ADIBTT11,W1,1.0,0.0)
 PATCH(ADIBTT12,NWALL,AA,BB,NY,NY,SS+1,TT-1,1,1)
 COVAL(ADIBTT12,U1,1.0,0.0)
 COVAL(ADIBTT12,W1,1.0,0.0)
 PATCH(ADIBTT13,NWALL,EE,FF,NY,NY,DD+1,GG-1,1,1)
 COVAL(ADIBTT13,U1,1.0,0.0)
 COVAL(ADIBTT13,W1,1.0,0.0)
 PATCH(ADIBTT14,NWALL,EE,FF,NY,NY,HH+1,II-1,1,1)
 COVAL(ADIBTT14,U1,1.0,0.0)
 COVAL(ADIBTT14,W1,1.0,0.0)
 PATCH(ADIBTT15,NWALL,EE,FF,NY,NY,JJ+1,KK-1,1,1)
 COVAL(ADIBTT15,U1,1.0,0.0)
 COVAL(ADIBTT15,W1,1.0,0.0)
 PATCH(ADIBTT16,NWALL,EE,FF,NY,NY,LL+1,MM-1,1,1)
 COVAL(ADIBTT16,U1,1.0,0.0)
 COVAL(ADIBTT16,W1,1.0,0.0)
 PATCH(ADIBTT17,NWALL,EE,FF,NY,NY,NN+1,OO-1,1,1)
 COVAL(ADIBTT17,U1,1.0,0.0)
 COVAL(ADIBTT17,W1,1.0,0.0)
 PATCH(ADIBTT18,NWALL,EE,FF,NY,NY,PP+1,RR-1,1,1)
 COVAL(ADIBTT18,U1,1.0,0.0)
 COVAL(ADIBTT18,W1,1.0,0.0)

PATCH(ADIBTT19,NWALL,EE,FF,NY,NY,SS+1,TT-1,1,1)
 COVAL(ADIBTT19,U1,1.0,0.0)
 COVAL(ADIBTT19,W1,1.0,0.0)

*** TOP WALL HEAT SOURCES

PATCH(HEATFL1,NORTH,AA,BB,NY,NY,CC,DD,1,1)
 COVAL(HEATFL1,H1,FIXFLU,HEAT)
 COVAL(HEATFL1,U1,1.0,0.0)
 COVAL(HEATFL1,W1,1.0,0.0)

PATCH(HEATFL2,NORTH,EE,FF,NY,NY,CC,DD,1,1)
 COVAL(HEATFL2,H1,FIXFLU,HEAT)
 COVAL(HEATFL2,U1,1.0,0.0)
 COVAL(HEATFL2,W1,1.0,0.0)

PATCH(HEATFL3,NORTH,AA,BB,NY,NY,GG,HH,1,1)
 COVAL(HEATFL3,H1,FIXFLU,HEAT)
 COVAL(HEATFL3,U1,1.0,0.0)
 COVAL(HEATFL3,W1,1.0,0.0)

PATCH(HEATFL4,NORTH,EE,FF,NY,NY,GG,HH,1,1)
 COVAL(HEATFL4,H1,FIXFLU,HEAT)
 COVAL(HEATFL4,U1,1.0,0.0)
 COVAL(HEATFL4,W1,1.0,0.0)

PATCH(HEATFL5,NORTH,AA,BB,NY,NY,II,JJ,1,1)
 COVAL(HEATFL5,H1,FIXFLU,HEAT)
 COVAL(HEATFL5,U1,1.0,0.0)
 COVAL(HEATFL5,W1,1.0,0.0)

PATCH(HEATFL6,NORTH,EE,FF,NY,NY,II,JJ,1,1)
 COVAL(HEATFL6,H1,FIXFLU,HEAT)
 COVAL(HEATFL6,U1,1.0,0.0)
 COVAL(HEATFL6,W1,1.0,0.0)

PATCH(HEATFL7,NORTH,AA,BB,NY,NY,KK,LL,1,1)
 COVAL(HEATFL7,H1,FIXFLU,HEAT)
 COVAL(HEATFL7,U1,1.0,0.0)
 COVAL(HEATFL7,W1,1.0,0.0)

PATCH(HEATFL8,NORTH,EE,FF,NY,NY,KK,LL,1,1)
 COVAL(HEATFL8,H1,FIXFLU,HEAT)
 COVAL(HEATFL8,U1,1.0,0.0)
 COVAL(HEATFL8,W1,1.0,0.0)

PATCH(HEATFL9,NORTH,AA,BB,NY,NY,MM,NN,1,1)
 COVAL(HEATFL9,H1,FIXFLU,HEAT)

COVAL(HEATFL9,U1,1.0,0.0)
COVAL(HEATFL9,W1,1.0,0.0)

PATCH(HEATFL10,NORTH,EE,FF,NY,NY,MM,NN,1,1)
COVAL(HEATFL10,H1,FIXFLU,HEAT)
COVAL(HEATFL10,U1,1.0,0.0)
COVAL(HEATFL10,W1,1.0,0.0)

PATCH(HEATFL11,NORTH,AA,BB,NY,NY,OO,PP,1,1)
COVAL(HEATFL11,H1,FIXFLU,HEAT)
COVAL(HEATFL11,U1,1.0,0.0)
COVAL(HEATFL11,W1,1.0,0.0)

PATCH(HEATFL12,NORTH,EE,FF,NY,NY,OO,PP,1,1)
COVAL(HEATFL12,H1,FIXFLU,HEAT)
COVAL(HEATFL12,U1,1.0,0.0)
COVAL(HEATFL12,W1,1.0,0.0)

PATCH(HEATFL13,NORTH,AA,BB,NY,NY,RR,SS,1,1)
COVAL(HEATFL13,H1,FIXFLU,HEAT)
COVAL(HEATFL13,U1,1.0,0.0)
COVAL(HEATFL13,W1,1.0,0.0)

PATCH(HEATFL14,NORTH,EE,FF,NY,NY,RR,SS,1,1)
COVAL(HEATFL14,H1,FIXFLU,HEAT)
COVAL(HEATFL14,U1,1.0,0.0)
COVAL(HEATFL14,W1,1.0,0.0)

PATCH(HEATFL15,NORTH,AA,BB,NY,NY,TT,UU,1,1)
COVAL(HEATFL15,H1,FIXFLU,HEAT)
COVAL(HEATFL15,U1,1.0,0.0)
COVAL(HEATFL15,W1,1.0,0.0)

PATCH(HEATFL16,NORTH,EE,FF,NY,NY,TT,UU,1,1)
COVAL(HEATFL16,H1,FIXFLU,HEAT)
COVAL(HEATFL16,U1,1.0,0.0)
COVAL(HEATFL16,W1,1.0,0.0)

****SIDE WALL**

PATCH(SIDE,EWall,NX,NX,1,NY,1,NZ,1,1)
COVAL(SIDE,V1,1.0,0.0)
COVAL(SIDE,W1,1.0,0.0)

****BOTTOM WALL ADIABATIC**

PATCH(ADIBOT1,SWALL,1,NX,1,1,1,ZB1,1,1)
COVAL(ADIBOT1,U1,1.0,0.0)
COVAL(ADIBOT1,W1,1.0,0.0)

```

PATCH(ADIBOT2,SWALL,1,NX,1,1,UU+1,NZ,1,1)
COVAL(ADIBOT2,U1,1.0,0.0)
COVAL(ADIBOT2,W1,1.0,0.0)
PATCH(ADIBOT3,SWALL,1,XB1,1,1,ZB1+1,UU,1,1)
COVAL(ADIBOT3,U1,1.0,0.0)
COVAL(ADIBOT3,W1,1.0,0.0)
PATCH(ADIBOT4,SWALL,BB+1,EE-1,1,1,ZB1+1,UU,1,1)
COVAL(ADIBOT4,U1,1.0,0.0)
COVAL(ADIBOT4,W1,1.0,0.0)
PATCH(ADIBOT5,SWALL,FF+1,NX,1,1,ZB1+1,UU,1,1)
COVAL(ADIBOT5,U1,1.0,0.0)
COVAL(ADIBOT5,W1,1.0,0.0)
PATCH(ADIBOT6,SWALL,AA,BB,1,1,DD+1,GG-1,1,1)
COVAL(ADIBOT6,U1,1.0,0.0)
COVAL(ADIBOT6,W1,1.0,0.0)
PATCH(ADIBOT7,SWALL,AA,BB,1,1,HH+1,II-1,1,1)
COVAL(ADIBOT7,U1,1.0,0.0)
COVAL(ADIBOT7,W1,1.0,0.0)
PATCH(ADIBOT8,SWALL,AA,BB,1,1,JJ+1,KK-1,1,1)
COVAL(ADIBOT8,U1,1.0,0.0)
COVAL(ADIBOT8,W1,1.0,0.0)
PATCH(ADIBOT9,SWALL,AA,BB,1,1,LL+1,MM-1,1,1)
COVAL(ADIBOT9,U1,1.0,0.0)
COVAL(ADIBOT9,W1,1.0,0.0)
PATCH(ADIBOT10,SWALL,AA,BB,1,1,NN+1,OO-1,1,1)
COVAL(ADIBOT10,U1,1.0,0.0)
COVAL(ADIBOT10,W1,1.0,0.0)
PATCH(ADIBOT11,SWALL,AA,BB,1,1,PP+1,RR-1,1,1)
COVAL(ADIBOT11,U1,1.0,0.0)
COVAL(ADIBOT11,W1,1.0,0.0)
PATCH(ADIBOT12,SWALL,AA,BB,1,1,SS+1,TT-1,1,1)
COVAL(ADIBOT12,U1,1.0,0.0)
COVAL(ADIBOT12,W1,1.0,0.0)
PATCH(ADIBOT13,SWALL,EE,FF,1,1,DD+1,GG-1,1,1)
COVAL(ADIBOT13,U1,1.0,0.0)
COVAL(ADIBOT13,W1,1.0,0.0)
PATCH(ADIBOT14,SWALL,EE,FF,1,1,HH+1,II-1,1,1)
COVAL(ADIBOT14,U1,1.0,0.0)
COVAL(ADIBOT14,W1,1.0,0.0)
PATCH(ADIBOT15,SWALL,EE,FF,1,1,JJ+1,KK-1,1,1)
COVAL(ADIBOT15,U1,1.0,0.0)
COVAL(ADIBOT15,W1,1.0,0.0)
PATCH(ADIBOT16,SWALL,EE,FF,1,1,LL+1,MM-1,1,1)
COVAL(ADIBOT16,U1,1.0,0.0)
COVAL(ADIBOT16,W1,1.0,0.0)
PATCH(ADIBOT17,SWALL,EE,FF,1,1,NN+1,OO-1,1,1)
COVAL(ADIBOT17,U1,1.0,0.0)

```

```

COVAL(ADIBOT17,W1,1.0,0.0)
PATCH(ADIBOT18,SWALL,EE,FF,1,1,PP+1,RR-1,1,1)
COVAL(ADIBOT18,U1,1.0,0.0)
COVAL(ADIBOT18,W1,1.0,0.0)
PATCH(ADIBOT19,SWALL,EE,FF,1,1,SS+1,TT-1,1,1)
COVAL(ADIBOT19,U1,1.0,0.0)
COVAL(ADIBOT19,W1,1.0,0.0)

```

****BOTTOM WALL HEAT SOURCES**

```

PATCH(HEATL1,SOUTH,AA,BB,1,1,CC,DD,1,1)
COVAL(HEATL1,H1,FIXFLU,HEAT)
COVAL(HEATL1,U1,1.0,0.0)
COVAL(HEATL1,W1,1.0,0.0)

```

```

PATCH(HEATL2,SOUTH,EE,FF,1,1,CC,DD,1,1)
COVAL(HEATL2,H1,FIXFLU,HEAT)
COVAL(HEATL2,U1,1.0,0.0)
COVAL(HEATL2,W1,1.0,0.0)

```

```

PATCH(HEATL3,SOUTH,AA,BB,1,1,GG,HH,1,1)
COVAL(HEATL3,H1,FIXFLU,HEAT)
COVAL(HEATL3,U1,1.0,0.0)
COVAL(HEATL3,W1,1.0,0.0)

```

```

PATCH(HEATL4,SOUTH,EE,FF,1,1,GG,HH,1,1)
COVAL(HEATL4,H1,FIXFLU,HEAT)
COVAL(HEATL4,U1,1.0,0.0)
COVAL(HEATL4,W1,1.0,0.0)

```

```

PATCH(HEATL5,SOUTH,AA,BB,1,1,II,JJ,1,1)
COVAL(HEATL5,H1,FIXFLU,HEAT)
COVAL(HEATL5,U1,1.0,0.0)
COVAL(HEATL5,W1,1.0,0.0)

```

```

PATCH(HEATL6,SOUTH,EE,FF,1,1,II,JJ,1,1)
COVAL(HEATL6,H1,FIXFLU,HEAT)
COVAL(HEATL6,U1,1.0,0.0)
COVAL(HEATL6,W1,1.0,0.0)

```

```

PATCH(HEATL7,SOUTH,AA,BB,1,1,KK,LL,1,1)
COVAL(HEATL7,H1,FIXFLU,HEAT)
COVAL(HEATL7,U1,1.0,0.0)
COVAL(HEATL7,W1,1.0,0.0)

```

```

PATCH(HEATL8,SOUTH,EE,FF,1,1,KK,LL,1,1)
COVAL(HEATL8,H1,FIXFLU,HEAT)
COVAL(HEATL8,U1,1.0,0.0)

