

175761

**BUZDOLABI İÇİ ISI VE KÜTLE GEÇİŞİNİN
SAYISAL VE DENEYSEL İNCELENMESİ**

**DOKTORA TEZİ
Y. Müh. Deniz ŞEKER
503992054**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 14 Haziran 2004
Tezin Savunulduğu Tarih : 4 Ağustos 2004**

Tez Danışmanı :

Prof. Dr. A. Nilüfer EĞRİCAN

Diğer Jüri Üyeleri

Prof.Dr. Kadir KIRKKÖPRÜ (İ.T.Ü.)

Prof.Dr. İsmail TEKE (Y.T.Ü.)

Prof.Dr. Oktay ÖZCAN (Y.T.Ü.)

Yar.Doç.Dr. Erhan BÖKE (İ.T.Ü.)

EYLÜL 2004

ÖNSÖZ

Bu doktora tezi çalışmasında, açık ve kapalı kapı durumunda buzdolabı kabini içinde oluşan ısı ve kütle transferi; sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir.

Bu doktora tezi çalışmasını yöneten, olumlu eleştirileri ve önerileri ile çalışmalarına büyük katkısı bulunan değerli hocam Sn. Prof. Dr. A. Nilüfer EĞRİCAN'a ve tez ile ilgili çalışmalarda değerli önerileri için Sn. Prof. Dr. Kadir KIRKKÖPRÜ'ye, Sn. Prof. Dr. İsmail TEKE'ye, Sn. Prof. Dr. Oktay ÖZCAN'a ve Sn. Yar. Doç. Dr. Erhan BÖKE'ye teşekkürlerimi sunarım.

Bu tez çalışmasına maddi ve teknik destek sağlayarak çalışmanın gerçekleşmesini sağlayan ARÇELİK A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Merkezi Direktörü Sn. Şemsettin EKSERT ve Mekanik Sistemler Yöneticisi Sn. Doç. Dr. M. Yalçın TANES'e teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışması sırasında yardımlarını gördüğüm başta Ar-Ge Uzmanı Sn. Levent AKDAĞ ve Ar-Ge teknisyenleri Sn. Nihat KANDEMİR, Sn. Mehmet MARAŞLI ve Sn. Çetin LALE olmak üzere Akışkanlar Dinamiği Teknoloji Ailesi'nin tamamına, veri toplama sisteminin hazırlanması konusundaki yardımları için Ar-Ge Uzmanı Sn. Ömer AKBAŞ'a, PIV deneylerinde kullanılan parafin yağının teminindeki yardımları için Ar-Ge Uzmanı Sn. Dr. Aylin Akova ERSOY'a, projenin mali ve idari yönetimi konularındaki yardımları için Ar-Ge teknisyenleri Sn. Zeynep Gül TÜTÜNCÜ, Sn. Mustafa Hakan YENGİN ve Ar-Ge Mühendisi Sn. Deniz KARABULUT'a ve tezin basılmasındaki yardımlarından ötürü Ar-Ge teknisyeni Sn. İlknur ÖZKAN'a teşekkür ederim.

Bütün bu teşekkürlerin ötesinde; beni yetiştiren ve hayatım boyunca verdiğim her kararda beni destekleyen aileme şükranlarımı sunarım.

İstanbul, Haziran 2004

Deniz ŞEKER

İÇİNDEKİLER

TABLO LİSTESİ	V
ŞEKİL LİSTESİ	VI
SEMBOL LİSTESİ	XII
ÖZET	XVI
SUMMARY	XVII
1. GİRİŞ	1
2. KAVİTE İÇİ DOĞAL TAŞINIM İLE İLGİLİ LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	3
2.1. Giriş	3
2.2. Kavite İçi Doğal Taşınım Hakkındaki Literatür	3
2.2.1. Kapalı Kavite İçi Doğal Taşınım ile İlgili Yapılan Çalışmalar	3
2.2.2. Açık Kavite İçi Doğal Taşınım ile İlgili Yapılan Çalışmalar	45
2.2.3. Literatür Araştırması Sonuçları	53
3. NÜMERİK ÇALIŞMALAR	55
3.1. Giriş	55
3.2. Ön Çalışmalar	55
3.3. Kapalı Kavite İçinde Laminer Isı Geçişi	60
3.3.1. Sonlu Farklar Denklemleri	66
3.3.2. Sonuçlar	68
3.3.3. Literatürle Karşılaştırma ve Korelasyon	73
3.4. Kapalı Kavite İçinde Laminer Isı ve Kütle Geçişi	75
3.4.1. Sonuçlar	80
3.4.2. Literatürle Karşılaştırma ve Korelasyonlar	87
3.5. Kapalı Kavite İçinde Türbülanslı Isı Geçişi	88
3.5.1. Sonuçlar	92
3.5.2. Literatürle Karşılaştırma ve Korelasyon	98
3.6. Kapalı Kavite İçinde Türbülanslı Isı ve Kütle Geçişi	100
3.6.1. Sonuçlar	102
3.6.2. Literatürle Karşılaştırma ve Korelasyonlar	109
3.7. Açık Kavite İçinde Laminer Isı Geçişi	110
3.7.1. Sonuçlar	112
3.7.2. Literatürle Karşılaştırma ve Korelasyonlar	117
3.8. Açık Kavite İçinde Laminer Isı ve Kütle Geçişi	117
3.8.1. Sonuçlar	119
3.8.2. Literatürle Karşılaştırma ve Korelasyonlar	126
3.9. Açık Kavite İçinde Türbülanslı Isı Geçişi	127
3.9.1. Sonuçlar	128
3.9.2. Literatürle Karşılaştırma ve Korelasyon	134
3.10. Açık Kavite İçinde Türbülanslı Isı ve Kütle Geçişi	134
3.10.1. Sonuçlar	136
3.10.2. Literatürle Karşılaştırma ve Korelasyonlar	143
3.11. Matematik Modelleme Sonuçları	144
4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR	146
4.1. Kapalı Kavite İçinde Hız Ölçümü	146
4.1.1. Giriş	146

4.1.2.	Kavite Geometrisi	148
4.1.3.	Hız Ölçümü	149
4.2.	Buzdolabı İçinde Sıcaklık Ölçümü	152
4.2.1.	Giriş	152
4.2.2.	Kapalı Kapı Durumunda Buzdolabı İçinde Sıcaklık Ölçümü	155
4.2.3.	Açık Kapı Durumunda Buzdolabı İçinde Sıcaklık Ölçümü	157
4.3.	Buzdolabı İçinde Nem Ölçümü	159
4.3.1.	Giriş	159
4.3.2.	Kapalı Kapı Durumunda Buzdolabı İçinde Bağıl Nem Ölçümü	160
4.3.3.	Açık Kapı Durumunda Buzdolabı İçinde Bağıl Nem Ölçümü	162
5.	MODEL VE DENEY SONUÇLARININ KARŞILAŞTIRILMASI	164
5.1.	PIV Deneyi ile Model Sonuçlarının Karşılaştırılması	164
5.2.	Kapalı Kapı Durumu İçin Yapılan Sıcaklık ve Bağıl Nem Ölçümünün Model Sonuçları ile Karşılaştırılması	165
5.3.	Açık Kapı Durumu İçin Yapılan Sıcaklık ve Bağıl Nem Ölçümünün Model Sonuçları ile Karşılaştırılması	173
6.	SONUÇLAR VE ÖNERİLER	181
	KAYNAKLAR	183
	ÖZGEÇMİŞ	193



TABLO LİSTESİ

Sayfa No

Tablo 3.1	Kapalı kavite içi laminer ısı geçişi ile ilgili literatürle karşılaştırma (Sıcak duvar Nusselt sayısı)	74
Tablo 3.2	Nümerik çalışmalar sonucu elde edilen korelasyonlar ve bu korelasyonların geçerli olduğu aralıklar.....	145

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 2.1	:Problem geometrisi [4]	4
Şekil 2.2	: $Gr=4.10^6$ ve $Pr=0.71$ için elde edilmiş boyutsuz akım fonksiyonu, sıcaklık ve çevri fonksiyonu eğrileri [4]	5
Şekil 2.3	:Simetri ekseninde akış görüntüleme sonucu elde edilmiş akım çizgileri ($Ra=7.10^4$) [6].....	5
Şekil 2.4	:Farklı Rayleigh sayıları için hesaplanan Nusselt sayıları [7]	6
Şekil 2.5	: $Pr=0.0075$ ve $Ra=100$ için hesaplanmış akım çizgileri [10]	7
Şekil 2.6	: $Ra=10^6$ için hesaplanmış akım fonksiyonu ve eşsıcaklık eğrileri [16]	9
Şekil 2.7	:İncelenen geometri [19].....	10
Şekil 2.8	: $Ra=10^6$ için akım fonksiyonu ve eşsıcaklık eğrileri [19]	10
Şekil 2.9	:Kavite içi farklı noktalarda boyutsuz zamana göre hesaplanmış boyutsuz sıcaklık ve boyutsuz yatay hız değerleri ($Ra=10^7$, $Pr=1.0$).	11
Şekil 2.10	: $Pr=6000$ için, Rayleigh sayısının 43000'den 73000'e değişmesi sırasında ikinci çevrintinin oluşumu [21]	12
Şekil 2.11	:Boyutsuz ısı iletkenlik değerine göre hesaplanmış Nusselt sayısı değerleri [22].....	13
Şekil 2.12	: $Ra=9.10^5$ için katı-sıvı arabölgesi ve akım fonksiyonu değerleri (a) 12.7 dakika (b) 25.5 dakika (c) 38.2 dakika (d) 50.9 dakika....	14
Şekil 2.13	:İncelenen geometri [26].....	15
Şekil 2.14	:Farklı Rayleigh sayıları için kavite içi boyutsuz sıcaklık dağılımları [29] (a) 10^3 (b) 10^4 (c) 10^5 (d) 10^6	18
Şekil 2.15	: $Ra=1.66.10^5$ ve $Pr=1109$ için sırasıyla ölçülmüş ve hesaplanmış boyutsuz sıcaklık ve hız dağılımları [33]	20
Şekil 2.16	: $Ra=1.3.10^3$ için elde edilmiş sonuçlar [36] (a) Boyutsuz sıcaklık dağılımı (b) Hız vektörleri.....	22
Şekil 2.17	:Problem geometrisi [37] (1) Sıcak silindir (2) Soğuk silindir (3) Simetri eksenini	23
Şekil 2.18	:Problem geometrisi [39]	24
Şekil 2.19	: $Ra=10^5$ için akış görselleme çalışması [48]	27
Şekil 2.20	: $Pr=0.71$ (hava) için, farklı Rayleigh sayılarındaki akım fonksiyonu değerleri [49].....	27
Şekil 2.21	:Buzdolabı içi hız dağılımı [53].....	30
Şekil 2.22	:Problem geometrisi [57]	31
Şekil 2.23	:Farklı Rayleigh sayıları için elde edilmiş akım fonksiyonu ve boyutsuz sıcaklık dağılımı değerleri [67] (a) $Ra=10^3$ (b) $Ra=10^4$ (c) $Ra=10^5$ (d) $Ra=10^6$ (e) $Ra=10^7$	34
Şekil 2.24	:Suyun yavaş yavaş donması durumunda elde edilen akım fonksiyonu ve boyutsuz sıcaklık dağılımı [69].....	35
Şekil 2.25	:Kavite içi akım fonksiyonu (a) ve boyutsuz sıcaklık dağılımları (b) [73] .	37
Şekil 2.26	:Problem geometrisi [74]	38