```

COVAL(HEATL8,W1,1.0,0.0)

PATCH(HEATL9,SOUTH,AA,BB,1,1,MM,NN,1,1)

COVAL(HEATL9,H1,FIXFLU,HEAT)

COVAL(HEATL9,U1,1.0,0.0)

COVAL(HEATL9,W1,1.0,0.0)

PATCH(HEATL10,SOUTH,EE,FF,1,1,MM,NN,1,1)

COVAL(HEATL10,H1,FIXFLU,HEAT)

COVAL(HEATL10,U1,1.0,0.0)

COVAL(HEATL10,W1,1.0,0.0)

PATCH(HEATL11,SOUTH,AA,BB,1,1,OO,PP,1,1)

COVAL(HEATL11,H1,FIXFLU,HEAT)

COVAL(HEATL11,U1,1.0,0.0)

COVAL(HEATL11,W1,1.0,0.0)

PATCH(HEATL12,SOUTH,EE,FF,1,1,OO,PP,1,1)

COVAL(HEATL12,H1,FIXFLU,HEAT)

COVAL(HEATL12,U1,1.0,0.0)

COVAL(HEATL12,W1,1.0,0.0)

PATCH(HEATL13,SOUTH,AA,BB,1,1,RR,SS,1,1)

COVAL(HEATL13,H1,FIXFLU,HEAT)

COVAL(HEATL13,U1,1.0,0.0)

COVAL(HEATL13,W1,1.0,0.0)

PATCH(HEATL14,SOUTH,EE,FF,1,1,RR,SS,1,1)

COVAL(HEATL14,H1,FIXFLU,HEAT)

COVAL(HEATL14,U1,1.0,0.0)

COVAL(HEATL14,W1,1.0,0.0)

PATCH(HEATL15,SOUTH,AA,BB,1,1,TT,UU,1,1)

COVAL(HEATL15,H1,FIXFLU,HEAT)

COVAL(HEATL15,U1,1.0,0.0)

COVAL(HEATL15,W1,1.0,0.0)

PATCH(HEATL16,SOUTH,EE,FF,1,1,TT,UU,1,1)

COVAL(HEATL16,H1,FIXFLU,HEAT)

COVAL(HEATL16,U1,1.0,0.0)

COVAL(HEATL16,W1,1.0,0.0)

GROUP 14. Downstream pressure for PARAB=.TRUE.

GROUP 15. Termination of sweeps

RESTRT(ALL)
FSWEEP=1
LSWEEP=100

GROUP 16. Termination of iterations

GROUP 17. Under-relaxion devices

RELAX(P1,LINRLX,0.3)
RELAX(U1,FALSDT,0.1)
RELAX(V1,FALSDT,0.1)
RELAX(W1,FALSDT,0.1)
RELAX(H1,FALSDT,0.1)

GROUP 18. Limits on variables or increments to them

GROUP 19. Data communicated by satellite to GROUND

GROUP 20. Preliminary print-out

GROUP 21. Printout of variables

GROUP 22. Spot-value print-out

IXMON=NX/2
IYMON=NY/2
IZMON=NZ/2

GROUP 23 Field print-out and plot control

I PROF=2
NXPRIN=5
NYPRIN=5
NZPRIN=5

GROUP 24. Dumps for restart

STOP

Ek-3 Örnek RESULT kütüğü

```

*****

-----
      CCCC HHH      PHOENICS - EARTH
      CCCCCC      HHH      (C) Copyright 1995
      CCCCCC see HH      Concentration Heat and Momentum Ltd
      CCCCCC POLIS HH      All rights reserved.
      CCCCCC for HH      CHAM Ltd, Bakery House, 40 High St
      CCCCCC new HH      Wimbledon, London, SW19 5AU
      CCCCC features H      Tel: 0181-947-7651
      CCCCCC      HH      Facsimile: 0181-879-3497
      CCCC HHH      E-mail: phoenixes@cham.demon.co.uk
-----

*****

***----- STORAGE INFORMATION -----***
F DIMENSION = 10000000 EST MIN DIMENSION = 76565
OCCUPIED = 495095

DEP VARBLs = 117600 OLD VARBLs = 0
3D COEFFS = 252000 3D DVDPS = 50400
*****
Group 1. Run Title and Number
*****
*****
TEXT(MIXED CONVECTION IN LINE CHIP 4x8, 25MM )

*****
*****

IRUNN = 1 ;LIBREF = 0
*****
Group 2. Transience
STEADY = T
*****
Group 3. X-Direction Grid Spacing
CARTES = T
NX = 15
XULAST = 1.000E-01
XFRAC ( 1) = 6.250E-02 ;XFRAC ( 2) = 1.250E-01
XFRAC ( 3) = 1.875E-01 ;XFRAC ( 4) = 2.500E-01
XFRAC ( 5) = 3.125E-01 ;XFRAC ( 6) = 3.750E-01
XFRAC ( 7) = 4.583E-01 ;XFRAC ( 8) = 5.417E-01
XFRAC ( 9) = 6.250E-01 ;XFRAC (10) = 6.875E-01
XFRAC (11) = 7.500E-01 ;XFRAC (12) = 8.125E-01
XFRAC (13) = 8.750E-01 ;XFRAC (14) = 9.375E-01
XFRAC (15) = 1.000E+00
*****
Group 4. Y-Direction Grid Spacing
NY = 14
YVLAST = 3.300E-02
YFRAC ( 1) = 2.700E-02 ;YFRAC ( 2) = 7.636E-02

```

```

YFRAC ( 3) = 1.403E-01 ;YFRAC ( 4) = 2.160E-01
YFRAC ( 5) = 3.018E-01 ;YFRAC ( 6) = 3.968E-01
YFRAC ( 7) = 5.000E-01 ;YFRAC ( 8) = 6.032E-01
YFRAC ( 9) = 6.982E-01 ;YFRAC (10) = 7.840E-01
YFRAC (11) = 8.597E-01 ;YFRAC (12) = 9.236E-01
YFRAC (13) = 9.730E-01 ;YFRAC (14) = 1.000E+00
*****
  Group 5. Z-Direction Grid Spacing
PARAB   =      F
NZ       =      80
ZWLAST  = 1.175E+00
ZFRAC ( 1) = 4.859E-02 ;ZFRAC ( 2) = 9.424E-02
ZFRAC ( 3) = 1.369E-01 ;ZFRAC ( 4) = 1.767E-01
ZFRAC ( 5) = 2.135E-01 ;ZFRAC ( 6) = 2.474E-01
ZFRAC ( 7) = 2.783E-01 ;ZFRAC ( 8) = 3.063E-01
ZFRAC ( 9) = 3.313E-01 ;ZFRAC (10) = 3.534E-01
ZFRAC (11) = 3.725E-01 ;ZFRAC (12) = 3.887E-01
ZFRAC (13) = 4.020E-01 ;ZFRAC (14) = 4.123E-01
ZFRAC (15) = 4.196E-01 ;ZFRAC (16) = 4.241E-01
ZFRAC (17) = 4.255E-01 ;ZFRAC (18) = 4.309E-01
ZFRAC (19) = 4.362E-01 ;ZFRAC (20) = 4.415E-01
ZFRAC (21) = 4.468E-01 ;ZFRAC (22) = 4.539E-01
ZFRAC (23) = 4.610E-01 ;ZFRAC (24) = 4.681E-01
ZFRAC (25) = 4.734E-01 ;ZFRAC (26) = 4.787E-01
ZFRAC (27) = 4.840E-01 ;ZFRAC (28) = 4.894E-01
ZFRAC (29) = 4.965E-01 ;ZFRAC (30) = 5.035E-01
ZFRAC (31) = 5.106E-01 ;ZFRAC (32) = 5.160E-01
ZFRAC (33) = 5.213E-01 ;ZFRAC (34) = 5.266E-01
ZFRAC (35) = 5.319E-01 ;ZFRAC (36) = 5.390E-01
ZFRAC (37) = 5.461E-01 ;ZFRAC (38) = 5.532E-01
ZFRAC (39) = 5.585E-01 ;ZFRAC (40) = 5.638E-01
ZFRAC (41) = 5.691E-01 ;ZFRAC (42) = 5.745E-01
ZFRAC (43) = 5.816E-01 ;ZFRAC (44) = 5.887E-01
ZFRAC (45) = 5.957E-01 ;ZFRAC (46) = 6.011E-01
ZFRAC (47) = 6.064E-01 ;ZFRAC (48) = 6.117E-01
ZFRAC (49) = 6.170E-01 ;ZFRAC (50) = 6.241E-01
ZFRAC (51) = 6.312E-01 ;ZFRAC (52) = 6.383E-01
ZFRAC (53) = 6.436E-01 ;ZFRAC (54) = 6.489E-01
ZFRAC (55) = 6.543E-01 ;ZFRAC (56) = 6.596E-01
ZFRAC (57) = 6.667E-01 ;ZFRAC (58) = 6.738E-01
ZFRAC (59) = 6.809E-01 ;ZFRAC (60) = 6.862E-01
ZFRAC (61) = 6.915E-01 ;ZFRAC (62) = 6.968E-01
ZFRAC (63) = 7.021E-01 ;ZFRAC (64) = 7.092E-01
ZFRAC (65) = 7.163E-01 ;ZFRAC (66) = 7.234E-01
ZFRAC (67) = 7.287E-01 ;ZFRAC (68) = 7.340E-01
ZFRAC (69) = 7.394E-01 ;ZFRAC (70) = 7.447E-01
ZFRAC (71) = 7.472E-01 ;ZFRAC (72) = 7.549E-01
ZFRAC (73) = 7.677E-01 ;ZFRAC (74) = 7.855E-01
ZFRAC (75) = 8.085E-01 ;ZFRAC (76) = 8.366E-01
ZFRAC (77) = 8.698E-01 ;ZFRAC (78) = 9.081E-01
ZFRAC (79) = 9.515E-01 ;ZFRAC (80) = 1.000E+00
*****
  Group 6. Body-Fitted Coordinates
*****
  Group 7. Variables: STOREd,SOLVED,NAMED
ONEPHS  =      T
NAME( 1) =P1      ;NAME( 3) =U1
NAME( 5) =V1      ;NAME( 7) =W1

```

```

NAME(14) =H1 ;NAME(49) =TMP1
NAME(50) =RHO1
SOLUTN(P1 ,Y,Y,Y,N,N,N)
SOLUTN(U1 ,Y,Y,N,N,N,N)
SOLUTN(V1 ,Y,Y,N,N,N,N)
SOLUTN(W1 ,Y,Y,N,N,N,N)
SOLUTN(H1 ,Y,Y,N,N,N,N)
SOLUTN(TMP1,Y,N,N,N,N,N)
SOLUTN(RHO1,Y,N,N,N,N,N)
DEN1 = 50
TEMP1 = 49
*****

Group 8. Terms & Devices
TERMS (P1 ,Y,Y,Y,N,Y,N)
TERMS (U1 ,Y,Y,Y,N,Y,N)
TERMS (V1 ,Y,Y,Y,N,Y,N)
TERMS (W1 ,Y,Y,Y,N,Y,N)
TERMS (H1 ,N,Y,Y,N,Y,N)
DIFCUT = 5.000E-01 ;ZDIFAC = 1.000E+00
GALA = F ;ADDDIF = F ;BLOCKZ = T
ISOLX = -1 ;ISOLY = -1 ;ISOLZ = -1
*****

Group 9. Properties
RHO1 = 1.200E+00 ;TMP1 = GRND2 ;EL1 = 0.000E+00
TMP1A = 0.000E+00 ;TMP1B = 9.930E-04 ;TMP1C = 0.000E+00
TEMPO = 0.000E+00
ENUL = 1.680E-05 ;ENUT = 0.000E+00
PRNDTL(U1 ) = 1.000E+00 ;PRNDTL(V1 ) = 1.000E+00
PRNDTL(W1 ) = 1.000E+00 ;PRNDTL(H1 ) = 7.100E-01
PRT (U1 ) = 1.000E+00 ;PRT (V1 ) = 1.000E+00
PRT (W1 ) = 1.000E+00 ;PRT (H1 ) = 1.000E+00
*****

Group 10. Inter-Phase Transfer Processes
*****

Group 11. Initialise Var/Porosity Fields
FIINIT(P1 ) = READFI ;FIINIT(U1 ) = READFI
FIINIT(V1 ) = READFI ;FIINIT(W1 ) = READFI
FIINIT(H1 ) = READFI ;FIINIT(TMP1) = READFI
FIINIT(RHO1) = READFI
No PATCHes yet used for this Group
INIADD = T
NAMFI =CHAM
*****

Group 13. Boundary & Special Sources

PATCH(BUOYANCY,PHASEM, 1, 15, 1, 14, 1, 80, 1, 1)
COVAL(BUOYANCY,V1 , FIXFLU , GRND3 )

PATCH(INLET ,LOW , 1, 15, 1, 14, 1, 1, 1, 1)
COVAL(INLET ,P1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(INLET ,U1 , FIXVAL , 0.000E+00)
COVAL(INLET ,V1 , FIXVAL , 0.000E+00)
COVAL(INLET ,W1 , FIXVAL , 3.870E-01)
COVAL(INLET ,H1 , FIXVAL , 2.518E+04)

PATCH(OUTLET ,HIGH , 1, 15, 1, 14, 80, 80, 1, 1)
COVAL(OUTLET ,P1 , FIXFLU , -4.644E-01)
COVAL(OUTLET ,U1 , 0.000E+00, SAME )

```

```

COVAL(OUTLET ,V1 , 0.000E+00, SAME )
COVAL(OUTLET ,W1 , 0.000E+00, SAME )
COVAL(OUTLET ,H1 , 0.000E+00, SAME )

PATCH(ADIBOTT1,NWALL , 1, 15, 14, 14, 1, 17, 1, 1)
COVAL(ADIBOTT1,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBOTT1,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBOTT2,NWALL , 1, 15, 14, 14, 71, 80, 1, 1)
COVAL(ADIBOTT2,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBOTT2,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBOTT3,NWALL , 1, 2, 14, 14, 18, 70, 1, 1)
COVAL(ADIBOTT3,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBOTT3,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBOTT4,NWALL , 7, 9, 14, 14, 18, 70, 1, 1)
COVAL(ADIBOTT4,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBOTT4,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBOTT5,NWALL , 14, 15, 14, 14, 18, 70, 1, 1)
COVAL(ADIBOTT5,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBOTT5,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBTT6 ,NWALL , 3, 6, 14, 14, 22, 24, 1, 1)
COVAL(ADIBTT6 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBTT6 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBTT7 ,NWALL , 3, 6, 14, 14, 29, 31, 1, 1)
COVAL(ADIBTT7 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBTT7 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBTT8 ,NWALL , 3, 6, 14, 14, 36, 38, 1, 1)
COVAL(ADIBTT8 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBTT8 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBTT9 ,NWALL , 3, 6, 14, 14, 43, 45, 1, 1)
COVAL(ADIBTT9 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBTT9 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBTT10,NWALL , 3, 6, 14, 14, 50, 52, 1, 1)
COVAL(ADIBTT10,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBTT10,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBTT11,NWALL , 3, 6, 14, 14, 57, 59, 1, 1)
COVAL(ADIBTT11,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBTT11,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBTT12,NWALL , 3, 6, 14, 14, 64, 66, 1, 1)
COVAL(ADIBTT12,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBTT12,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBTT13,NWALL , 10, 13, 14, 14, 22, 24, 1, 1)
COVAL(ADIBTT13,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBTT13,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBTT14,NWALL , 10, 13, 14, 14, 29, 31, 1, 1)
COVAL(ADIBTT14,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

```

```

COVAL(ADIBTT14,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBTT15,NWALL , 10, 13, 14, 14, 36, 38, 1, 1)
COVAL(ADIBTT15,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBTT15,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBTT16,NWALL , 10, 13, 14, 14, 43, 45, 1, 1)
COVAL(ADIBTT16,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBTT16,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBTT17,NWALL , 10, 13, 14, 14, 50, 52, 1, 1)
COVAL(ADIBTT17,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBTT17,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBTT18,NWALL , 10, 13, 14, 14, 57, 59, 1, 1)
COVAL(ADIBTT18,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBTT18,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBTT19,NWALL , 10, 13, 14, 14, 64, 66, 1, 1)
COVAL(ADIBTT19,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBTT19,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(HEATFL1 ,NORTH , 3, 6, 14, 14, 18, 21, 1, 1)
COVAL(HEATFL1 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATFL1 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATFL1 ,H1 , FIXFLU , 6.528E+02)

PATCH(HEATFL2 ,NORTH , 10, 13, 14, 14, 18, 21, 1, 1)
COVAL(HEATFL2 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATFL2 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATFL2 ,H1 , FIXFLU , 6.528E+02)

PATCH(HEATFL3 ,NORTH , 3, 6, 14, 14, 25, 28, 1, 1)
COVAL(HEATFL3 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATFL3 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATFL3 ,H1 , FIXFLU , 6.528E+02)

PATCH(HEATFL4 ,NORTH , 10, 13, 14, 14, 25, 28, 1, 1)
COVAL(HEATFL4 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATFL4 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATFL4 ,H1 , FIXFLU , 6.528E+02)

PATCH(HEATFL5 ,NORTH , 3, 6, 14, 14, 32, 35, 1, 1)
COVAL(HEATFL5 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATFL5 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATFL5 ,H1 , FIXFLU , 6.528E+02)

PATCH(HEATFL6 ,NORTH , 10, 13, 14, 14, 32, 35, 1, 1)
COVAL(HEATFL6 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATFL6 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATFL6 ,H1 , FIXFLU , 6.528E+02)

PATCH(HEATFL7 ,NORTH , 3, 6, 14, 14, 39, 42, 1, 1)
COVAL(HEATFL7 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATFL7 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATFL7 ,H1 , FIXFLU , 6.528E+02)

PATCH(HEATFL8 ,NORTH , 10, 13, 14, 14, 39, 42, 1, 1)

```

```

COVAL(HEATFL8 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATFL8 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATFL8 ,H1 , FIXFLU , 6.528E+02)

PATCH(HEATFL9 ,NORTH , 3, 6, 14, 14, 46, 49, 1, 1)
COVAL(HEATFL9 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATFL9 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATFL9 ,H1 , FIXFLU , 6.528E+02)

PATCH(HEATFL10,NORTH , 10, 13, 14, 14, 46, 49, 1, 1)
COVAL(HEATFL10,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATFL10,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATFL10,H1 , FIXFLU , 6.528E+02)

PATCH(HEATFL11,NORTH , 3, 6, 14, 14, 53, 56, 1, 1)
COVAL(HEATFL11,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATFL11,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATFL11,H1 , FIXFLU , 6.528E+02)

PATCH(HEATFL12,NORTH , 10, 13, 14, 14, 53, 56, 1, 1)
COVAL(HEATFL12,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATFL12,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATFL12,H1 , FIXFLU , 6.528E+02)

PATCH(HEATFL13,NORTH , 3, 6, 14, 14, 60, 63, 1, 1)
COVAL(HEATFL13,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATFL13,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATFL13,H1 , FIXFLU , 6.528E+02)

PATCH(HEATFL14,NORTH , 10, 13, 14, 14, 60, 63, 1, 1)
COVAL(HEATFL14,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATFL14,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATFL14,H1 , FIXFLU , 6.528E+02)

PATCH(HEATFL15,NORTH , 3, 6, 14, 14, 67, 70, 1, 1)
COVAL(HEATFL15,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATFL15,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATFL15,H1 , FIXFLU , 6.528E+02)

PATCH(HEATFL16,NORTH , 10, 13, 14, 14, 67, 70, 1, 1)
COVAL(HEATFL16,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATFL16,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATFL16,H1 , FIXFLU , 6.528E+02)

PATCH(SIDE ,EWALL , 15, 15, 1, 14, 1, 80, 1, 1)
COVAL(SIDE ,V1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(SIDE ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBOT1 ,SWALL , 1, 15, 1, 1, 1, 17, 1, 1)
COVAL(ADIBOT1 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBOT1 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBOT2 ,SWALL , 1, 15, 1, 1, 71, 80, 1, 1)
COVAL(ADIBOT2 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBOT2 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBOT3 ,SWALL , 1, 2, 1, 1, 18, 70, 1, 1)
COVAL(ADIBOT3 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

```

```

COVAL(ADIBOT3 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBOT4 ,SWALL , 7, 9, 1, 1, 18, 70, 1, 1)
COVAL(ADIBOT4 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBOT4 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBOT5 ,SWALL , 14, 15, 1, 1, 18, 70, 1, 1)
COVAL(ADIBOT5 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBOT5 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBOT6 ,SWALL , 3, 6, 1, 1, 22, 24, 1, 1)
COVAL(ADIBOT6 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBOT6 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBOT7 ,SWALL , 3, 6, 1, 1, 29, 31, 1, 1)
COVAL(ADIBOT7 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBOT7 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBOT8 ,SWALL , 3, 6, 1, 1, 36, 38, 1, 1)
COVAL(ADIBOT8 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBOT8 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBOT9 ,SWALL , 3, 6, 1, 1, 43, 45, 1, 1)
COVAL(ADIBOT9 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBOT9 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBOT10,SWALL , 3, 6, 1, 1, 50, 52, 1, 1)
COVAL(ADIBOT10,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBOT10,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBOT11,SWALL , 3, 6, 1, 1, 57, 59, 1, 1)
COVAL(ADIBOT11,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBOT11,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBOT12,SWALL , 3, 6, 1, 1, 64, 66, 1, 1)
COVAL(ADIBOT12,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBOT12,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBOT13,SWALL , 10, 13, 1, 1, 22, 24, 1, 1)
COVAL(ADIBOT13,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBOT13,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBOT14,SWALL , 10, 13, 1, 1, 29, 31, 1, 1)
COVAL(ADIBOT14,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBOT14,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBOT15,SWALL , 10, 13, 1, 1, 36, 38, 1, 1)
COVAL(ADIBOT15,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBOT15,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBOT16,SWALL , 10, 13, 1, 1, 43, 45, 1, 1)
COVAL(ADIBOT16,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBOT16,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBOT17,SWALL , 10, 13, 1, 1, 50, 52, 1, 1)
COVAL(ADIBOT17,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBOT17,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

```

```

PATCH(ADIBOT18,SWALL , 10, 13, 1, 1, 57, 59, 1, 1)
COVAL(ADIBOT18,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBOT18,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(ADIBOT19,SWALL , 10, 13, 1, 1, 64, 66, 1, 1)
COVAL(ADIBOT19,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(ADIBOT19,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(HEATL1 ,SOUTH , 3, 6, 1, 1, 18, 21, 1, 1)
COVAL(HEATL1 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATL1 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATL1 ,H1 , FIXFLU , 6.528E+02)

PATCH(HEATL2 ,SOUTH , 10, 13, 1, 1, 18, 21, 1, 1)
COVAL(HEATL2 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATL2 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATL2 ,H1 , FIXFLU , 6.528E+02)

PATCH(HEATL3 ,SOUTH , 3, 6, 1, 1, 25, 28, 1, 1)
COVAL(HEATL3 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATL3 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATL3 ,H1 , FIXFLU , 6.528E+02)

PATCH(HEATL4 ,SOUTH , 10, 13, 1, 1, 25, 28, 1, 1)
COVAL(HEATL4 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATL4 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATL4 ,H1 , FIXFLU , 6.528E+02)

PATCH(HEATL5 ,SOUTH , 3, 6, 1, 1, 32, 35, 1, 1)
COVAL(HEATL5 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATL5 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATL5 ,H1 , FIXFLU , 6.528E+02)

PATCH(HEATL6 ,SOUTH , 10, 13, 1, 1, 32, 35, 1, 1)
COVAL(HEATL6 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATL6 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATL6 ,H1 , FIXFLU , 6.528E+02)

PATCH(HEATL7 ,SOUTH , 3, 6, 1, 1, 39, 42, 1, 1)
COVAL(HEATL7 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATL7 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATL7 ,H1 , FIXFLU , 6.528E+02)

PATCH(HEATL8 ,SOUTH , 10, 13, 1, 1, 39, 42, 1, 1)
COVAL(HEATL8 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATL8 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATL8 ,H1 , FIXFLU , 6.528E+02)

PATCH(HEATL9 ,SOUTH , 3, 6, 1, 1, 46, 49, 1, 1)
COVAL(HEATL9 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATL9 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATL9 ,H1 , FIXFLU , 6.528E+02)

PATCH(HEATL10 ,SOUTH , 10, 13, 1, 1, 46, 49, 1, 1)
COVAL(HEATL10 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATL10 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATL10 ,H1 , FIXFLU , 6.528E+02)

```

```

PATCH(HEATL11 ,SOUTH , 3, 6, 1, 1, 53, 56, 1, 1)
COVAL(HEATL11 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATL11 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATL11 ,H1 , FIXFLU , 6.528E+02)

PATCH(HEATL12 ,SOUTH , 10, 13, 1, 1, 53, 56, 1, 1)
COVAL(HEATL12 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATL12 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATL12 ,H1 , FIXFLU , 6.528E+02)

PATCH(HEATL13 ,SOUTH , 3, 6, 1, 1, 60, 63, 1, 1)
COVAL(HEATL13 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATL13 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATL13 ,H1 , FIXFLU , 6.528E+02)

PATCH(HEATL14 ,SOUTH , 10, 13, 1, 1, 60, 63, 1, 1)
COVAL(HEATL14 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATL14 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATL14 ,H1 , FIXFLU , 6.528E+02)

PATCH(HEATL15 ,SOUTH , 3, 6, 1, 1, 67, 70, 1, 1)
COVAL(HEATL15 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATL15 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATL15 ,H1 , FIXFLU , 6.528E+02)

PATCH(HEATL16 ,SOUTH , 10, 13, 1, 1, 67, 70, 1, 1)
COVAL(HEATL16 ,U1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATL16 ,W1 , 1.000E+00, 0.000E+00)
COVAL(HEATL16 ,H1 , FIXFLU , 6.528E+02)
XCycle = F
*****
Group 14. Downstream Pressure For PARAB
*****
Group 15. Terminate Sweeps
LSWEEP = 100 ;ISWC1 = 1
LITHYD = 1 ;LITFLX = 1 ;LITC = 1 ;ITHC1 = 1
RESREF(P1 ) = 1.000E-08 ;RESREF(U1 ) = 1.000E-08
RESREF(V1 ) = 1.000E-08 ;RESREF(W1 ) = 1.000E-08
RESREF(H1 ) = 1.000E-08
*****
Group 16. Terminate Iterations
LITER (P1 ) = 20 ;LITER (U1 ) = 1
LITER (V1 ) = 1 ;LITER (W1 ) = 1
LITER (H1 ) = 20
ENDIT (P1 ) = 1.000E-08 ;ENDIT (U1 ) = 1.000E-08
ENDIT (V1 ) = 1.000E-08 ;ENDIT (W1 ) = 1.000E-08
ENDIT (H1 ) = 1.000E-08
*****
Group 17. Relaxation
RELAX(P1 ,LINRLX, 3.000E-01)
RELAX(U1 ,FALSDT, 1.000E-03)
RELAX(V1 ,FALSDT, 1.000E-03)
RELAX(W1 ,FALSDT, 1.000E-03)
RELAX(H1 ,FALSDT, 5.000E-02)
RELAX(TMP1,LINRLX, 1.000E+00)
RELAX(RHO1,LINRLX, 1.000E+00)
OVRRLX = 0.000E+00
*****