Şekil 2.27	:Kavite içi boyutsuz sıcaklık dağılımları [74] (a) $Ra=10^3$ (b) $Ra=10^4$ (c) $Ra=10^5$	38
Şekil 2.28	:Sağ duvarına zamana bağlı ısı akısı uygulanması durumunda kavite içi hız vektörleri [78] (a) 60 s (b) 120 s (c) 300 s (d) 600 s	40
Şekil 2.29	:Problem geometrisi [99]	43
Şekil 2.30	:Kabin içi sıcaklık ve akım fonksiyonu değerleri [100].....	44
Şekil 2.31	:Kavite içi boyutsuz akım fonksiyonu dağılımı [101].....	44
Şekil 2.32	:Kavite geometrisi ve sınırları [103]	45
Şekil 2.33	:Kavite içi hız ve sıcaklık dağılımı [103].....	46
Şekil 2.34	: $Ra=10^7$ için kavite içi hız vektörleri ve eşsıcaklık eğrileri [104]	46
Şekil 2.35	: $Ra=10^9$ için hesaplanmış boyutsuz sıcaklık ve akım fonksiyonu değerleri [107].....	47
Şekil 2.36	:Doğal taşınım durumunda, $Gr=4.4 \cdot 10^7$ için hesaplanan hız vektörleri [109].....	48
Şekil 2.37	:Problem geometrisi [110]	48
Şekil 2.38	:Problem geometrisi [113]	50
Şekil 2.39	: $Pr=Sc=0.71$, $N=1$ ve $Gr=10^6$ için boyutsuz akım fonksiyonu ve sıcaklık dağılımı [114]	51
Şekil 2.40	: $Ra=10^5$ için kavite içi boyutsuz akım fonksiyonu [120]	53
Şekil 3.1	:İncelenen buzdolabı geometrisi ve ana boyutlar.....	56
Şekil 3.2	:İki boyutlu buzdolabı geometrisi ve çözüm ağı	57
Şekil 3.3	:İki boyutlu dolap geometrisinde elde edilen sıcaklık dağılımı.....	57
Şekil 3.4	:İki boyutlu dolap geometrisinde elde edilen hız dağılımı.....	58
Şekil 3.5	:Üç boyutlu buzdolabı geometrisi ve çözüm ağı	58
Şekil 3.6	:Üç boyutlu dolap geometrisi için simetri ekseninde elde edilen sıcaklık dağılımı	59
Şekil 3.7	:Üç boyutlu dolap geometrisi için simetri ekseninde elde edilen hız dağılımı	59
Şekil 3.8	:Kapalı kavite içi laminar ısı geçişi için incelenen geometri ve sınır koşulları	60
Şekil 3.9	:Akım fonksiyonu : (a) $Ra=10^3$; (b) $Ra=10^4$; (c) $Ra=10^5$; (d) $Ra=10^6$; (e) $Ra=10^7$	69
Şekil 3.10	:Çevri eğrileri : (a) $Ra=10^3$; (b) $Ra=10^4$; (c) $Ra=10^5$; (d) $Ra=10^6$; (e) $Ra=10^7$	70
Şekil 3.11	:Yatay hız : (a) $Ra=10^3$; (b) $Ra=10^4$; (c) $Ra=10^5$; (d) $Ra=10^6$; (e) $Ra=10^7$	71
Şekil 3.12	:Dikey hız : (a) $Ra=10^3$; (b) $Ra=10^4$; (c) $Ra=10^5$; (d) $Ra=10^6$; (e) $Ra=10^7$	72
Şekil 3.13	:Eşsıcaklık eğrileri : (a) $Ra=10^3$; (b) $Ra=10^4$; (c) $Ra=10^5$; (d) $Ra=10^6$; (e) $Ra=10^7$	73
Şekil 3.14	:Kapalı kavite içi laminar ısı geçişi ile ilgili literatürle grafiksel karşılaştırma	74
Şekil 3.15	:Kapalı kavite içi laminar ısı geçişi durumunda sıcak duvarın Nusselt sayısı için korelasyon ve model sonuçları.....	75
Şekil 3.16	:Kapalı kavite içi laminar ısı ve kütle geçişi için incelenen geometri ve sınır koşulları.....	75
Şekil 3.17	:Akım fonksiyonu : (a) $Ra_m=10^3$; (b) $Ra_m=10^4$; (c) $Ra_m=10^5$; (d) $Ra_m=10^6$; (e) $Ra_m=10^7$	81
Şekil 3.18	:Çevri eğrileri : (a) $Ra_m=10^3$; (b) $Ra_m=10^4$; (c) $Ra_m=10^5$; (d) $Ra_m=10^6$; (e) $Ra_m=10^7$	82
Şekil 3.19	:Yatay hız : (a) $Ra_m=10^3$; (b) $Ra_m=10^4$; (c) $Ra_m=10^5$; (d) $Ra_m=10^6$; (e) $Ra_m=10^7$	83

Şekil 3.20	:Dikey hız : (a) $Ra_m=10^3$; (b) $Ra_m=10^4$; (c) $Ra_m=10^5$; (d) $Ra_m=10^6$; (e) $Ra_m=10^7$	84
Şekil 3.21	:Eşsıcaklık eğrileri : (a) $Ra_m=10^3$; (b) $Ra_m=10^4$; (c) $Ra_m=10^5$; (d) $Ra_m=10^6$; (e) $Ra_m=10^7$	85
Şekil 3.22	:Eşderişiklik eğrileri : (a) $Ra_m=10^3$; (b) $Ra_m=10^4$; (c) $Ra_m=10^5$; (d) $Ra_m=10^6$; (e) $Ra_m=10^7$	86
Şekil 3.23	:Kapalı kavite içi laminar ısı ve kütle geçişi durumunda sıcak duvarın Nusselt sayısı için korelasyon ve model sonuçları	87
Şekil 3.24	:Kapalı kavite içi laminar ısı ve kütle geçişi durumunda sıcak duvarın Sherwood sayısı için korelasyon ve model sonuçları	87
Şekil 3.25	:Kapalı kavite içi türbülanslı ısı geçişi için incelenen geometri ve sınır koşulları	88
Şekil 3.26	:Kapalı kavite içi türbülanslı ısı geçişi durumu için kullanılan çözüm ağı	93
Şekil 3.27	:Akım fonksiyonu (a) $Ra=10^8$ (b) $Ra=10^9$ (c) $Ra=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra=10^{10}$ (e) $Ra=5 \cdot 10^{10}$	94
Şekil 3.28	:Çevri eğrileri (a) $Ra=10^8$ (b) $Ra=10^9$ (c) $Ra=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra=10^{10}$ (e) $Ra=5 \cdot 10^{10}$	95
Şekil 3.29	:Yatay hız (a) $Ra=10^8$ (b) $Ra=10^9$ (c) $Ra=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra=10^{10}$ (e) $Ra=5 \cdot 10^{10}$	96
Şekil 3.30	:Dikey hız (a) $Ra=10^8$ (b) $Ra=10^9$ (c) $Ra=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra=10^{10}$ (e) $Ra=5 \cdot 10^{10}$	97
Şekil 3.31	:Eşsıcaklık eğrileri (a) $Ra=10^8$ (b) $Ra=10^9$ (c) $Ra=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra=10^{10}$ (e) $Ra=5 \cdot 10^{10}$	98
Şekil 3.32	:Türbülanslı ısı geçişi ile ilgili elde edilen sonuçların literatürle karşılaştırılması	99
Şekil 3.33	:Kapalı kavite içi türbülanslı ısı durumunda sıcak duvarın Nusselt sayısı için korelasyon ve model sonuçları	99
Şekil 3.34	:Kapalı kavite içi türbülanslı ısı ve kütle geçişi için incelenen geometri ve sınır koşulları	100
Şekil 3.35	:Akım fonksiyonu (a) $Ra_m=10^8$ (b) $Ra_m=10^9$ (c) $Ra_m=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra_m=10^{10}$ (e) $Ra_m=5 \cdot 10^{10}$	103
Şekil 3.36	:Çevri eğrileri (a) $Ra_m=10^8$ (b) $Ra_m=10^9$ (c) $Ra_m=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra_m=10^{10}$ (e) $Ra_m=5 \cdot 10^{10}$	104
Şekil 3.37	:Yatay hız (a) $Ra_m=10^8$ (b) $Ra_m=10^9$ (c) $Ra_m=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra_m=10^{10}$ (e) $Ra_m=5 \cdot 10^{10}$	105
Şekil 3.38	:Dikey hız (a) $Ra_m=10^8$ (b) $Ra_m=10^9$ (c) $Ra_m=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra_m=10^{10}$ (e) $Ra_m=5 \cdot 10^{10}$	106
Şekil 3.39	:Eşsıcaklık eğrileri (a) $Ra_m=10^8$ (b) $Ra_m=10^9$ (c) $Ra_m=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra_m=10^{10}$ (e) $Ra_m=5 \cdot 10^{10}$	107
Şekil 3.40	:Eşderişiklik eğrileri (a) $Ra_m=10^8$ (b) $Ra_m=10^9$ (c) $Ra_m=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra_m=10^{10}$ (e) $Ra_m=5 \cdot 10^{10}$	108
Şekil 3.41	:Kapalı kavite içi türbülanslı ısı ve kütle geçişi durumunda sıcak duvarın Nusselt sayısı için korelasyon ve model sonuçları	109
Şekil 3.42	:Kapalı kavite içi türbülanslı ısı ve kütle geçişi durumunda sıcak duvarın Sherwood sayısı için korelasyon ve model sonuçları	110
Şekil 3.43	:Açık kavite içi laminar ısı geçişi için incelenen geometri ve sınır koşulları	110
Şekil 3.44	:Akım fonksiyonu : (a) $Ra=10^3$; (b) $Ra=10^4$; (c) $Ra=10^5$; (d) $Ra=10^6$; (e) $Ra=10^7$	112
Şekil 3.45	:Çevri eğrileri : (a) $Ra=10^3$; (b) $Ra=10^4$; (c) $Ra=10^5$; (d) $Ra=10^6$; (e) $Ra=10^7$	113