```

```

Group 18. Limits
VARMAX(P1 ) = 1.000E+10 ;VARMIN(P1 ) =-1.000E+10
VARMAX(U1 ) = 1.000E+10 ;VARMIN(U1 ) =-1.000E+10
VARMAX(V1 ) = 1.000E+10 ;VARMIN(V1 ) =-1.000E+10
VARMAX(W1 ) = 1.000E+10 ;VARMIN(W1 ) =-1.000E+10
VARMAX(H1 ) = 1.000E+10 ;VARMIN(H1 ) =-1.000E+10
VARMAX(TMP1) = 1.000E+10 ;VARMIN(TMP1) =-1.000E+10
VARMAX(RHO1) = 1.000E+10 ;VARMIN(RHO1) =-1.000E+10
*****

Group 19. EARTH Calls To GROUND Station
USEGRD = T ;USEGRX = T
NAMGRD =NONE
RSG1 =-8.389E-02
RSG2 = 3.356E-03
RSG9 = 9.810E+00
*****

Group 20. Preliminary Printout
ECHO = T
*****

Group 21. Print-out of Variables
INIFLD = F ;SUBWGR = F
OUTPUT(P1 ,Y,N,N,Y,Y,Y)
OUTPUT(U1 ,Y,N,N,Y,Y,Y)
OUTPUT(V1 ,Y,N,N,Y,Y,Y)
OUTPUT(W1 ,Y,N,N,Y,Y,Y)
OUTPUT(H1 ,Y,N,N,Y,Y,Y)
OUTPUT(TMP1,Y,N,N,N,N,N)
OUTPUT(RHO1,Y,N,N,N,N,N)
*****

Group 22. Monitor Print-Out
IXMON = 7 ;IYMON = 7 ;IZMON = 40
NPRMON = 10000 ;NPRMNT = 10000 ;TSTSWP = 1
UWATCH = T ;USTEER = T
HIGHLO = F
*****

Group 23. Field Print-Out & Plot Control
NPRINT = 10000 ;NUMCLS = 5
NXPRIN = 5 ;IXPRF = 1 ;IXPRL = 15
NYPRIN = 5 ;IYPRF = 1 ;IYPRL = 14
NZPRIN = 5 ;IZPRF = 1 ;IZPRL = 10000
XZPR = F ;YZPR = F
IPLTF = 1 ;IPLTL = 100 ;NPLT = 5
ITABL = 3 ;IPROF = 2
ABSIZ = 5.000E-01 ;ORSIZ = 4.000E-01
NTZPRF = 1 ;NCOLPF = 50
ICHR = 2 ;NCOLCO = 45 ;NROWCO = 20

PATCH(CHIP171 ,PROFIL, 3, 6, 14, 14, 18, 18, 1, 1)
PLOT(CHIP171 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP172 ,PROFIL, 3, 6, 14, 14, 19, 19, 1, 1)
PLOT(CHIP172 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP173 ,PROFIL, 3, 6, 14, 14, 20, 20, 1, 1)
PLOT(CHIP173 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP174 ,PROFIL, 3, 6, 14, 14, 21, 21, 1, 1)
PLOT(CHIP174 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

```

```

PATCH(CHIP181 ,PROFIL, 10, 13, 14, 14, 18, 18, 1, 1)
PLOT(CHIP181 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP182 ,PROFIL, 10, 13, 14, 14, 19, 19, 1, 1)
PLOT(CHIP182 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP183 ,PROFIL, 10, 13, 14, 14, 20, 20, 1, 1)
PLOT(CHIP183 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP184 ,PROFIL, 10, 13, 14, 14, 21, 21, 1, 1)
PLOT(CHIP184 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP191 ,PROFIL, 3, 6, 14, 14, 25, 25, 1, 1)
PLOT(CHIP191 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP192 ,PROFIL, 3, 6, 14, 14, 26, 26, 1, 1)
PLOT(CHIP192 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP193 ,PROFIL, 3, 6, 14, 14, 27, 27, 1, 1)
PLOT(CHIP193 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP194 ,PROFIL, 3, 6, 14, 14, 28, 28, 1, 1)
PLOT(CHIP194 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP201 ,PROFIL, 10, 13, 14, 14, 25, 25, 1, 1)
PLOT(CHIP201 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP202 ,PROFIL, 10, 13, 14, 14, 26, 26, 1, 1)
PLOT(CHIP202 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP203 ,PROFIL, 10, 13, 14, 14, 27, 27, 1, 1)
PLOT(CHIP203 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP204 ,PROFIL, 10, 13, 14, 14, 28, 28, 1, 1)
PLOT(CHIP204 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP211 ,PROFIL, 3, 6, 14, 14, 32, 32, 1, 1)
PLOT(CHIP211 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP212 ,PROFIL, 3, 6, 14, 14, 33, 33, 1, 1)
PLOT(CHIP212 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP213 ,PROFIL, 3, 6, 14, 14, 34, 34, 1, 1)
PLOT(CHIP213 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP214 ,PROFIL, 3, 6, 14, 14, 35, 35, 1, 1)
PLOT(CHIP214 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP221 ,PROFIL, 10, 13, 14, 14, 32, 32, 1, 1)
PLOT(CHIP221 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP222 ,PROFIL, 10, 13, 14, 14, 33, 33, 1, 1)
PLOT(CHIP222 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP223 ,PROFIL, 10, 13, 14, 14, 34, 34, 1, 1)
PLOT(CHIP223 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

```

```

PATCH(CHIP224 ,PROFIL, 10, 13, 14, 14, 35, 35, 1, 1)
PLOT(CHIP224 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP231 ,PROFIL, 3, 6, 14, 14, 39, 39, 1, 1)
PLOT(CHIP231 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP232 ,PROFIL, 3, 6, 14, 14, 40, 40, 1, 1)
PLOT(CHIP232 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP233 ,PROFIL, 3, 6, 14, 14, 41, 41, 1, 1)
PLOT(CHIP233 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP234 ,PROFIL, 3, 6, 14, 14, 42, 42, 1, 1)
PLOT(CHIP234 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP241 ,PROFIL, 10, 13, 14, 14, 39, 39, 1, 1)
PLOT(CHIP241 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP242 ,PROFIL, 10, 13, 14, 14, 40, 40, 1, 1)
PLOT(CHIP242 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP243 ,PROFIL, 10, 13, 14, 14, 41, 41, 1, 1)
PLOT(CHIP243 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP244 ,PROFIL, 10, 13, 14, 14, 42, 42, 1, 1)
PLOT(CHIP244 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP251 ,PROFIL, 3, 6, 14, 14, 46, 46, 1, 1)
PLOT(CHIP251 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP252 ,PROFIL, 3, 6, 14, 14, 47, 47, 1, 1)
PLOT(CHIP252 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP253 ,PROFIL, 3, 6, 14, 14, 48, 48, 1, 1)
PLOT(CHIP253 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP254 ,PROFIL, 3, 6, 14, 14, 49, 49, 1, 1)
PLOT(CHIP254 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP261 ,PROFIL, 10, 13, 14, 14, 46, 46, 1, 1)
PLOT(CHIP261 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP262 ,PROFIL, 10, 13, 14, 14, 47, 47, 1, 1)
PLOT(CHIP262 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP263 ,PROFIL, 10, 13, 14, 14, 48, 48, 1, 1)
PLOT(CHIP263 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP264 ,PROFIL, 10, 13, 14, 14, 49, 49, 1, 1)
PLOT(CHIP264 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP271 ,PROFIL, 3, 6, 14, 14, 53, 53, 1, 1)
PLOT(CHIP271 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP272 ,PROFIL, 3, 6, 14, 14, 54, 54, 1, 1)
PLOT(CHIP272 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP273 ,PROFIL, 3, 6, 14, 14, 55, 55, 1, 1)

```

```

PLOT(CHIP273 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP274 ,PROFIL, 3, 6, 14, 14, 56, 56, 1, 1)
PLOT(CHIP274 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP281 ,PROFIL, 10, 13, 14, 14, 53, 53, 1, 1)
PLOT(CHIP281 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP282 ,PROFIL, 10, 13, 14, 14, 54, 54, 1, 1)
PLOT(CHIP282 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP283 ,PROFIL, 10, 13, 14, 14, 55, 55, 1, 1)
PLOT(CHIP283 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP284 ,PROFIL, 10, 13, 14, 14, 56, 56, 1, 1)
PLOT(CHIP284 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP291 ,PROFIL, 3, 6, 14, 14, 60, 60, 1, 1)
PLOT(CHIP291 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP292 ,PROFIL, 3, 6, 14, 14, 61, 61, 1, 1)
PLOT(CHIP292 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP293 ,PROFIL, 3, 6, 14, 14, 62, 62, 1, 1)
PLOT(CHIP293 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP294 ,PROFIL, 3, 6, 14, 14, 63, 63, 1, 1)
PLOT(CHIP294 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP301 ,PROFIL, 10, 13, 14, 14, 60, 60, 1, 1)
PLOT(CHIP301 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP302 ,PROFIL, 10, 13, 14, 14, 61, 61, 1, 1)
PLOT(CHIP302 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP303 ,PROFIL, 10, 13, 14, 14, 62, 62, 1, 1)
PLOT(CHIP303 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP304 ,PROFIL, 10, 13, 14, 14, 63, 63, 1, 1)
PLOT(CHIP304 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP311 ,PROFIL, 3, 6, 14, 14, 67, 67, 1, 1)
PLOT(CHIP311 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP312 ,PROFIL, 3, 6, 14, 14, 68, 68, 1, 1)
PLOT(CHIP312 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP313 ,PROFIL, 3, 6, 14, 14, 69, 69, 1, 1)
PLOT(CHIP313 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP314 ,PROFIL, 3, 6, 14, 14, 70, 70, 1, 1)
PLOT(CHIP314 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP321 ,PROFIL, 10, 13, 14, 14, 67, 67, 1, 1)
PLOT(CHIP321 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

PATCH(CHIP322 ,PROFIL, 10, 13, 14, 14, 68, 68, 1, 1)
PLOT(CHIP322 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)

```

```
PATCH(CHIP323 ,PROFIL, 10, 13, 14, 14, 69, 69, 1, 1)
PLOT(CHIP323 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)
```

```
PATCH(CHIP324 ,PROFIL, 10, 13, 14, 14, 70, 70, 1, 1)
PLOT(CHIP324 ,TMP1, 0.000E+00, 0.000E+00)
```

```
*****
```

```
Group 24. Dumps For Restarts
SAVE      =      T ;AUTOPS =      F ;NOWIPE =      F
NSAVE     =CHAM
```

```
*** GRID-GEOMETRY INFORMATION ***
```

```
X-COORDINATES OF THE CELL CENTRES
```

```
3.125E-03  9.375E-03  1.563E-02  2.188E-02  2.812E-02
3.438E-02  4.167E-02  5.000E-02  5.833E-02  6.562E-02
7.188E-02  7.813E-02  8.438E-02  9.063E-02  9.687E-02
```

```
Y-COORDINATES OF THE CELL CENTRES
```

```
4.455E-04  1.705E-03  3.575E-03  5.878E-03  8.544E-03
1.153E-02  1.480E-02  1.820E-02  2.147E-02  2.446E-02
2.712E-02  2.943E-02  3.129E-02  3.255E-02
```

```
Z-COORDINATES OF THE CELL CENTRES
```

```
2.855E-02  8.391E-02  1.358E-01  1.843E-01  2.292E-01
2.708E-01  3.088E-01  3.434E-01  3.746E-01  4.022E-01
4.265E-01  4.472E-01  4.645E-01  4.784E-01  4.888E-01
4.957E-01  4.991E-01  5.031E-01  5.094E-01  5.156E-01
5.219E-01  5.292E-01  5.375E-01  5.458E-01  5.531E-01
5.594E-01  5.656E-01  5.719E-01  5.792E-01  5.875E-01
5.958E-01  6.031E-01  6.094E-01  6.156E-01  6.219E-01
6.292E-01  6.375E-01  6.458E-01  6.531E-01  6.594E-01
6.656E-01  6.719E-01  6.792E-01  6.875E-01  6.958E-01
7.031E-01  7.094E-01  7.156E-01  7.219E-01  7.292E-01
7.375E-01  7.458E-01  7.531E-01  7.594E-01  7.656E-01
7.719E-01  7.792E-01  7.875E-01  7.958E-01  8.031E-01
8.094E-01  8.156E-01  8.219E-01  8.292E-01  8.375E-01
8.458E-01  8.531E-01  8.594E-01  8.656E-01  8.719E-01
8.765E-01  8.825E-01  8.945E-01  9.125E-01  9.365E-01
9.665E-01  1.002E+00  1.044E+00  1.092E+00  1.146E+00
```

```
--- INTEGRATION OF EQUATIONS BEGINS ---
```

```
*****
```

```
TIME STP=      1 SWEEP NO=    100 ZSLAB NO=      5 ITERN NO=      1
```

```
FLOW FIELD AT ITHYD=      1, IZ=      5, ISWEEP= 100, ISTEP=      1
```

```
FIELD VALUES OF P1
```

```
IY= 14  1.676E+02  1.677E+02  1.676E+02
IY=  9  1.499E+02  1.500E+02  1.501E+02
IY=  4  1.291E+02  1.290E+02  1.289E+02
IX=      1          6          11
```

```
FIELD VALUES OF U1
```

```
IY= 14 -5.523E-03  4.324E-02  5.018E-02
IY=  9  1.056E-02 -2.659E-02 -7.834E-02
IY=  4 -2.762E-02 -5.232E-02 -6.666E-02
IX=      1          6          11
```

```
FIELD VALUES OF V1
```

```
IY= 13 -8.290E-04  1.798E-03 -6.455E-04
```

```

IY= 8 6.588E-03 7.129E-03 -4.369E-03
IY= 3 -5.123E-03 -5.037E-04 -6.107E-03
IX= 1 6 11