Şekil 3.46	:Yatay hız : (a) $Ra=10^3$; (b) $Ra=10^4$; (c) $Ra=10^5$; (d) $Ra=10^6$; (e) $Ra=10^7$	114
Şekil 3.47	:Dikey hız : (a) $Ra=10^3$; (b) $Ra=10^4$; (c) $Ra=10^5$; (d) $Ra=10^6$; (e) $Ra=10^7$	115
Şekil 3.48	:Eşsıcaklık eğrileri : (a) $Ra=10^3$; (b) $Ra=10^4$; (c) $Ra=10^5$; (d) $Ra=10^6$; (e) $Ra=10^7$	116
Şekil 3.49	:Açık kavite içi laminar ısı geçişi durumunda sıcak duvarın Nusselt sayısı için korelasyon ve model sonuçları.....	117
Şekil 3.50	:Açık kavite içi laminar ısı ve kütle geçişi için incelenen geometri ve sınır koşulları.....	118
Şekil 3.51	:Akım fonksiyonu : (a) $Ra_m=10^3$; (b) $Ra_m=10^4$; (c) $Ra_m=10^5$; (d) $Ra_m=10^6$; (e) $Ra_m=10^7$	120
Şekil 3.52	:Çevri eğrileri : (a) $Ra_m=10^3$; (b) $Ra_m=10^4$; (c) $Ra_m=10^5$; (d) $Ra_m=10^6$; (e) $Ra_m=10^7$	121
Şekil 3.53	:Yatay hız : (a) $Ra_m=10^3$; (b) $Ra_m=10^4$; (c) $Ra_m=10^5$; (d) $Ra_m=10^6$; (e) $Ra_m=10^7$	122
Şekil 3.54	:Dikey hız : (a) $Ra_m=10^3$; (b) $Ra_m=10^4$; (c) $Ra_m=10^5$; (d) $Ra_m=10^6$; (e) $Ra_m=10^7$	123
Şekil 3.55	:Eşsıcaklık eğrileri : (a) $Ra_m=10^3$; (b) $Ra_m=10^4$; (c) $Ra_m=10^5$; (d) $Ra_m=10^6$; (e) $Ra_m=10^7$	124
Şekil 3.56	:Eşderişiklik eğrileri : (a) $Ra_m=10^3$; (b) $Ra_m=10^4$; (c) $Ra_m=10^5$; (d) $Ra_m=10^6$; (e) $Ra_m=10^7$	125
Şekil 3.57	:Açık kavite içi laminar ısı ve kütle geçişi durumunda sıcak duvarın Nusselt sayısı için korelasyon ve model sonuçları.....	126
Şekil 3.58	:Açık kavite içi laminar ısı ve kütle geçişi durumunda sıcak duvarın Sherwood sayısı için korelasyon ve model sonuçları.....	127
Şekil 3.59	:Açık kavite içi türbülanslı ısı geçişi için incelenen geometri ve sınır koşulları	127
Şekil 3.60	:Akım fonksiyonu (a) $Ra=10^8$ (b) $Ra=10^9$ (c) $Ra=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra=10^{10}$ (e) $Ra=5 \cdot 10^{10}$	129
Şekil 3.61	:Çevri eğrileri (a) $Ra=10^8$ (b) $Ra=10^9$ (c) $Ra=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra=10^{10}$ (e) $Ra=5 \cdot 10^{10}$	130
Şekil 3.62	:Yatay hız (a) $Ra=10^8$ (b) $Ra=10^9$ (c) $Ra=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra=10^{10}$ (e) $Ra=5 \cdot 10^{10}$	131
Şekil 3.63	:Dikey hız (a) $Ra=10^8$ (b) $Ra=10^9$ (c) $Ra=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra=10^{10}$ (e) $Ra=5 \cdot 10^{10}$	132
Şekil 3.64	:Eşsıcaklık eğrileri (a) $Ra=10^8$ (b) $Ra=10^9$ (c) $Ra=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra=10^{10}$ (e) $Ra=5 \cdot 10^{10}$	133
Şekil 3.65	:Açık kavite içi türbülanslı ısı durumunda sıcak duvarın Nusselt sayısı için korelasyon ve model sonuçları.....	134
Şekil 3.66	:Açık kavite içi türbülanslı ısı ve kütle geçişi için incelenen geometri ve sınır koşulları.....	135
Şekil 3.67	:Akım fonksiyonu (a) $Ra_m=10^8$ (b) $Ra_m=10^9$ (c) $Ra_m=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra_m=10^{10}$ (e) $Ra_m=5 \cdot 10^{10}$	137
Şekil 3.68	:Çevri eğrileri (a) $Ra_m=10^8$ (b) $Ra_m=10^9$ (c) $Ra_m=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra_m=10^{10}$ (e) $Ra_m=5 \cdot 10^{10}$	138
Şekil 3.69	:Yatay hız (a) $Ra_m=10^8$ (b) $Ra_m=10^9$ (c) $Ra_m=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra_m=10^{10}$ (e) $Ra_m=5 \cdot 10^{10}$	139
Şekil 3.70	:Dikey hız (a) $Ra_m=10^8$ (b) $Ra_m=10^9$ (c) $Ra_m=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra_m=10^{10}$ (e) $Ra_m=5 \cdot 10^{10}$	140
Şekil 3.71	:Eşsıcaklık eğrileri (a) $Ra_m=10^8$ (b) $Ra_m=10^9$ (c) $Ra_m=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra_m=10^{10}$ (e) $Ra_m=5 \cdot 10^{10}$	141

Şekil 3.72	:Eşderişiklik eğrileri (a) $Ra_m=10^8$ (b) $Ra_m=10^9$ (c) $Ra_m=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra_m=10^{10}$ (e) $Ra_m=5 \cdot 10^{10}$	142
Şekil 3.73	:Açık kavite içi türbülanslı ısı ve kütle geçişi durumunda sıcak duvarın Nusselt sayısı için korelasyon ve model sonuçları	143
Şekil 3.74	:Açık kavite içi türbülanslı ısı ve kütle geçişi durumunda sıcak duvarın Sherwood sayısı için korelasyon ve model sonuçları	144
Şekil 4.1	:PIV sistemi	147
Şekil 4.2	:Altbölgeler	147
Şekil 4.3	:PIV deneyleri için kullanılan kavite	148
Şekil 4.4	:CCD kamera tarafından alınan örnek bir fotoğraf	150
Şekil 4.5	:Cross Correlation yöntemi ile elde edilen yerdeğiştirme vektörleri	150
Şekil 4.6	:Maskelenmiş yerdeğiştirme vektörleri	151
Şekil 4.7	:Filtrelenmiş yerdeğiştirme vektörleri	151
Şekil 4.8	:Ortalama yerdeğiştirme vektörleri	152
Şekil 4.9	:Termoeleman kalibrasyon sistemi	153
Şekil 4.10	:Bir termoelemanın kalibrasyon eğrisi	154
Şekil 4.11	:Veri toplama sistemi	155
Şekil 4.12	:Termoeleman yerleşimi	155
Şekil 4.13	:Deney boyunca ortam ve dolap içi sıcaklıklarının değişimi	156
Şekil 4.14	:Kapalı kapı durumu için buzdolabı içi sıcaklık haritası ($^{\circ}C$)	157
Şekil 4.15	:Deney boyunca ortam ve dolap içi sıcaklıklarının değişimi	158
Şekil 4.16	:Açık kapı durumu için buzdolabı içi sıcaklık haritası ($^{\circ}C$)	159
Şekil 4.17	:Bağıl nem sensörü	159
Şekil 4.18	:Örnek bir sensörün özellikleri	160
Şekil 4.19	:Deney boyunca ortam ve dolap içi bağıl nem değerlerinin değişimi	161
Şekil 4.20	:Kapalı kapı durumu için buzdolabı içi bağıl nem haritası (%)	161
Şekil 4.21	:Deney boyunca ortam ve dolap içi bağıl nem değerlerinin değişimi	162
Şekil 4.22	:Açık kapı durumu için buzdolabı içi bağıl nem haritası (%)	163
Şekil 5.1	:Kavitenin dikey orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış yatay hız değerleri	164
Şekil 5.2	:Kavitenin yatay orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış dikey hız değerleri	165
Şekil 5.3	:Kapalı kapı durumu için buzdolabı içi sıcaklık haritası ($^{\circ}C$) (Model sonucu)	170
Şekil 5.4	:Kapalı kapı durumu için buzdolabı içi derişiklik haritası (kg/m^3) (Model sonucu)	170
Şekil 5.5	:Kapalı kapı durumu için buzdolabı yatay orta ekseni sıcaklık değişimi karşılaştırması	171
Şekil 5.6	:Kapalı kapı durumu için buzdolabı dikey orta ekseni sıcaklık değişimi karşılaştırması	171
Şekil 5.7	:Kapalı kapı durumu için buzdolabı yatay orta ekseni derişiklik değişimi karşılaştırması	172
Şekil 5.8	:Kapalı kapı durumu için buzdolabı dikey orta ekseni derişiklik değişimi karşılaştırması	172
Şekil 5.9	:Açık kapı durumu için buzdolabı içi sıcaklık haritası ($^{\circ}C$) (Model sonucu)	177
Şekil 5.10	:Açık kapı durumu için buzdolabı içi derişiklik haritası (kg/m^3) (Model sonucu)	177
Şekil 5.11	:Açık kapı durumu için buzdolabı yatay orta ekseni sıcaklık değişimi karşılaştırması	178
Şekil 5.12	:Açık kapı durumu için buzdolabı dikey orta ekseni sıcaklık değişimi karşılaştırması	178