```

FIELD VALUES OF W1

```

IY= 14 -1.887E-01 -2.336E-01 -2.813E-01
IY= 9 -4.889E-01 -1.622E-01 -1.779E-01
IY= 4 1.846E+00 1.696E+00 1.727E+00
IX= 1 6 11

```

FIELD VALUES OF H1

```

IY= 14 4.537E+04 4.556E+04 4.457E+04
IY= 9 3.580E+04 3.622E+04 3.651E+04
IY= 4 3.102E+04 3.134E+04 3.183E+04
IX= 1 6 11

```

FIELD VALUES OF TMP1

```

IY= 14 4.505E+01 4.525E+01 4.426E+01
IY= 9 3.555E+01 3.597E+01 3.625E+01
IY= 4 3.081E+01 3.112E+01 3.161E+01
IX= 1 6 11

```

FIELD VALUES OF RHO1

```

IY= 14 1.200E+00 1.200E+00 1.200E+00
IY= 9 1.200E+00 1.200E+00 1.200E+00
IY= 4 1.200E+00 1.200E+00 1.200E+00
IX= 1 6 11

```

TIME STP= 1 SWEEP NO= 100 ZSLAB NO= 10 ITERN NO= 1

FLOW FIELD AT ITHYD= 1, IZ= 10, ISWEEP= 100, ISTEP= 1

FIELD VALUES OF P1

```

IY= 14 1.675E+02 1.675E+02 1.674E+02
IY= 9 1.499E+02 1.500E+02 1.500E+02
IY= 4 1.293E+02 1.293E+02 1.293E+02
IX= 1 6 11

```

FIELD VALUES OF U1

```

IY= 14 2.311E-02 -4.073E-02 -1.210E-02
IY= 9 -2.865E-03 1.420E-01 2.261E-01
IY= 4 4.780E-03 1.656E-04 -7.266E-02
IX= 1 6 11

```

FIELD VALUES OF V1

```

IY= 13 1.498E-03 -9.643E-04 -8.188E-04
IY= 8 -2.215E-02 7.488E-02 9.796E-03
IY= 3 2.187E-02 1.488E-02 1.586E-02
IX= 1 6 11

```

FIELD VALUES OF W1

```

IY= 14 -4.684E-01 -3.612E-01 -3.154E-01
IY= 9 -7.391E-01 8.567E-01 -1.228E-01
IY= 4 2.022E+00 1.742E+00 1.613E+00
IX= 1 6 11

```

FIELD VALUES OF H1

```

IY= 14 4.972E+04 4.997E+04 4.842E+04
IY= 9 3.532E+04 3.465E+04 3.501E+04
IY= 4 3.105E+04 3.123E+04 3.163E+04
IX= 1 6 11

```

FIELD VALUES OF TMP1

```

IY= 14 4.938E+01 4.962E+01 4.808E+01
IY= 9 3.508E+01 3.441E+01 3.477E+01
IY= 4 3.084E+01 3.102E+01 3.141E+01

```

```

IX=      1      6      11
FIELD VALUES OF RHO1
IY= 14  1.200E+00  1.200E+00  1.200E+00
IY=  9  1.200E+00  1.200E+00  1.200E+00
IY=  4  1.200E+00  1.200E+00  1.200E+00
IX=      1      6      11

```

```

*****
TIME STP=      1 SWEEP NO=    100 ZSLAB NO=    15 ITERN NO=    1

```

```

FLOW FIELD AT ITHYD=    1, IZ=   15, ISWEEP= 100, ISTEP=    1

```

```

FIELD VALUES OF P1
IY= 14  1.679E+02  1.678E+02  1.678E+02
IY=  9  1.503E+02  1.503E+02  1.502E+02
IY=  4  1.300E+02  1.300E+02  1.299E+02
IX=      1      6      11

```

```

FIELD VALUES OF U1
IY= 14 -4.523E-02  1.099E-01 -5.449E-02
IY=  9 -9.540E-02  1.628E-01  4.006E-01
IY=  4  4.391E-02  7.015E-02  7.429E-03
IX=      1      6      11

```

```

FIELD VALUES OF V1
IY= 13 -8.031E-03  2.356E-03  3.702E-03
IY=  8 -1.044E-02  3.545E-02 -1.496E-02
IY=  3  3.386E-03  3.204E-03  8.836E-03
IX=      1      6      11

```

```

FIELD VALUES OF W1
IY= 14 -5.589E-01 -6.116E-01 -4.939E-01
IY=  9 -1.622E-01  4.573E-01  4.204E-02
IY=  4  1.354E+00  1.586E+00  1.444E+00
IX=      1      6      11

```

```

FIELD VALUES OF H1
IY= 14  5.588E+04  5.827E+04  5.762E+04
IY=  9  3.439E+04  3.406E+04  3.434E+04
IY=  4  3.082E+04  3.105E+04  3.135E+04
IX=      1      6      11

```

```

FIELD VALUES OF TMP1
IY= 14  5.549E+01  5.787E+01  5.722E+01
IY=  9  3.415E+01  3.383E+01  3.410E+01
IY=  4  3.060E+01  3.083E+01  3.113E+01
IX=      1      6      11

```

```

FIELD VALUES OF RHO1
IY= 14  1.200E+00  1.200E+00  1.200E+00
IY=  9  1.200E+00  1.200E+00  1.200E+00
IY=  4  1.200E+00  1.200E+00  1.200E+00
IX=      1      6      11

```

```

*****
TIME STP=      1 SWEEP NO=    100 ZSLAB NO=    20 ITERN NO=    1

```

```

FLOW FIELD AT ITHYD=    1, IZ=   20, ISWEEP= 100, ISTEP=    1

```

```

FIELD VALUES OF P1
IY= 14  1.683E+02  1.687E+02  1.686E+02
IY=  9  1.503E+02  1.503E+02  1.503E+02
IY=  4  1.301E+02  1.301E+02  1.301E+02
IX=      1      6      11

```

```

FIELD VALUES OF U1
IY= 14 -1.586E-01 6.301E-02 -6.840E-03
IY= 9 -5.597E-02 5.704E-02 7.818E-02
IY= 4 4.302E-02 1.213E-01 7.252E-02
IX= 1 6 11
FIELD VALUES OF V1
IY= 13 -1.327E-02 9.527E-03 7.246E-03
IY= 8 1.915E-02 2.948E-02 3.500E-02
IY= 3 -4.796E-02 1.138E-02 4.788E-02
IX= 1 6 11
FIELD VALUES OF W1
IY= 14 -3.257E-01 -2.856E-02 -1.450E-02
IY= 9 -2.457E-02 -1.329E-01 2.237E-01
IY= 4 9.090E-01 1.540E+00 1.346E+00
IX= 1 6 11
FIELD VALUES OF H1
IY= 14 5.851E+04 7.751E+04 7.842E+04
IY= 9 3.415E+04 3.403E+04 3.404E+04
IY= 4 3.099E+04 3.103E+04 3.127E+04
IX= 1 6 11
FIELD VALUES OF TMP1
IY= 14 5.811E+01 7.697E+01 7.787E+01
IY= 9 3.391E+01 3.379E+01 3.380E+01
IY= 4 3.077E+01 3.081E+01 3.105E+01
IX= 1 6 11
FIELD VALUES OF RHO1
IY= 14 1.200E+00 1.200E+00 1.200E+00
IY= 9 1.200E+00 1.200E+00 1.200E+00
IY= 4 1.200E+00 1.200E+00 1.200E+00
IX= 1 6 11

```

```

*****
TIME STP= 1 SWEEP NO= 100 ZSLAB NO= 25 ITERN NO= 1

```

```

FLOW FIELD AT ITHYD= 1, IZ= 25, ISWEEP= 100, ISTEP= 1
FIELD VALUES OF P1
IY= 14 1.688E+02 1.688E+02 1.686E+02
IY= 9 1.504E+02 1.504E+02 1.504E+02
IY= 4 1.300E+02 1.300E+02 1.301E+02
IX= 1 6 11
FIELD VALUES OF U1
IY= 14 -8.189E-02 2.552E-02 -2.463E-03
IY= 9 -3.898E-02 -1.127E-01 -1.233E-01
IY= 4 -8.360E-02 8.349E-02 1.335E-01
IX= 1 6 11
FIELD VALUES OF V1
IY= 13 -6.837E-03 5.112E-02 3.651E-02
IY= 8 1.912E-02 7.018E-04 1.445E-02
IY= 3 -4.473E-02 -7.135E-02 -5.511E-02
IX= 1 6 11
FIELD VALUES OF W1
IY= 14 -2.784E-01 -8.256E-02 -5.903E-02
IY= 9 5.689E-02 -2.676E-01 2.720E-01
IY= 4 1.018E+00 1.389E+00 1.337E+00
IX= 1 6 11
FIELD VALUES OF H1
IY= 14 6.018E+04 6.759E+04 7.002E+04

```

```

IY= 9 3.408E+04 3.423E+04 3.400E+04
IY= 4 3.132E+04 3.146E+04 3.161E+04
IX= 1 6 11

```

FIELD VALUES OF TMP1

```

IY= 14 5.977E+01 6.712E+01 6.953E+01
IY= 9 3.384E+01 3.399E+01 3.376E+01
IY= 4 3.110E+01 3.124E+01 3.139E+01
IX= 1 6 11

```

FIELD VALUES OF RHO1

```

IY= 14 1.200E+00 1.200E+00 1.200E+00
IY= 9 1.200E+00 1.200E+00 1.200E+00
IY= 4 1.200E+00 1.200E+00 1.200E+00
IX= 1 6 11

```

```

*****
TIME STP=      1 SWEEP NO=    100 ZSLAB NO=    30 ITERN NO=    1

```

```

FLOW FIELD AT ITHYD=    1, IZ=   30, ISWEEP= 100, ISTEP=    1

```

FIELD VALUES OF P1

```

IY= 14 1.689E+02 1.689E+02 1.687E+02
IY= 9 1.505E+02 1.505E+02 1.505E+02
IY= 4 1.299E+02 1.299E+02 1.300E+02
IX= 1 6 11

```

FIELD VALUES OF U1

```

IY= 14 -6.037E-02 1.710E-01 1.944E-02
IY= 9 6.845E-03 -4.505E-03 -1.941E-01
IY= 4 -7.339E-03 -1.523E-02 2.453E-01
IX= 1 6 11

```

FIELD VALUES OF V1

```

IY= 13 -1.174E-02 2.219E-03 -2.955E-03
IY= 8 3.494E-02 -4.758E-03 9.400E-03
IY= 3 -8.683E-02 -1.374E-01 -2.349E-02
IX= 1 6 11

```

FIELD VALUES OF W1

```

IY= 14 -1.973E-01 -3.586E-01 -2.741E-01
IY= 9 2.128E-01 -2.219E-01 2.707E-01
IY= 4 1.034E+00 1.068E+00 1.338E+00
IX= 1 6 11

```

FIELD VALUES OF H1

```

IY= 14 5.843E+04 6.129E+04 6.040E+04
IY= 9 3.388E+04 3.395E+04 3.379E+04
IY= 4 3.188E+04 3.212E+04 3.210E+04
IX= 1 6 11

```

FIELD VALUES OF TMP1

```

IY= 14 5.802E+01 6.087E+01 5.998E+01
IY= 9 3.365E+01 3.372E+01 3.355E+01
IY= 4 3.165E+01 3.189E+01 3.188E+01
IX= 1 6 11

```

FIELD VALUES OF RHO1

```

IY= 14 1.200E+00 1.200E+00 1.200E+00
IY= 9 1.200E+00 1.200E+00 1.200E+00
IY= 4 1.200E+00 1.200E+00 1.200E+00
IX= 1 6 11

```

```

*****
TIME STP=      1 SWEEP NO=    100 ZSLAB NO=    35 ITERN NO=    1

```

FLOW FIELD AT ITHYD= 1, IZ= 35, ISWEEP= 100, ISTEP= 1

FIELD VALUES OF P1

IY=	14	1.691E+02	1.695E+02	1.693E+02
IY=	9	1.505E+02	1.506E+02	1.506E+02
IY=	4	1.299E+02	1.299E+02	1.300E+02
IX=	1	6	11	

FIELD VALUES OF U1

IY=	14	-1.519E-01	6.019E-02	-2.693E-03
IY=	9	3.355E-02	-1.521E-01	-1.352E-01
IY=	4	-2.469E-02	-1.099E-01	1.703E-01
IX=	1	6	11	

FIELD VALUES OF V1

IY=	13	-1.066E-02	1.209E-02	1.008E-02
IY=	8	7.409E-03	-7.391E-03	-4.432E-02
IY=	3	-1.078E-01	-8.449E-02	6.258E-02
IX=	1	6	11	

FIELD VALUES OF W1

IY=	14	2.601E-02	2.989E-02	3.569E-02
IY=	9	1.699E-01	-5.435E-02	1.950E-01
IY=	4	1.048E+00	1.011E+00	1.329E+00
IX=	1	6	11	

FIELD VALUES OF H1

IY=	14	6.172E+04	7.836E+04	7.876E+04
IY=	9	3.387E+04	3.400E+04	3.373E+04
IY=	4	3.248E+04	3.256E+04	3.241E+04
IX=	1	6	11	

FIELD VALUES OF TMP1

IY=	14	6.129E+01	7.782E+01	7.821E+01
IY=	9	3.364E+01	3.377E+01	3.349E+01
IY=	4	3.225E+01	3.234E+01	3.218E+01
IX=	1	6	11	

FIELD VALUES OF RHO1

IY=	14	1.200E+00	1.200E+00	1.200E+00
IY=	9	1.200E+00	1.200E+00	1.200E+00
IY=	4	1.200E+00	1.200E+00	1.200E+00
IX=	1	6	11	

TIME STP= 1 SWEEP NO= 100 ZSLAB NO= 40 ITERN NO= 1

FLOW FIELD AT ITHYD= 1, IZ= 40, ISWEEP= 100, ISTEP= 1

FIELD VALUES OF P1

IY=	14	1.693E+02	1.696E+02	1.695E+02
IY=	9	1.506E+02	1.506E+02	1.507E+02
IY=	4	1.299E+02	1.299E+02	1.299E+02
IX=	1	6	11	

FIELD VALUES OF U1

IY=	14	-1.495E-01	6.092E-02	-3.930E-03
IY=	9	-4.594E-02	4.788E-02	-2.468E-01
IY=	4	3.479E-02	-1.538E-01	1.879E-01
IX=	1	6	11	

FIELD VALUES OF V1

IY=	13	-1.106E-02	1.204E-02	8.783E-03
IY=	8	1.301E-02	6.028E-03	-7.682E-02
IY=	3	-1.147E-01	-3.983E-02	8.379E-02
IX=	1	6	11	

FIELD VALUES OF W1

IY=	14	-1.127E-01	-1.814E-02	-1.539E-02
IY=	9	1.617E-01	9.582E-03	3.439E-01
IY=	4	9.868E-01	9.730E-01	1.197E+00
IX=	1		6	11

FIELD VALUES OF H1

IY=	14	6.229E+04	7.906E+04	7.952E+04
IY=	9	3.405E+04	3.400E+04	3.391E+04
IY=	4	3.296E+04	3.294E+04	3.293E+04
IX=	1		6	11

FIELD VALUES OF TMP1

IY=	14	6.185E+01	7.851E+01	7.897E+01
IY=	9	3.381E+01	3.376E+01	3.367E+01
IY=	4	3.273E+01	3.271E+01	3.270E+01
IX=	1		6	11

FIELD VALUES OF RHO1

IY=	14	1.200E+00	1.200E+00	1.200E+00
IY=	9	1.200E+00	1.200E+00	1.200E+00
IY=	4	1.200E+00	1.200E+00	1.200E+00
IX=	1		6	11

TIME STP= 1 SWEEP NO= 100 ZSLAB NO= 45 ITERN NO= 1

FLOW FIELD AT ITHYD= 1, IZ= 45, ISWEEP= 100, ISTEP= 1

FIELD VALUES OF P1

IY=	14	1.693E+02	1.693E+02	1.692E+02
IY=	9	1.507E+02	1.507E+02	1.508E+02
IY=	4	1.299E+02	1.298E+02	1.298E+02
IX=	1		6	11

FIELD VALUES OF U1

IY=	14	-7.030E-02	1.799E-01	1.928E-02
IY=	9	-4.345E-02	2.527E-01	-1.823E-01
IY=	4	4.894E-02	-1.566E-01	6.740E-02
IX=	1		6	11

FIELD VALUES OF V1

IY=	13	-1.218E-02	9.514E-03	4.540E-03
IY=	8	2.427E-03	-2.362E-02	-3.506E-02
IY=	3	-9.381E-02	-5.743E-02	1.891E-01
IX=	1		6	11

FIELD VALUES OF W1

IY=	14	-1.556E-01	-2.626E-01	-2.650E-01
IY=	9	1.853E-01	2.081E-01	2.599E-01
IY=	4	7.166E-01	8.773E-01	1.025E+00
IX=	1		6	11

FIELD VALUES OF H1

IY=	14	5.968E+04	6.422E+04	6.348E+04
IY=	9	3.430E+04	3.416E+04	3.415E+04
IY=	4	3.336E+04	3.324E+04	3.366E+04
IX=	1		6	11

FIELD VALUES OF TMP1

IY=	14	5.926E+01	6.378E+01	6.303E+01
IY=	9	3.406E+01	3.392E+01	3.392E+01
IY=	4	3.313E+01	3.301E+01	3.343E+01
IX=	1		6	11

FIELD VALUES OF RHO1

IY=	14	1.200E+00	1.200E+00	1.200E+00
-----	----	-----------	-----------	-----------

```

IY=   9   1.200E+00   1.200E+00   1.200E+00
IY=   4   1.200E+00   1.200E+00   1.200E+00
IX=    1           6           11

```

```

*****
TIME STP=      1 SWEEP NO=   100 ZSLAB NO=    50 ITERN NO=      1

```

```

FLOW FIELD AT ITHYD=   1, IZ=  50, ISWEEP= 100, ISTEP=    1

```

```

FIELD VALUES OF P1

```

```

IY=  14   1.693E+02   1.692E+02   1.691E+02
IY=   9   1.509E+02   1.508E+02   1.508E+02
IY=   4   1.298E+02   1.297E+02   1.297E+02
IX=    1           6           11

```

```

FIELD VALUES OF U1

```

```

IY=  14  -3.531E-02   1.151E-01   2.896E-02
IY=   9  -8.883E-02   6.937E-02  -3.214E-02
IY=   4   2.602E-02  -1.143E-01   1.414E-02
IX=    1           6           11

```

```

FIELD VALUES OF V1

```

```

IY=  13  -1.826E-02  -1.621E-03  -7.601E-03
IY=   8  -1.458E-02  -8.756E-02   1.045E-01
IY=   3  -9.257E-02  -1.081E-01   2.202E-01
IX=    1           6           11

```

```

FIELD VALUES OF W1

```

```

IY=  14  -2.483E-02  -5.057E-02  -1.142E-01
IY=   9  -1.512E-01   1.804E-01   6.929E-01
IY=   4   8.195E-01   7.859E-01   1.021E+00
IX=    1           6           11

```

```

FIELD VALUES OF H1

```

```

IY=  14   5.876E+04   5.999E+04   5.861E+04
IY=   9   3.492E+04   3.450E+04   3.422E+04
IY=   4   3.370E+04   3.352E+04   3.444E+04
IX=    1           6           11

```

```

FIELD VALUES OF TMP1

```

```

IY=  14   5.835E+01   5.958E+01   5.820E+01
IY=   9   3.468E+01   3.426E+01   3.398E+01
IY=   4   3.347E+01   3.328E+01   3.420E+01
IX=    1           6           11

```

```

FIELD VALUES OF RHO1

```

```

IY=  14   1.200E+00   1.200E+00   1.200E+00
IY=   9   1.200E+00   1.200E+00   1.200E+00
IY=   4   1.200E+00   1.200E+00   1.200E+00
IX=    1           6           11

```

```

*****
TIME STP=      1 SWEEP NO=   100 ZSLAB NO=    55 ITERN NO=      1

```

```

FLOW FIELD AT ITHYD=   1, IZ=  55, ISWEEP= 100, ISTEP=    1

```

```

FIELD VALUES OF P1

```

```

IY=  14   1.693E+02   1.697E+02   1.697E+02
IY=   9   1.510E+02   1.509E+02   1.510E+02
IY=   4   1.297E+02   1.296E+02   1.297E+02
IX=    1           6           11

```

```

FIELD VALUES OF U1

```

```

IY=  14  -1.723E-01   6.292E-02  -5.894E-03
IY=   9  -5.446E-02   2.027E-01   5.209E-02

```

```

IY= 4 4.176E-02 -9.754E-02 7.712E-02
IX= 1 6 11
FIELD VALUES OF V1
IY= 13 -1.133E-02 9.305E-03 7.099E-03
IY= 8 8.655E-03 -1.130E-01 1.112E-01
IY= 3 -8.086E-02 -9.331E-02 1.639E-01
IX= 1 6 11
FIELD VALUES OF W1
IY= 14 5.158E-02 5.415E-03 8.158E-03
IY= 9 -8.502E-02 2.849E-01 7.351E-01
IY= 4 7.776E-01 8.723E-01 9.823E-01
IX= 1 6 11
FIELD VALUES OF H1
IY= 14 6.139E+04 7.824E+04 7.892E+04
IY= 9 3.508E+04 3.488E+04 3.419E+04
IY= 4 3.403E+04 3.392E+04 3.444E+04
IX= 1 6 11
FIELD VALUES OF TMP1
IY= 14 6.096E+01 7.769E+01 7.837E+01
IY= 9 3.483E+01 3.464E+01 3.395E+01
IY= 4 3.379E+01 3.369E+01 3.420E+01
IX= 1 6 11
FIELD VALUES OF RHO1
IY= 14 1.200E+00 1.200E+00 1.200E+00
IY= 9 1.200E+00 1.200E+00 1.200E+00
IY= 4 1.200E+00 1.200E+00 1.200E+00
IX= 1 6 11

```

```

*****
TIME STP= 1 SWEEP NO= 100 ZSLAB NO= 60 ITERN NO= 1

```

```

FLOW FIELD AT ITHYD= 1, IZ= 60, ISWEEP= 100, ISTEP= 1
FIELD VALUES OF P1
IY= 14 1.692E+02 1.694E+02 1.693E+02
IY= 9 1.511E+02 1.511E+02 1.511E+02
IY= 4 1.295E+02 1.295E+02 1.296E+02
IX= 1 6 11
FIELD VALUES OF U1
IY= 14 -1.062E-01 3.329E-02 -2.757E-03
IY= 9 -8.698E-02 2.819E-01 -1.128E-01
IY= 4 3.634E-02 -1.736E-01 1.149E-01
IX= 1 6 11
FIELD VALUES OF V1
IY= 13 -1.326E-02 3.445E-02 2.751E-02
IY= 8 -7.801E-03 -2.055E-02 6.209E-02
IY= 3 -7.797E-02 -4.822E-02 1.786E-01
IX= 1 6 11
FIELD VALUES OF W1
IY= 14 -1.006E-01 -4.029E-02 -3.457E-02
IY= 9 -2.103E-02 3.159E-01 6.374E-01
IY= 4 7.163E-01 8.311E-01 8.680E-01
IX= 1 6 11
FIELD VALUES OF H1
IY= 14 5.811E+04 6.880E+04 6.896E+04
IY= 9 3.536E+04 3.487E+04 3.465E+04
IY= 4 3.450E+04 3.431E+04 3.471E+04
IX= 1 6 11

```

FIELD VALUES OF TMP1

IY=	14	5.771E+01	6.832E+01	6.848E+01
IY=	9	3.511E+01	3.463E+01	3.441E+01
IY=	4	3.426E+01	3.407E+01	3.447E+01
IX=	1		6	11

FIELD VALUES OF RHO1

IY=	14	1.200E+00	1.200E+00	1.200E+00
IY=	9	1.200E+00	1.200E+00	1.200E+00
IY=	4	1.200E+00	1.200E+00	1.200E+00
IX=	1		6	11

TIME STP= 1 SWEEP NO= 100 ZSLAB NO= 65 ITERN NO= 1

FLOW FIELD AT ITHYD= 1, IZ= 65, ISWEEP= 100, ISTEP= 1

FIELD VALUES OF P1

IY=	14	1.691E+02	1.691E+02	1.690E+02
IY=	9	1.512E+02	1.512E+02	1.512E+02
IY=	4	1.294E+02	1.294E+02	1.294E+02
IX=	1		6	11

FIELD VALUES OF U1

IY=	14	-2.862E-02	1.155E-01	2.389E-02
IY=	9	-9.412E-02	4.226E-02	-8.962E-02
IY=	4	5.810E-02	-8.725E-02	-6.074E-02
IX=	1		6	11

FIELD VALUES OF V1

IY=	13	-1.532E-02	-8.846E-03	-2.447E-03
IY=	8	-4.281E-02	-1.089E-02	4.061E-01
IY=	3	-9.134E-02	-1.585E-01	2.983E-01
IX=	1		6	11

FIELD VALUES OF W1

IY=	14	1.076E-02	-1.648E-01	-1.412E-01
IY=	9	-4.303E-02	-1.415E-02	7.877E-01
IY=	4	6.777E-01	6.684E-01	8.972E-01
IX=	1		6	11