Şekil 5.13	:Açık kapı durumu için buzdolabı yatay orta eksenini derişiklik değışimi karşılaştırması.....	179
Şekil 5.14	:Açık kapı durumu için buzdolabı dikey orta eksenini derişiklik değışimi karşılaştırması.....	179



SEMBOL LİSTESİ

A	: Çözüm bölgesi
A, B, C ve D	: Sabit katsayılar
A_r	: Şekil oranı
b	: Eşitlik 2.38'deki Rayleigh sayısına, $\frac{T_w}{T_\infty}$ oranına ve geometriye bağlı katsayı
C	: Derişiklik
C	: Model sabiti
C_μ	: k- ϵ türbülans modeli için model sabiti
C_{evap}	: Evaporatör yüzey sıcaklığındaki derişiklik
C_{kabin}	: Buzdolabı kabini ortalama sıcaklığındaki derişiklik
D_i	: Kavitenin genişliği (Eşitlik 2.9), difüzyon katsayısı
$D(T,P)$	: Sıcaklık ve basınç düzeltmesi yapılmış difüzyon katsayısı
$D(T_0,P_0)$	: Referans sıcaklık ve basınca göre hesaplanmış difüzyon katsayısı
D_T	: Eddy kütle difüzyon katsayısı
f	: Sürtünme faktörü, Eşitlik 2.38'deki Rayleigh sayısına ve duvar sıcaklığının ortam sıcaklığına oranına ($\frac{T_w}{T_\infty}$) bağlı bir korelasyon
$f(x,y)$	: Fonksiyon
$f(x,y)'$	: Değişken fonksiyon
$\bar{f}(x,y)$	: Filtrelenmiş fonksiyon
g	: Eşitlik 2.38'deki Rayleigh sayısına bağlı bir korelasyon, yerçekimi ivmesi
G	: Filtre fonksiyonu

Gr_C	: Kütle geçişinden kaynaklanan Grashof sayısı
Gr_T	: Isı geçişinden kaynaklanan Grashof sayısı
h	: Akışkanın ısı taşınım katsayısı
H	: Eşitlik 2.10'daki yan duvarın uzunluğu, kavite yüksekliği
h_e	: Kavite dışı ısı taşınım katsayısı
k	: Türbülansın kinetik enerjisi
k_f	: Akışkanın ısıl iletkenlik katsayısı (Eşitlik 2.9, 2.26)
K_T	: Eddy ısıl iletkenliği
Le	: Lewis sayısı
N	: Eşitlik 3.55'teki duvardaki çözüm noktası sayısı; derişiklik farkından oluşan kaldırma kuvvetinin, sıcaklık farkından oluşan kaldırma kuvvetine oranı
Nu	: Nusselt sayısı
Nu_0	: Eşitlik 2.30'daki referans Nusselt sayısı
Nu_{dt}	: Doğal taşınım durumunda hesaplanan Nusselt sayısı
Nu_{zt}	: Karışık taşınım durumunda hesaplanan Nusselt sayısı
P	: Basınç
p_∞	: Ortam basıncı
p'	: Boyutsuz basınç
P_0	: Referans basınç
Pr	: Prandtl sayısı
Pr_t	: Türbülanslı Prandtl sayısı
P_s	: T sıcaklığına karşılık hesaplanan doyma basıncı
R	: Nemli havanın gaz sabiti, yan duvarların ısıl direnci
Ra_H	: Kavite yüksekliğine göre tanımlanmış Rayleigh sayısı
Ra_m	: Değıştirilmiş Rayleigh sayısı
Ra_T	: Sıcaklık farkına göre tanımlanmış Rayleigh sayısı
Re	: Reynolds sayısı
S	: Eşitlik 2.10'daki ısı kaynağının uzunluğu

Sc	: Schmidt sayısı
Sc_t	: Türbülanslı Schmidt sayısı
Sh	: Sherwood sayısı
T	: Sıcaklık
t	: Zaman
t'	: Boyutsuz zaman
T_0	: Referans sıcaklık
T_{evap}	: Evaporatör yüzey sıcaklığı
T_{kabin}	: Buzdolabı kabini ortalama sıcaklığı
T_{ortam}	: Ortam sıcaklığı
u	: x yönündeki hız bileşeni
u'	: x yönündeki boyutsuz hız bileşeni
v	: y yönündeki hız bileşeni
v'	: y yönündeki boyutsuz hız bileşeni
W	: Kavitenin genişliği
x'	: Boyutsuz koordinat
y'	: Boyutsuz koordinat
α	: Doyma basıncını hesaplamak için kullanılan fonksiyon
α_{∞}	: Ortamın ısı difüzyon katsayısı
β	: Isıl genleşme katsayısı
β_c	: Derişiklik genleşme katsayısı
δ	: Eşitlik 2.7'deki hareketsiz akışkan tabakası kalınlığı
δ_K	: Derişiklik sınır tabaka kalınlığı
δ_T	: Isıl sınır tabaka kalınlığı
Δ	: Filtre genişliği
ε	: Türbülansın kinetik enerjisinin dağılma (dissipasyon) hızı
ε	: Eşitlik 2.10'daki boyutsuz uzunluk
φ	: Bağıl nem
ν_{∞}	: Ortamın kinematik viskozitesi

ν_T	: Eddy viskozitesi
ω	: Çevri
Ω, Θ, Π	: Türbülans terimleri
Ψ	: Akım fonksiyonu
ρ	: Yoğunluk
θ	: Boyutsuz sıcaklık
Γ	: Boyutsuz derişiklik



BUZDOLABI İÇİ ISI ve KÜTLE GEÇİŞİNİN SAYISAL ve DENEYSEL İNCELENMESİ

ÖZET

Bu doktora tezi çalışmasında, doğal taşınım ilkesine göre çalışan bir buzdolabının kabininde, kapalı ve açık kapı durumlarında oluşan ısı ve kütle geçişi, nümerik ve deneysel olarak incelenmiştir.

Çalışmanın nümerik kısmında, açık ve kapalı kavite durumu için, laminar ve türbülanslı akış koşullarında, ısı geçişi ve aynı anda oluşan ısı ve kütle geçişi problemleri incelenmiştir. Toplam 8 farklı problem için, akış denklemleri yazılmış ve uygun boyutsuzlaştırma terimleri kullanılarak denklemler boyutsuzlaştırılmıştır.

Nümerik kısımda ayrıca, incelenen 8 problem için, Sonlu Farklar yöntemi kullanılarak FORTRAN programlama dilinde kodlar yazılmış ve Rayleigh sayısının çeşitli değerleri için çözümleme yapılmıştır. Yapılan çözümlemelerde, türbülanslı akış durumu için LES (Large Eddy Simulation) türbülans yaklaşımı kullanılmış ve oluşturulan kodlar paralelleştirilerek, SGI Origin 2000 süperbilgisayarda çok-işlemcili çözümleme yapılmıştır. Her bir problem için elde edilen nümerik sonuçlar, ısı veya ısı/kütle geçişi korelasyonları olarak ifade edilmiştir.

Tez çalışmasının deneysel kısmı ise üç kısımda yürütülmüştür. Çalışmaların ilk kısmında, modeller sonucu elde edilen hız değerlerinin validasyonu için, PIV (Particle Image Velocimetry) sistemi kullanılarak, özel olarak tasarlanmış kapalı bir kavitede hız ölçümü yapılmıştır. Çalışmanın ikinci kısmında, bir buzdolabı içinde kapalı ve açık kapı durumunda, çok noktadan sıcaklık ölçümü yapılarak, modeller sonucu elde edilen sıcaklık haritalarının deneysel olarak da incelenmesi sağlanmıştır. Deneysel çalışmaların son kısmında ise, sıcaklık ölçümlerine benzer olarak, bir buzdolabı içinde kapalı ve açık kapı durumunda, çok noktadan bağıl nem ölçümü yapılarak, modeller sonucu elde edilen nem haritalarının deneysel olarak da incelenmesi sağlanmıştır.

Tez çalışmasının son kısmında ise, model ve deney sonuçları karşılaştırılmıştır. Hız, sıcaklık ve nem dağılımları için, model ve deneylerin oldukça uyumlu olduğu söylenebilir.

Bu çalışmanın sonuçları, Arçelik A.Ş. Araştırma Geliştirme Merkezi'nde oluşturulan ve buzdolabı soğutma devresi simülasyonu yapan ısı simülasyon programı REFSIM'e, doğal taşınım prensibine göre çalışan buzdolapları için gerekli verileri sağlayacaktır.

THE NUMERICAL and EXPERIMENTAL INVESTIGATION of HEAT AND MASS TRANSFER INSIDE DOMESTIC REFRIGERATORS

SUMMARY

In this PhD study, the heat and mass transfer inside a refrigerator cabinet occurring on the open door and closed door conditions for natural convection were numerically and experimentally examined.

For laminar and turbulent flow conditions, open door and closed door cases, heat transfer or combined heat and mass transfer were investigated. For eight different flow problems, the governing equations were written and non-dimensionalized.

The equations were discretized by using Finite Difference method. For turbulent flow conditions, Large Eddy Simulation (LES) turbulence approach was utilized. Eight different computer programs were written in FORTRAN programming language and run for different Rayleigh numbers. The turbulent model codes were parallelized and run in SGI Origin 2000 supercomputer. The results obtained from the simulations were used to develop heat and mass transfer correlations.

On the first part of the experimental studies, velocity measurements were done in a special designed cavity by using Particle Image Velocimetry (PIV) system to validate the simulation results. The second part consisted of temperature measurement inside the refrigerator cabinet for open door and closed door conditions. The temperature map inside the cabinet were investigated. In a similar manner, the third part of the experimental study included relative humidity measurement inside the refrigerator cabinet for open door and closed door conditions.

Comparisons of experimental data with those obtained from the simulation models were presented. Experimental results agreed well with simulation results.

The results of this study will be used as unsteady state working conditions for refrigerators working under natural convection conditions in REFSIM, a computer program developed in Arçelik Company Research and Development Center. REFSIM is used to simulate the refrigeration cycle of a refrigerator.

1. GİRİŞ

Kapalı ve açık kavite içi doğal taşınım akışları, hem deneysel hem de nümerik çalışmalar için çok uzun süredir önemli bir çalışma konusudur. Bu tür akışlarda momentum denklemleri ile enerji denkleminin birarada çözülmesi zorunluluğu, özellikle kavite duvarlarında sınır koşullarının belirlenmesindeki zorluklar ve türbülanslı akış durumu için henüz tam oturmuş bir türbülans modelinin bulunmaması bu tarz akışların uzun süre daha çalışılmasını gerektirecektir.

Zorlanmış taşınımdan farklı olarak, doğal taşınımda akışkan hareketi kaldırma kuvvetinden kaynaklanmaktadır. Kaldırma kuvveti, akışkanın yoğunluk gradyeni ve genellikle yerçekimi kuvveti gibi bir kuvvetin birleşiminden oluşmaktadır. Akışkanın yoğunluk gradyeni, çok farklı sebeplerden oluşabilir. Ama genelde en çok karşılaşılan sebep, sıcaklık gradyenidir.

Bu çalışmada, Larder tipi, doğal taşınım prensibine göre çalışan buzdolaplarında, kapalı ve açık kavite durumlarında oluşan ısı ve kütle geçişi hem nümerik, hem de deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmanın nümerik kısmında, hem kapalı hem açık kavite durumları için, hem laminar hem de türbülanslı akış durumları, sadece ısı geçişinin olduğu durum ve ısı ve kütle geçişinin birarada olduğu durumlar incelenmiştir. Türbülanslı akış durumu için, Large Eddy Simulation (LES) türbülans yaklaşımı kullanılmıştır. Çalışmanın deneysel kısmında ise, bir model kavite tasarlanmış ve bu kavite içinde PIV kullanılarak hız ölçümü yapılmıştır. Ayrıca, Larder tipi bir buzdolabı içinde çok noktadan sıcaklık ve nem ölçümü yapılarak nümerik çalışmalar ile karşılaştırma yapılmıştır.

Bu tezde, literatürdeki kapalı ve açık kavite içinde doğal taşınım durumları ile ilgili çalışmalar ikinci bölümde incelenmiştir.

Üçüncü bölümde, geçici rejimde hem laminar hem de türbülanslı akış durumunu açık ve kapalı kavite içinde incelemek için geliştirilmiş matematik modellerden bahsedilmektedir. Toplam 8 akış durumu için oluşturulan bu modeller, bilgisayar programı olarak da ifade edilmiştir. Bu programlar kullanılarak, Rayleigh sayısının

farklı değerleri için yapılan analizler sonucu her bir akış durumu için korelasyonlar çıkarılmış ve literatürle karşılaştırma yapılmıştır.

Dördüncü bölümde deneysel çalışmalardan bahsedilmiştir. Bu alışmalar, üç ayrı kısımda anlatılmaktadır. İlk kısımda, PIV kullanarak hız ölçümü yapabilmek için kullanılan model kavite ve yapılan deneysel çalışmalar hakkında bilgi verilmiştir. İkinci kısımda, Larder tipi bir buzdolabı üzerinde, açık ve kapalı kavite durumları için yapılan sıcaklık ölçümü çalışmalarından bahsedilmektedir. Üçüncü kısımda ise, ikinci kısımda sıcaklık ölçümü yapılan her noktadan bağıl nem sensörleri kullanılarak yapılmış bağıl nem ölçümlerinden bahsedilmektedir.

Deney sonuçlarının matematik modellerle karşılaştırılıp yorumlanması beşinci bölümde yapılmıştır. Altıncı bölümde ise sonuçlar ve öneriler yer almaktadır.



2. KAVİTE İÇİ DOĞAL TAŞINIM İLE İLGİLİ LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1. Giriş

Tezin bu bölümünde, kavite içi doğal taşınım problemi ile ilgili olarak açık literatürde bulunan çalışmalar hakkında bilgi verilmiştir.

2.2. Kavite İçi Doğal Taşınım Hakkındaki Literatür

Kavite içi doğal taşınım ile ilgili literatürde yapılan çalışmalar iki grupta toplanabilir:

1. Kapalı kavite içi doğal taşınım ile ilgili yapılan çalışmalar : Bu çalışmalar, hem laminar hem de türbülanslı akış durumları için, ısı geçişi veya ısı ve kütle geçişinin birarada olduğu durumları inceleyen nümerik ve deneysel çalışmalardır.
2. Açık kavite içi doğal taşınım ile ilgili yapılan çalışmalar : Açık kavite durumu için, laminar akış durumunda yapılan nümerik ve deneysel çalışmalar özetlenmiştir. Türbülanslı akış durumu ile ilgili olarak açık literatürde herhangi bir çalışmaya rastlanmamıştır.

2.2.1. Kapalı Kavite İçi Doğal Taşınım ile İlgili Yapılan Çalışmalar

Kapalı kavite içi doğal taşınım ile ilgili literatürde çok fazla çalışma mevcuttur. Bu bölümde, bu çalışmalardan kısaca bahsedilmektedir.

Ostrach [1], kapalı kavite içi laminar doğal taşınım problemi ile ilgili literatürü geniş bir şekilde özetlemiştir.

Bejan [2], dikey duvarlarından birisi ısıtılırken birisi soğutulan ve diğer duvarları adyabatik olan bir kavite içinde, zamana bağlı laminar doğal taşınım problemini, boyut analizi yaparak incelemiştir. Yapılan boyut analizinde; 2 boyut için süreklilik, Navier-Stokes denklemleri ve enerji denklemi yazılmış, hareketin başladığı anın

hemen sonrasında, sınır tabaka kalınlığı δ_T , Rayleigh sayısının bir fonksiyonu olarak, aşağıdaki gibi formüle edilmiştir.

$$\delta_T \approx H.Ra_H^{-1/4} \quad (2.1)$$

Bu ifadede,

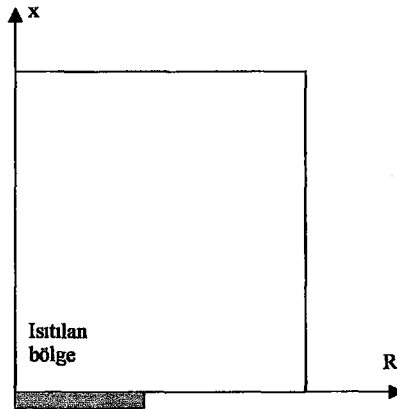
H : Kavite yüksekliği

Ra_H : Kavite yüksekliğine göre tanımlanmış Rayleigh sayısı

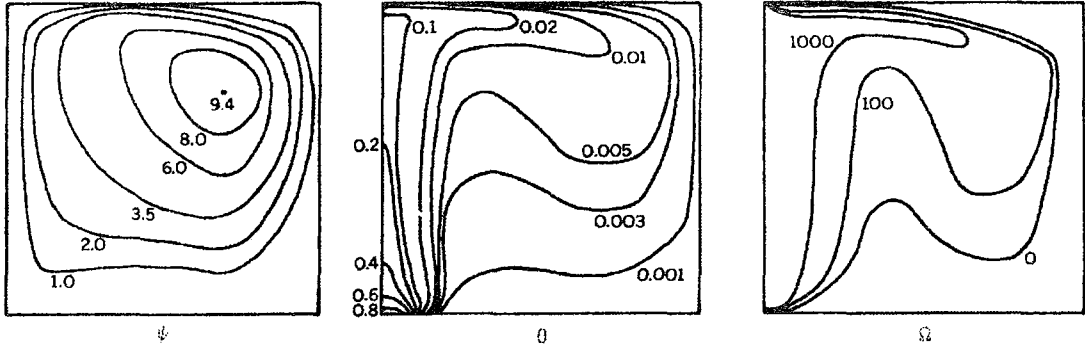
olarak tanımlanmıştır.

Schultz [3] daimi rejimde kapalı kavite içi doğal akış problemini nümerik olarak incelemiştir. Çalışmada; 2 boyut için yazılmış süreklilik denklemi, Navier-Stokes denklemleri ve enerji denklemi akım ve çevri yaklaşımı kullanılarak Sonlu Farklar yöntemi ile çözülmüştür. Ancak elde edilen sonuçlar kullanılan çözüm ağına (grid) oldukça bağımlıdır ve kullanılan model Rayleigh sayısının 10^4 değerine kadar çalışmaktadır.