FIELD VALUES OF H1

IY=	14	5.364E+04	5.552E+04	5.484E+04
IY=	9	3.587E+04	3.598E+04	3.512E+04
IY=	4	3.495E+04	3.485E+04	3.571E+04
IX=	1		6	11

FIELD VALUES OF TMP1

IY=	14	5.327E+01	5.514E+01	5.446E+01
IY=	9	3.562E+01	3.573E+01	3.487E+01
IY=	4	3.471E+01	3.461E+01	3.546E+01
IX=	1		6	11

FIELD VALUES OF RHO1

IY=	14	1.200E+00	1.200E+00	1.200E+00
IY=	9	1.200E+00	1.200E+00	1.200E+00
IY=	4	1.200E+00	1.200E+00	1.200E+00
IX=	1		6	11

TIME STP= 1 SWEEP NO= 100 ZSLAB NO= 70 ITERN NO= 1

FLOW FIELD AT ITHYD= 1, IZ= 70, ISWEEP= 100, ISTEP= 1

FIELD VALUES OF P1

IY=	14	1.690E+02	1.694E+02	1.693E+02
IY=	9	1.514E+02	1.513E+02	1.514E+02
IY=	4	1.292E+02	1.292E+02	1.293E+02
IX=	1		6	11

FIELD VALUES OF U1

IY=	14	-1.433E-01	5.070E-02	-1.701E-03
IY=	9	-1.023E-02	4.340E-02	1.073E-01
IY=	4	1.965E-02	-9.279E-02	-1.441E-01
IX=	1		6	11

FIELD VALUES OF V1

IY=	13	-1.125E-02	1.665E-02	1.426E-02
IY=	8	-1.766E-02	-7.129E-02	4.737E-01
IY=	3	-7.414E-02	-1.262E-01	3.616E-01
IX=	1		6	11

FIELD VALUES OF W1

IY=	14	1.685E-01	9.538E-02	9.905E-02
IY=	9	1.450E-02	1.284E-01	7.914E-01
IY=	4	6.573E-01	6.867E-01	9.441E-01
IX=	1		6	11

FIELD VALUES OF H1

IY=	14	5.530E+04	6.992E+04	7.099E+04
IY=	9	3.631E+04	3.611E+04	3.572E+04
IY=	4	3.544E+04	3.528E+04	3.675E+04
IX=	1		6	11

FIELD VALUES OF TMP1

IY=	14	5.491E+01	6.944E+01	7.049E+01
IY=	9	3.606E+01	3.586E+01	3.547E+01
IY=	4	3.519E+01	3.503E+01	3.650E+01
IX=	1		6	11

FIELD VALUES OF RHO1

IY=	14	1.200E+00	1.200E+00	1.200E+00
IY=	9	1.200E+00	1.200E+00	1.200E+00
IY=	4	1.200E+00	1.200E+00	1.200E+00
IX=	1		6	11

 TIME STP= 1 SWEEP NO= 100 ZSLAB NO= 75 ITERN NO= 1

FLOW FIELD AT ITHYD= 1, IZ= 75, ISWEEP= 100, ISTEP= 1

FIELD VALUES OF P1

IY=	14	1.686E+02	1.685E+02	1.684E+02
IY=	9	1.515E+02	1.515E+02	1.515E+02
IY=	4	1.291E+02	1.291E+02	1.291E+02
IX=	1		6	11

FIELD VALUES OF U1

IY=	14	9.468E-03	1.183E-02	2.931E-02
IY=	9	4.057E-03	2.121E-02	5.422E-02
IY=	4	-2.233E-02	-4.828E-03	-1.146E-02
IX=	1		6	11

FIELD VALUES OF V1

IY=	13	3.845E-04	-1.269E-03	9.238E-05
IY=	8	2.310E-02	-1.165E-02	2.399E-02
IY=	3	-1.832E-03	-8.551E-03	1.033E-01
IX=	1		6	11

FIELD VALUES OF W1

IY=	14	4.341E-02	4.065E-02	3.085E-02
IY=	9	4.618E-01	2.548E-01	2.094E-01

```

IY= 4 7.218E-01 5.867E-01 6.243E-01
IX= 1 6 11
FIELD VALUES OF H1
IY= 14 4.291E+04 4.236E+04 4.159E+04
IY= 9 3.656E+04 3.668E+04 3.641E+04
IY= 4 3.575E+04 3.587E+04 3.579E+04
IX= 1 6 11
FIELD VALUES OF TMP1
IY= 14 4.261E+01 4.207E+01 4.130E+01
IY= 9 3.631E+01 3.642E+01 3.615E+01
IY= 4 3.550E+01 3.562E+01 3.554E+01
IX= 1 6 11
FIELD VALUES OF RHO1
IY= 14 1.200E+00 1.200E+00 1.200E+00
IY= 9 1.200E+00 1.200E+00 1.200E+00
IY= 4 1.200E+00 1.200E+00 1.200E+00
IX= 1 6 11

```

```

*****
TIME STP= 1 SWEEP NO= 100 ZSLAB NO= 80 ITERN NO= 1

```

```

FLOW FIELD AT ITHYD= 1, IZ= 80, ISWEEP= 100, ISTEP= 1
FIELD VALUES OF P1
IY= 14 1.685E+02 1.685E+02 1.684E+02
IY= 9 1.515E+02 1.515E+02 1.515E+02
IY= 4 1.289E+02 1.289E+02 1.289E+02
IX= 1 6 11
FIELD VALUES OF U1
IY= 14 2.341E-03 -3.114E-04 -1.221E-03
IY= 9 2.626E-02 3.386E-02 -1.326E-02
IY= 4 1.064E-02 4.577E-02 1.783E-02
IX= 1 6 11
FIELD VALUES OF V1
IY= 13 4.756E-03 5.152E-03 5.275E-03
IY= 8 2.126E-02 1.503E-02 1.747E-02
IY= 3 -7.848E-03 7.376E-03 1.992E-02
IX= 1 6 11
FIELD VALUES OF W1
FIELD VALUES OF H1
IY= 14 4.012E+04 3.982E+04 3.958E+04
IY= 9 3.710E+04 3.724E+04 3.707E+04
IY= 4 3.608E+04 3.604E+04 3.616E+04
IX= 1 6 11
FIELD VALUES OF TMP1
IY= 14 3.984E+01 3.954E+01 3.930E+01
IY= 9 3.684E+01 3.698E+01 3.682E+01
IY= 4 3.582E+01 3.579E+01 3.591E+01
IX= 1 6 11
FIELD VALUES OF RHO1
IY= 14 1.200E+00 1.200E+00 1.200E+00
IY= 9 1.200E+00 1.200E+00 1.200E+00
IY= 4 1.200E+00 1.200E+00 1.200E+00
IX= 1 6 11

```

```

*****
TIME STP= 1 SWEEP NO= 100 ZSLAB NO= 1 ITERN NO= 1

```

WHOLE-FIELD RESIDUALS BEFORE SOLUTIONS

WHOLE-FIELD SUM OF ABS(VOL.FLOW RESIDUALS)= 2.783E+05
 WHOLE-FIELD SUM OF ABS(RESIDUALS) OF U1 = 5.244E+05
 WHOLE-FIELD SUM OF ABS(RESIDUALS) OF V1 = 2.811E+06
 WHOLE-FIELD SUM OF ABS(RESIDUALS) OF W1 = 1.006E+06
 WHOLE-FIELD SUM OF ABS(RESIDUALS) OF H1 = 1.526E+09
 * SUMS HAVE BEEN DIVIDED BY RESREF(NAME)

Net source of U1 at patch named: INLET = 1.039E-11
 Net source of U1 at patch named: OUTLET = -2.411E-05
 Net source of U1 at patch named: ADIBOTT1 = -3.953E-05
 Net source of U1 at patch named: ADIBOTT2 = -6.168E-06
 Net source of U1 at patch named: ADIBOTT3 = 2.378E-05
 Net source of U1 at patch named: ADIBOTT4 = 1.928E-05
 Net source of U1 at patch named: ADIBOTT5 = -1.148E-05
 Net source of U1 at patch named: ADIBTT6 = -2.069E-06
 Net source of U1 at patch named: ADIBTT7 = -1.846E-06
 Net source of U1 at patch named: ADIBTT8 = -1.608E-06
 Net source of U1 at patch named: ADIBTT9 = -2.201E-06
 Net source of U1 at patch named: ADIBTT10 = -1.069E-06
 Net source of U1 at patch named: ADIBTT11 = -1.101E-06
 Net source of U1 at patch named: ADIBTT12 = -9.839E-07
 Net source of U1 at patch named: ADIBTT13 = -1.489E-06
 Net source of U1 at patch named: ADIBTT14 = -1.527E-06
 Net source of U1 at patch named: ADIBTT15 = -1.024E-06
 Net source of U1 at patch named: ADIBTT16 = -1.311E-06
 Net source of U1 at patch named: ADIBTT17 = -1.569E-06
 Net source of U1 at patch named: ADIBTT18 = -9.579E-07
 Net source of U1 at patch named: ADIBTT19 = -1.036E-06
 Net source of U1 at patch named: HEATFL1 = -6.969E-06
 Net source of U1 at patch named: HEATFL2 = -4.199E-06
 Net source of U1 at patch named: HEATFL3 = -8.424E-06
 Net source of U1 at patch named: HEATFL4 = -6.178E-06
 Net source of U1 at patch named: HEATFL5 = -6.812E-06
 Net source of U1 at patch named: HEATFL6 = -7.331E-06
 Net source of U1 at patch named: HEATFL7 = -8.582E-06
 Net source of U1 at patch named: HEATFL8 = -7.347E-06
 Net source of U1 at patch named: HEATFL9 = -7.952E-06
 Net source of U1 at patch named: HEATFL10 = -8.093E-06
 Net source of U1 at patch named: HEATFL11 = -6.514E-06
 Net source of U1 at patch named: HEATFL12 = -6.367E-06
 Net source of U1 at patch named: HEATFL13 = -6.036E-06
 Net source of U1 at patch named: HEATFL14 = -6.066E-06
 Net source of U1 at patch named: HEATFL15 = -5.927E-06
 Net source of U1 at patch named: HEATFL16 = -6.407E-06
 Net source of U1 at patch named: ADIBOT1 = 2.911E-05
 Net source of U1 at patch named: ADIBOT2 = -7.429E-06
 Net source of U1 at patch named: ADIBOT3 = -5.526E-05
 Net source of U1 at patch named: ADIBOT4 = -4.778E-05
 Net source of U1 at patch named: ADIBOT5 = 1.217E-05
 Net source of U1 at patch named: ADIBOT6 = 3.809E-06
 Net source of U1 at patch named: ADIBOT7 = 5.193E-06
 Net source of U1 at patch named: ADIBOT8 = 5.024E-06
 Net source of U1 at patch named: ADIBOT9 = 3.067E-06
 Net source of U1 at patch named: ADIBOT10 = 1.953E-06
 Net source of U1 at patch named: ADIBOT11 = 2.775E-06
 Net source of U1 at patch named: ADIBOT12 = 3.517E-06