Greenspan ve Schultz [4], Şekil 2.1'de gösterilen, alt yüzeyinin bir kısmı ısıtılan kapalı bir silindir içinde farklı Prandtl ve Grashof sayıları için, Sonlu Farklar yöntemini kullanarak çözümleme yapmışlardır. Yapılan çözümlemede, Prandtl sayısı 0.023 ile 9884 aralığında tutulurken, Grashof sayısı ise 10 ile $4 \cdot 10^6$ aralığında tutulmuştur. Çözümlemede simetri ekseninde sıcaklık gradyeninin değişmediği kabul edilmiş, diğer duvarlar soğuk iken sadece alt yüzeyin bir kısmı ısıtılmıştır. Şekil 2.2.'de, Grashof sayısının $4 \cdot 10^6$ değeri için elde edilen boyutsuz akım fonksiyonu, sıcaklık ve çevri fonksiyonu eğrileri gösterilmiştir.



Şekil 2.1 Problem geometrisi [4]



Şekil 2.2 $Gr=4.10^6$ ve $Pr=0.71$ için elde edilmiş boyutsuz akım fonksiyonu, sıcaklık ve çevri fonksiyonu eğrileri [4]

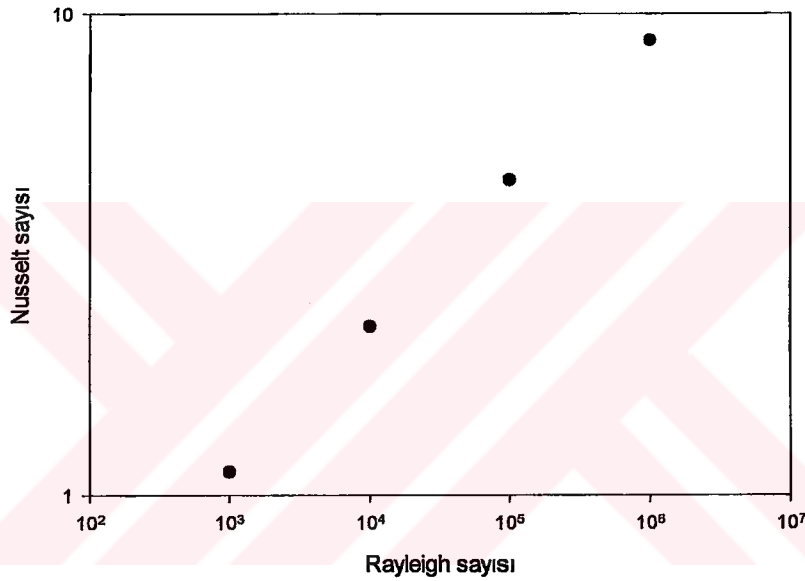
Mallinson ve De Vahl Davis [5], 3 boyutlu kapalı bir kavite içinde doğal taşınım problemini incelemişlerdir. Yapılan nümerik çalışmalar laminar akış için Prandtl sayısının küçük değerlerinde ($Pr < 0.3$) atalet kuvvetinin akış üzerinde etkili olduğunu, Prandtl sayısı büyüdükçe bu etkinin azalıp yerini sıcaklık farkından kaynaklanan ısı etkilerinin aldığını göstermiştir.

Silindirik kapalı bir kavite içindeki 3 boyutlu laminar akış; Mallinson, Graham ve De Vahl Davis [6] tarafından nümerik ve deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmanın nümerik kısmında, akış denklemleri boyutsuz olarak akım fonksiyonu-çevri cinsinden yazılmış ve farklı Rayleigh sayıları için çözümleme yapılmıştır. Deneysel kısımda ise, içine silikon yağı doldurulmuş 76X76X152 mm boyutlarındaki bir kavite içine parafin parçacıklarının bırakılması ve istenilen sıcaklık koşullarında sınır şartları sağlandıktan sonra 150 W'lık düşük voltajlı halojen ışık kaynağı kullanılarak akış görselleme çalışması yapılmıştır. (Şekil 2.3) Yapılan çalışma sonrasında, Rayleigh sayısının 10^3 'den küçük değerleri için akışın son derece zayıf olduğu ve ısı geçişinin iletim ile olduğu belirtilmiştir. Rayleigh sayısı arttıkça, taşınım ile olan ısı geçişinin etkisi artmaktadır.



Şekil 2.3 Simetri ekseninde akış görüntüleme sonucu elde edilmiş akım çizgileri ($Ra=7.10^4$) [6]

De Vahl Davis [7], 2 boyutlu kapalı bir kavite içindeki laminar doğal taşınım problemini incelemiştir. Yapılan nümerik çalışmada, 2 boyutlu Navier-Stokes denklemleri, süreklilik denklemi ve enerji denklemi akım fonksiyonu-çevri cinsinden yazılmıştır. Sonlu Farklar yönteminin kullanıldığı bu çalışmada, Rayleigh sayısının 10^3 - 10^6 aralığındaki değerleri incelenmiştir. Kullanılan nümerik model, bir ekstrapolasyon yöntemi ile kullanılan çözüm ağından (mesh) bağımsız hale getirilmiştir. Bu çalışma, kullanılan çözüm ağından bağımsız olduğu için, açık literatürde laminar akış durumu için en fazla karşılaştırma yapılan araştırmadır. Şekil 2.4'de, elde edilen nümerik sonuçlar gösterilmiştir.



Şekil 2.4 Farklı Rayleigh sayıları için hesaplanan Nusselt sayıları [7]

Shay ve Schultz [8,9], ikinci dereceden Sonlu Farklar yöntemini kullanarak, kapalı bir kavite içinde Rayleigh sayısının 10^3 - 10^5 aralığında nümerik çözümleme yapmıştır. Nümerik çalışmalarda, Prandtl sayısının 10^{-4} değerine kadar çözümleme yapılabildiği belirtilmiştir.

Markatos ve Pericleous [10], kapalı kavite içinde hem laminar hem de türbülanslı akış durumunu incelemişlerdir. Çalışmada, Rayleigh sayısının 10^6 'dan büyük olması durumunda akış türbülanslı kabul edilmiş ve k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Çalışmada, Patankar [11] tarafından geliştirilmiş SIMPLE algoritması kullanılmış ve Sonlu Hacimler yöntemi ile çözümleme yapılmıştır. Türbülanslı akış durumunda sınır tabakadaki değişimleri yakalayabilmek için duvar diplerine doğru sıkıştırılmış çözüm ağı kullanılmıştır. Yapılan çalışmada Rayleigh sayısının 10^{14} değerine kadar çözümleme yapılmış, ancak 10^{10} 'dan büyük olan Rayleigh sayısı için yapılan

özmlerelerde sınır tabakanın yakalanamadığı belirtilmiştir. Nümerik alışma sonucunda, sıcak duvar için hesaplanmış Nusselt sayısı değerleri için, lineer regresyon yapılarak aşağıdaki korelasyonlar elde edilmiştir.

Rayleigh sayısının 10^3 - 10^6 aralığı için,

$$Nu = 0.143 \cdot Ra^{0.299} \quad (2.2)$$

Rayleigh sayısının 10^6 - 10^{12} aralığı için,

$$Nu = 0.082 \cdot Ra^{0.329} \quad (2.3)$$

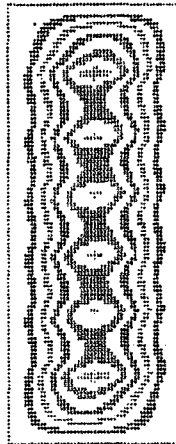
Rayleigh sayısının 10^{12} - 10^{16} aralığı için,

$$Nu = 1.325 \cdot Ra^{0.245} \quad (2.4)$$

Bütün bu korelasyonlar, tek bir korelasyon olarak aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

$$Nu = 0.060 \cdot Ra^{1/3} \quad (2.5)$$

De Vahl Davis ve Jones [12], sıvı metaller gibi Prandtl sayısının çok düşük olduğu akışkanlarda, kapalı ve şekil oranı A_r yüksek olan kapalı kavitelerde doğal taşınım sonucu oluşan çok hücreli akışı nümerik olarak, Sonlu Farklar yöntemi kullanarak incelemişlerdir. Prandtl sayısının çok küçük olması sonucunda, ana akışın yanısıra, çok sayıda küçük akışın oluştuğu belirtilmiş ve yüksek sıcaklık gradyeni oluşturularak bu problemin giderildiği nümerik olarak gösterilmiştir.



şekil 2.5 $Pr=0.0075$ ve $Ra=100$ için hesaplanmış akım çizgileri [10]

Abegg ve De Vahl Davis [13], 3 boyutlu bir kavite içinde üst yüzeyin aniden soğutulması durumunu incelemişlerdir. Yapılan çalışmada, akışkan olarak su kullanılmış ve üst yüzey sıcaklığının 0 °C'nin altına düşmesi durumunda oluşan akış da incelenmiştir. Çalışmada ayrıca sıvı kristal kullanılarak sıcaklık alanı ölçülmüştür. Nümerik analizlerde Rayleigh sayısı $2.7 \cdot 10^6$ ve Prandtl sayısı da 8.0 olarak alınmıştır.

Behnia, Reizes ve De Vahl Davis [14], bir duvarı yarı-geçirgen olan 3 boyutlu kapalı bir kavitede, ışınlama ile olan ısı geçişini de hesaba katarak laminar doğal taşınım problemini, Sonlu Farklar yöntemi ile incelemişlerdir. Rayleigh sayısının 10^5 'den daha büyük olduğu durumlar için, $10 \text{ W/m}^2\text{K}$ ısı taşınım katsayısına sahip bir ortamda, bütün yüzeylerin emissivitesinin 0.9 olduğu durumda, ışınlama ile ısı geçişinin baskın olduğu, ancak Rayleigh sayısının daha düşük değerlerinde taşınım etkisinin arttığı belirtilmiştir.

Ho ve Yih [15], araları sadece iletimle ısı geçişine izin verecek şekilde ayrılmış iki boyutlu iki kapalı kavite içindeki laminar doğal taşınım problemini incelemişlerdir. Yapılan çalışmada; süreklilik, iki boyutlu Navier-Stokes denklemleri ve enerji denklemi boyutsuzlaştırılarak akım fonksiyonu – çevri cinsinden yazılmış ve Sonlu Farklar yöntemi ile çözülmüştür. Akışkan olarak hava kullanılmış ve Prandtl sayısı sabit 0.7 olarak alınmıştır. Analizlerde, şekil oranının etkisi de incelenmiştir. Analizler sonucunda, aynı boyutlara sahip tek parça kapalı bir kavite ile iki parçaya ayrılmış kapalı bir kavitenin ısı geçişi karakteristiklerinin oldukça farklı olduğu belirtilmiştir. Kavitenin parçalara bölünmesi durumunda ısı geçişinin önemli miktarda azaldığı belirtilmiştir. Ayrıca, kaviteyi birbirinden ayırmak için kullanılan iletken levhanın ısı iletim katsayısının 200 W/m.K 'den büyük olması durumunda, iletimle olan ısı geçişinin ihmal edilebilecek mertebede azaldığı belirtilmiştir.

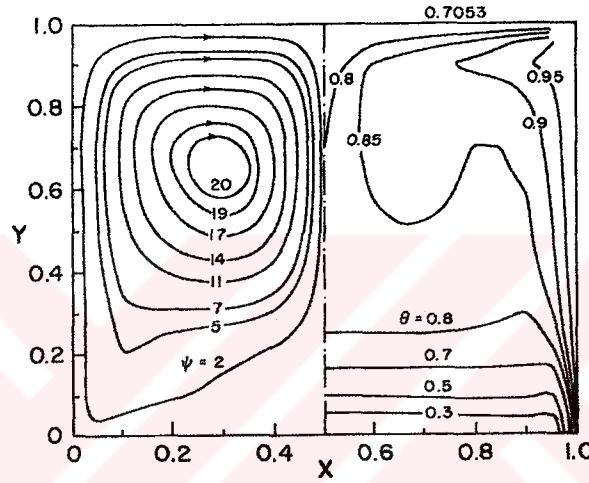
Chan, Ho ve Humphrey [16]; sırasıyla yan yüzey sıcaklıkları θ_s , üst yüzey sıcaklığı θ_t ve alt yüzey sıcaklığı θ_b olmak üzere, $\theta_s > \theta_t > \theta_b$ olacak şekilde yüzey sıcaklıkları sabit tutulan kavitelerdeki laminar doğal taşınım problemini Rayleigh sayısının 10^4 - 10^7 aralığı için incelemiştir. Yapılan çalışmada; iki boyutlu süreklilik, Navier-Stokes denklemleri ve enerji denklemi boyutsuzlaştırılarak akım fonksiyonu – çevri cinsinden yazılmıştır. Çözümleme, Sonlu Farklar yöntemi ile yapılmıştır. Yapılan analizlerde, kavitenin alt kısmının neredeyse durağan olduğu, üst kısmında ise birbirine ters yönlerde hareket eden iki çevrinti olduğu belirtilmiştir. Analizler

sonucunda, yan duvarlarda farklı Rayleigh sayıları için hesaplanan Nusselt sayısı değerleri için aşağıdaki korelasyon önerilmiştir.

$$Nu = 1.43 \cdot Ra^{0.077} \quad (2.6)$$

Ayrıca, kavitenin alt yüzeyindeki hareketsiz akışkan tabakasının boyutsuz kalınlığı için de, aşağıdaki korelasyon önerilmiştir.

$$\delta = 1.159 \cdot Ra^{-0.115} \quad (2.7)$$



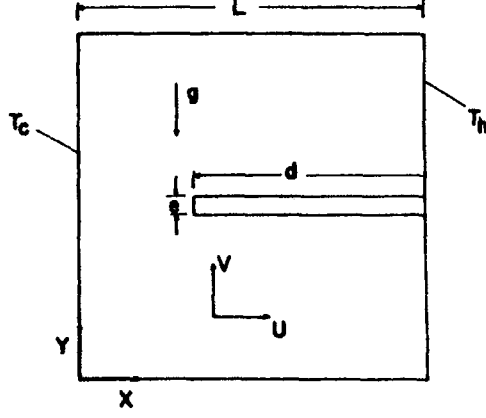
Şekil 2.6 $Ra=10^6$ için hesaplanmış akım fonksiyonu ve eşsıcaklık eğrileri [16]

Ince ve Launder [17], Jones ve Launder [18] tarafından geliştirilen “düşük Reynolds sayısı k-ε modeli”ni modifiye ederek, farklı şekil oranlarına sahip kapalı kaviteler içindeki türbülanslı akış problemini nümerik olarak incelemişlerdir. Çalışmada, Sonlu Hacimler yöntemi kullanılmıştır. Yapılan çalışmada, türbülans kinetik enerjisinin dissipasyonu (ϵ) denklemine ek bir kaynak terimi eklenerek, standart k-ε türbülans modelinde ortaya çıkan akış yönüne dik doğrultudaki sıcaklık gradyeninin etkisinin gözardı edilmesi durumu ortadan kaldırılmıştır. Yapılan analizler sonucunda, farklı Rayleigh sayıları için sıcak duvarda hesaplanan Nusselt sayıları, aşağıdaki korelasyonla ifade edilmiştir.

$$Nu = 0.043 \cdot Ra^{1/3} \quad (2.8)$$

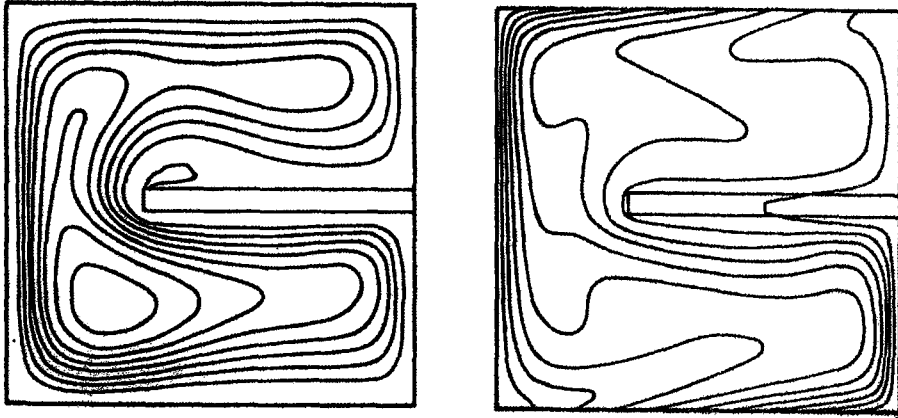
Frederick ve Valencia [19], iki boyutlu kapalı bir kavitede, sıcak dikey duvarın üzerine yatay olarak yerleştirilmiş bir bölücü parçanın kavite içi ısı geçişi üzerindeki etkisini Sonlu Farklar yöntemi ile nümerik olarak incelemişlerdir. Akış koşulları laminardır. Çalışmada bölücü parçanın uzunluğu ve bölücü parçanın ısı iletim

katsayısının kavite içini dolduran akışkanın ısı iletim katsayısına oranı R_k 'nın etkisi de incelenmiştir.



Şekil 2.7 İncelenen geometri [19]

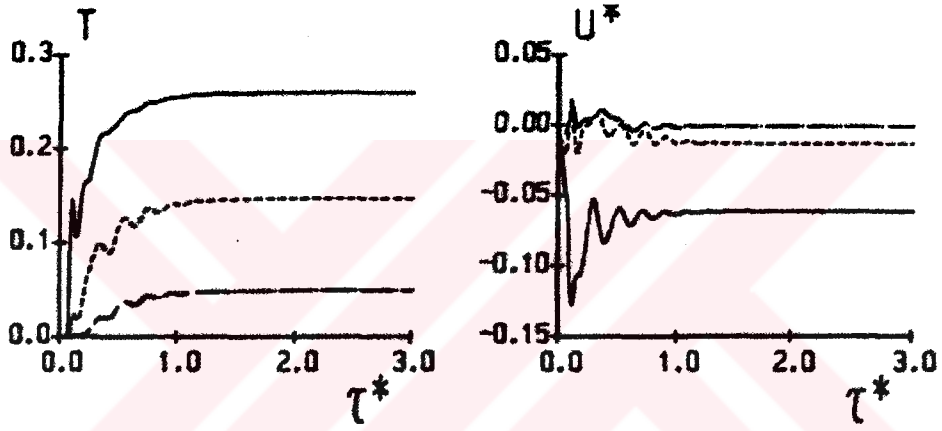
Düşük Rayleigh sayısı değerleri için, taşınımın etkisinin az olduğu belirtilmiştir. Bölücü parçanın kısa olduğu ve Rayleigh sayısının 10^5 'den büyük olduğu durumda, taşınımın etkisinin baskın olduğu gözlenmiştir. Ayrıca, düşük Rayleigh sayıları için akışın bölücü parça yüzeylerini izlediği, ancak Rayleigh sayısının 10^6 'dan büyük değerleri için sınır tabaka ayrılmasının başladığı ve ters akışların izlendiği belirtilmektedir.