Net source of U1	at patch named: ADIBOT13	= 1.779E-07
Net source of U1	at patch named: ADIBOT14	= 9.000E-07
Net source of U1	at patch named: ADIBOT15	= 4.396E-07
Net source of U1	at patch named: ADIBOT16	= 9.191E-07
Net source of U1	at patch named: ADIBOT17	= -7.939E-07
Net source of U1	at patch named: ADIBOT18	= -1.478E-07
Net source of U1	at patch named: ADIBOT19	= 1.333E-06
Net source of U1	at patch named: HEATL1	= 3.300E-06
Net source of U1	at patch named: HEATL2	= 3.830E-06
Net source of U1	at patch named: HEATL3	= 1.095E-05
Net source of U1	at patch named: HEATL4	= 3.499E-06
Net source of U1	at patch named: HEATL5	= 1.085E-05
Net source of U1	at patch named: HEATL6	= 3.654E-06
Net source of U1	at patch named: HEATL7	= 9.476E-06
Net source of U1	at patch named: HEATL8	= 4.045E-06
Net source of U1	at patch named: HEATL9	= 7.193E-06
Net source of U1	at patch named: HEATL10	= 3.824E-06
Net source of U1	at patch named: HEATL11	= 7.358E-06
Net source of U1	at patch named: HEATL12	= 1.725E-06
Net source of U1	at patch named: HEATL13	= 9.179E-06
Net source of U1	at patch named: HEATL14	= 1.990E-06
Net source of U1	at patch named: HEATL15	= 8.258E-06
Net source of U1	at patch named: HEATL16	= 3.135E-06
Net source of V1	at patch named: BUOYANCY	= 5.476E+00
Net source of V1	at patch named: INLET	= -1.821E-01
Net source of V1	at patch named: OUTLET	= -1.926E-05
Net source of V1	at patch named: SIDE	= 5.390E-06
Net source of W1	at patch named: INLET	= 5.931E-04
Net source of W1	at patch named: OUTLET	= 0.000E+00
Net source of W1	at patch named: ADIBOTT1	= 4.504E-04
Net source of W1	at patch named: ADIBOTT2	= -7.482E-05
Net source of W1	at patch named: ADIBOTT3	= 2.158E-05
Net source of W1	at patch named: ADIBOTT4	= 5.099E-05
Net source of W1	at patch named: ADIBOTT5	= 2.100E-05
Net source of W1	at patch named: ADIBTT6	= 9.176E-06
Net source of W1	at patch named: ADIBTT7	= 7.836E-06
Net source of W1	at patch named: ADIBTT8	= 6.383E-06
Net source of W1	at patch named: ADIBTT9	= 4.892E-06
Net source of W1	at patch named: ADIBTT10	= 3.751E-06
Net source of W1	at patch named: ADIBTT11	= 4.352E-06
Net source of W1	at patch named: ADIBTT12	= 2.995E-06
Net source of W1	at patch named: ADIBTT13	= 7.039E-06
Net source of W1	at patch named: ADIBTT14	= 6.303E-06
Net source of W1	at patch named: ADIBTT15	= 5.996E-06
Net source of W1	at patch named: ADIBTT16	= 5.229E-06
Net source of W1	at patch named: ADIBTT17	= 4.542E-06
Net source of W1	at patch named: ADIBTT18	= 3.045E-06
Net source of W1	at patch named: ADIBTT19	= 2.308E-06
Net source of W1	at patch named: HEATFL1	= 2.628E-05
Net source of W1	at patch named: HEATFL2	= 1.498E-05
Net source of W1	at patch named: HEATFL3	= 1.540E-05
Net source of W1	at patch named: HEATFL4	= 8.057E-06
Net source of W1	at patch named: HEATFL5	= 7.909E-06
Net source of W1	at patch named: HEATFL6	= 7.506E-06
Net source of W1	at patch named: HEATFL7	= 3.116E-06
Net source of W1	at patch named: HEATFL8	= 3.004E-06

```

Net source of W1      at patch named: HEATFL9  ==-2.199E-06
Net source of W1      at patch named: HEATFL10 = 1.088E-06
Net source of W1      at patch named: HEATFL11 ==-2.447E-06
Net source of W1      at patch named: HEATFL12 ==-3.784E-06
Net source of W1      at patch named: HEATFL13 ==-4.465E-06
Net source of W1      at patch named: HEATFL14 ==-6.084E-06
Net source of W1      at patch named: HEATFL15 ==-5.850E-06
Net source of W1      at patch named: HEATFL16 ==-7.653E-06
Net source of W1      at patch named: SIDE      ==-6.094E-05
Net source of W1      at patch named: ADIBOT1   ==-9.092E-04
Net source of W1      at patch named: ADIBOT2   ==-2.691E-04
Net source of W1      at patch named: ADIBOT3   ==-1.199E-04
Net source of W1      at patch named: ADIBOT4   ==-2.351E-04
Net source of W1      at patch named: ADIBOT5   ==-9.725E-05
Net source of W1      at patch named: ADIBOT6   ==-9.822E-06
Net source of W1      at patch named: ADIBOT7   ==-9.019E-06
Net source of W1      at patch named: ADIBOT8   ==-9.830E-06
Net source of W1      at patch named: ADIBOT9   ==-8.802E-06
Net source of W1      at patch named: ADIBOT10  ==-9.500E-06
Net source of W1      at patch named: ADIBOT11  ==-9.129E-06
Net source of W1      at patch named: ADIBOT12  ==-8.855E-06
Net source of W1      at patch named: ADIBOT13  ==-8.264E-06
Net source of W1      at patch named: ADIBOT14  ==-7.930E-06
Net source of W1      at patch named: ADIBOT15  ==-8.732E-06
Net source of W1      at patch named: ADIBOT16  ==-9.580E-06
Net source of W1      at patch named: ADIBOT17  ==-9.455E-06
Net source of W1      at patch named: ADIBOT18  ==-9.081E-06
Net source of W1      at patch named: ADIBOT19  ==-8.649E-06
Net source of W1      at patch named: HEATL1    ==-2.121E-05
Net source of W1      at patch named: HEATL2    ==-1.695E-05
Net source of W1      at patch named: HEATL3    ==-2.110E-05
Net source of W1      at patch named: HEATL4    ==-1.687E-05
Net source of W1      at patch named: HEATL5    ==-2.021E-05
Net source of W1      at patch named: HEATL6    ==-1.901E-05
Net source of W1      at patch named: HEATL7    ==-1.945E-05
Net source of W1      at patch named: HEATL8    ==-2.054E-05
Net source of W1      at patch named: HEATL9    ==-2.018E-05
Net source of W1      at patch named: HEATL10   ==-2.001E-05
Net source of W1      at patch named: HEATL11   ==-2.118E-05
Net source of W1      at patch named: HEATL12   ==-1.929E-05
Net source of W1      at patch named: HEATL13   ==-1.941E-05
Net source of W1      at patch named: HEATL14   ==-1.919E-05
Net source of W1      at patch named: HEATL15   ==-2.051E-05
Net source of W1      at patch named: HEATL16   ==-1.950E-05

Net source of R1      at patch named: INLET    = 1.533E-03
Net source of R1      at patch named: OUTLET    ==-1.533E-03

Net source of H1      at patch named: INLET    = 3.858E+01
Net source of H1      at patch named: OUTLET    ==-5.104E+01
Net source of H1      at patch named: HEATFL1   = 4.080E-01
Net source of H1      at patch named: HEATFL2   = 4.080E-01
Net source of H1      at patch named: HEATFL3   = 4.080E-01
Net source of H1      at patch named: HEATFL4   = 4.080E-01
Net source of H1      at patch named: HEATFL5   = 4.080E-01
Net source of H1      at patch named: HEATFL6   = 4.080E-01
Net source of H1      at patch named: HEATFL7   = 4.080E-01
Net source of H1      at patch named: HEATFL8   = 4.080E-01

```

```

Net source of H1 at patch named: HEATFL9 = 4.080E-01
Net source of H1 at patch named: HEATFL10 = 4.080E-01
Net source of H1 at patch named: HEATFL11 = 4.080E-01
Net source of H1 at patch named: HEATFL12 = 4.080E-01
Net source of H1 at patch named: HEATFL13 = 4.080E-01
Net source of H1 at patch named: HEATFL14 = 4.080E-01
Net source of H1 at patch named: HEATFL15 = 4.080E-01
Net source of H1 at patch named: HEATFL16 = 4.080E-01
Net source of H1 at patch named: HEATL1 = 4.080E-01
Net source of H1 at patch named: HEATL2 = 4.080E-01
Net source of H1 at patch named: HEATL3 = 4.080E-01
Net source of H1 at patch named: HEATL4 = 4.080E-01
Net source of H1 at patch named: HEATL5 = 4.080E-01
Net source of H1 at patch named: HEATL6 = 4.080E-01
Net source of H1 at patch named: HEATL7 = 4.080E-01
Net source of H1 at patch named: HEATL8 = 4.080E-01
Net source of H1 at patch named: HEATL9 = 4.080E-01
Net source of H1 at patch named: HEATL10 = 4.080E-01
Net source of H1 at patch named: HEATL11 = 4.080E-01
Net source of H1 at patch named: HEATL12 = 4.080E-01
Net source of H1 at patch named: HEATL13 = 4.080E-01
Net source of H1 at patch named: HEATL14 = 4.080E-01
Net source of H1 at patch named: HEATL15 = 4.080E-01
Net source of H1 at patch named: HEATL16 = 4.080E-01

```

spot values vs sweep or iteration number

IXMON= 7 IYMON= 7 IZMON= 40

Tabulation of abscissa and ordinates...

	ISWP	P1	U1	V1	W1	H1
6.000E+00	3.388E+02	1.599E-01	1.094E-01	6.878E-01	6.157E+04	
1.100E+01	2.128E+02	1.634E-01	1.082E-01	5.288E-01	4.781E+04	
1.600E+01	1.294E+02	7.893E-02	2.534E-02	3.860E-01	3.952E+04	
2.100E+01	1.427E+02	4.612E-02	9.519E-02	3.747E-01	3.686E+04	
2.600E+01	1.775E+02	7.098E-02	1.089E-01	4.045E-01	3.536E+04	
3.100E+01	1.714E+02	3.959E-02	1.042E-01	4.460E-01	3.567E+04	
3.600E+01	2.021E+02	2.466E-02	7.766E-02	4.503E-01	3.608E+04	
4.100E+01	1.770E+02	2.714E-02	1.569E-02	4.456E-01	3.643E+04	
4.600E+01	1.615E+02	2.190E-02	1.151E-02	4.316E-01	3.676E+04	
5.100E+01	1.337E+02	5.072E-03	1.561E-02	4.262E-01	3.694E+04	
5.600E+01	1.343E+02	-1.534E-03	2.463E-02	4.324E-01	3.703E+04	
6.100E+01	1.728E+02	1.058E-03	1.789E-02	4.380E-01	3.663E+04	
6.600E+01	1.285E+02	-1.971E-03	-6.958E-04	4.408E-01	3.587E+04	
7.100E+01	1.245E+02	-8.566E-03	-6.093E-03	4.377E-01	3.530E+04	
7.600E+01	1.235E+02	-1.329E-02	-2.759E-03	4.341E-01	3.484E+04	
8.100E+01	1.492E+02	-2.166E-02	7.032E-04	4.319E-01	3.452E+04	
8.600E+01	1.466E+02	-3.483E-02	1.196E-03	4.304E-01	3.427E+04	
9.100E+01	1.714E+02	-4.808E-02	1.220E-03	4.296E-01	3.402E+04	
9.600E+01	1.324E+02	-5.725E-02	-9.314E-04	4.293E-01	3.375E+04	
VARIABLE	P1	U1	V1	W1	H1	
MINVAL=	1.235E+02	-5.725E-02	-6.093E-03	3.747E-01	3.375E+04	
MAXVAL=	3.388E+02	1.634E-01	1.094E-01	6.878E-01	6.157E+04	
CELLAV=	1.735E+02	3.058E-02	4.081E-02	4.587E-01	3.904E+04	



residuals vs sweep or iteration number

Tabulation of abscissa and ordinates...

ISWP	P1	U1	V1	W1	H1
6.000E+00	2.772E+06	5.326E+06	2.223E+07	6.864E+06	2.764E+10
1.100E+01	2.398E+06	6.075E+06	2.204E+07	5.831E+06	2.414E+10
1.600E+01	2.564E+06	5.100E+06	2.366E+07	4.867E+06	2.134E+10
2.100E+01	2.658E+06	3.592E+06	2.495E+07	4.548E+06	1.764E+10
2.600E+01	2.493E+06	2.911E+06	2.168E+07	4.097E+06	1.309E+10
3.100E+01	2.167E+06	2.312E+06	1.757E+07	3.533E+06	1.003E+10
3.600E+01	1.782E+06	1.898E+06	1.399E+07	2.973E+06	6.983E+09
4.100E+01	1.368E+06	2.137E+06	9.345E+06	2.492E+06	5.006E+09
4.600E+01	1.158E+06	1.770E+06	7.201E+06	2.175E+06	4.207E+09
5.100E+01	9.083E+05	1.390E+06	5.739E+06	1.931E+06	3.219E+09
5.600E+01	8.402E+05	1.368E+06	5.241E+06	1.659E+06	3.341E+09
6.100E+01	7.699E+05	1.204E+06	4.985E+06	1.422E+06	3.666E+09
6.600E+01	6.148E+05	9.604E+05	4.466E+06	1.336E+06	3.370E+09
7.100E+01	5.049E+05	8.867E+05	4.173E+06	1.307E+06	2.827E+09
7.600E+01	5.081E+05	8.020E+05	4.158E+06	1.256E+06	2.379E+09
8.100E+01	4.727E+05	6.355E+05	4.110E+06	1.186E+06	2.086E+09
8.600E+01	4.061E+05	6.551E+05	3.733E+06	1.141E+06	1.813E+09
9.100E+01	3.328E+05	6.742E+05	3.090E+06	1.089E+06	1.617E+09
9.600E+01	2.951E+05	5.280E+05	2.953E+06	1.039E+06	1.606E+09
VARIABLE	P1	U1	V1	W1	H1

MINVAL= 1.260E+01 1.318E+01 1.490E+01 1.385E+01 2.120E+01
 MAXVAL= 1.483E+01 1.562E+01 1.703E+01 1.574E+01 2.404E+01

```

1.00 H..U.+V.V.+.....+.....+.....+.....+.....+.....+.....+
      V H U      V
0.90 + W H      P
      .      H      V
0.80 +      W W      P
      .      H      V
0.70 +      U      P
      .      H
0.60 +      U      P
      .      W V
0.50 +      H      U P
      .      W      P P
0.40 +      H W U U
      .      H W      U P
0.30 +      V      H
      .      H H V H P P
0.20 +      V H      P
      .      W W V H V P
0.10 +      W W      H V U
      .      W H P
0.00 +.....+.....+.....+.....+.....+.....+.....+.....+.....+H..H
      0 .1 .2 .3 .4 .5 .6 .7 .8 .9 1.0
the abscissa is ISWP. min= 6.00E+00 max= 9.60E+01

```


ÖZGEÇMİŞ

1970 Yılında Erzurum’da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Sivas’ta tamamladı. 1987 yılında Cumhuriyet Üniversitesi Makina Mühendisliği’de öğrenimine başladı ve 1991 yılında mezun oldu. 1992 yılında araştırma görevliliğine ve yüksek lisans eğitimine başladı. 1996 yılında yüksek lisans eğitimini aynı üniversitede tamamladı. 1997 yılında YÖK’ün 35. maddesi gereği Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü’nde doktora eğitimine başladı. Halen Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü’nde araştırma görevlisi olarak çalışmaktadır.