Şekil 2.8 $Ra=10^6$ için akım fonksiyonu ve eşsıcaklık eğrileri [19]

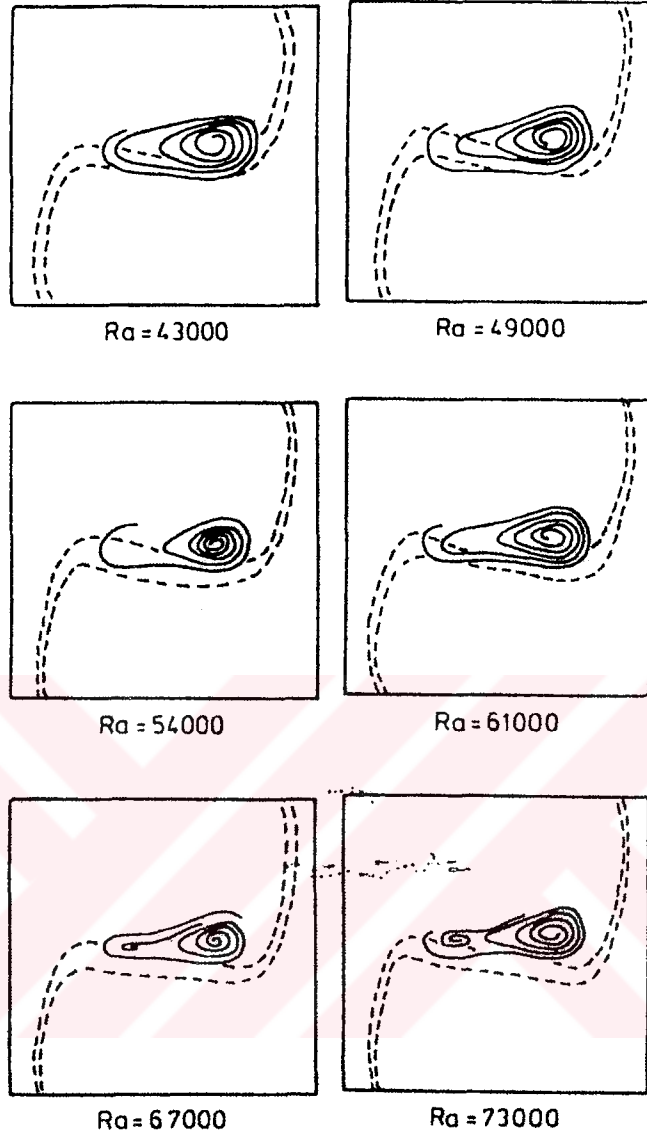
Hyun ve Lee [20], iki boyutlu kapalı kavite içinde zamana bağlı laminar doğal taşınım problemini Sonlu Farklar yöntemi ile nümerik olarak incelemişlerdir. Çalışmada iki boyutlu süreklilik, Navier-Stokes denklemleri ve enerji denklemi boyutsuzlaştırılarak akım fonksiyonu – çevri cinsinden yazılmış ve daha sonra zaman bağılı olarak çözümleme yapılmıştır. Çalışmada, Prandtl sayısı 0.025-100

aralığında değiştirilmiş, Rayleigh sayısı ise 10^4 - 10^7 aralığında alınmıştır. Çalışmada şekil oranı A_r 1.0 olarak alınmıştır. Yapılan nümerik analizler sonucunda, Prandtl sayısının 1.0'den büyük olduğu durumda eğer akış koşulları $Ra > Pr^4 \cdot A_r^{-4}$ koşulunu sağlıyor ise, bu durumda çözümün salınım gösterdiği belirtilmiştir. Eğer Prandtl sayısı 1.0'den küçük ise, bu durumda çözüm, Rayleigh sayısına çok bağımlıdır. Eğer Rayleigh sayısı, sınır tabaka oluşumunu sağlayacak kadar büyük ise (10^7), bu durumda çözüm salınım göstermektedir. Eğer Rayleigh sayısı bu değerden daha küçük ise, daimi rejim çözümü kolaylıkla bulunabilmektedir. Şekil 2.9'da, kavite içi orta kesitte farklı noktalar için boyutsuz zamana göre hesaplanmış boyutsuz sıcaklık ve boyutsuz yatay hız değerleri gösterilmiştir.



Şekil 2.9 Kavite içi farklı noktalarda boyutsuz zamana göre hesaplanmış boyutsuz sıcaklık ve boyutsuz yatay hız değerleri ($Ra=10^7$, $Pr=1.0$)

Hiller, Koch ve Kowalewski [21]; üç boyutlu kapalı bir kavite içinde, Prandtl sayısının 5.8-6000 aralığı ve Rayleigh sayısının 10^4 - $2 \cdot 10^7$ aralığı için deneysel çalışmalar yapmışlardır. Çalışmada kullanılan kavitenin boyutları 38X38X38 mm'dir. Sıcaklığı ayarlanan yüzeyler bakırdan yapılmış ve böylece istenilen sıcaklıklara kolayca ayarlanabilmişlerdir. Diğer duvarlar ise 8 mm kalınlığında Perspex izolasyon malzemesinden imal edilmiştir. Kavite içine akışkan olarak Gliserol veya Gliserol-su karışımı doldurulmuştur. Akış görselleme çalışmalarında, sıvı kristal parçaları kullanılarak hem sıcaklık alanı hem de hız alanı zamana bağlı olarak çıkarılmıştır. Kullanılan sıvı kristal parçacıkları sıcaklığa duyarlı olduğundan, akış görselleme çalışmaları sırasında sıcaklık alanı da elde edilmiştir. Ayrıca, akış görselleme çalışmaları sırasında sürekli fotoğraf alınarak, akım çizgileri yardımıyla hız alanı da zamana bağlı olarak elde edilmiştir.



Şekil 2.10 $Pr=6000$ için, Rayleigh sayısının 43000'den 73000'e değişmesi sırasında ikinci çevrintinin oluşumu [21]

Le Peutrec ve Lauriat [22], iki boyutlu kapalı bir kavite içindeki laminar doğal taşınım problemini, Sonlu Farklar yöntemi kullanarak nümerik olarak incelemişlerdir. Yapılan analiz çalışmalarında, kavite içi akışkan olarak hava ve su kullanılmıştır. Yan duvarların adyabatik olduğu duruma ek olarak, yan duvarlardan iletimle ısı geçişinin olduğu durum da incelenmiş ve bu duvarlar için Nusselt sayısı, ısı akısı cinsinden tanımlanmıştır. Boyutsuz ısıl iletkenlik tanımı yapılarak, farklı Rayleigh sayıları için analiz yapılmıştır.

$$C = \frac{D}{k_f \cdot (R + 1/h_o)} \quad (2.9)$$

Bu eşitlikte,

D : Kavitenin genişliği

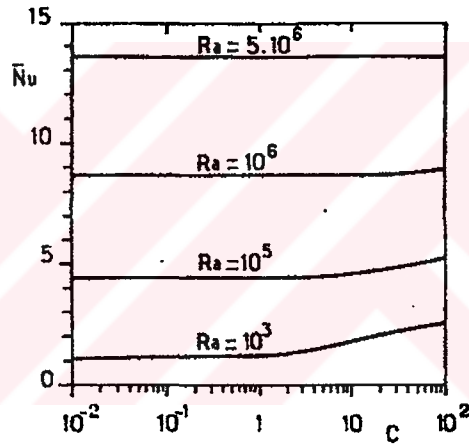
k_f : Akışkanın ısı iletkenlik katsayısı

R : Yan duvarların ısı direnci

h_e : Kavite dışı ısı taşınım katsayısı

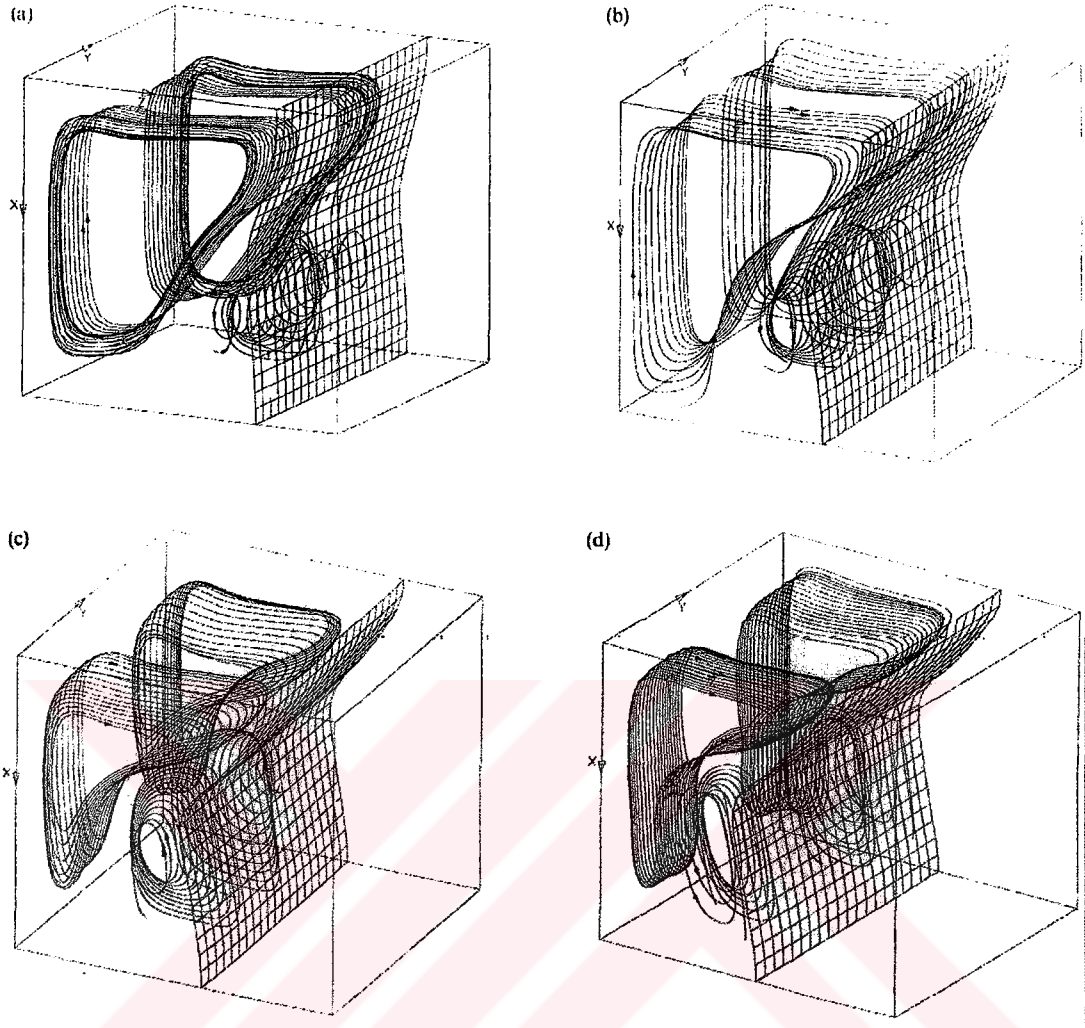
olarak tanımlanmıştır.

Kavite dışı ısı taşınım katsayısı değeri, taşınım ve ışıınım etkilerinin biraraya getirilmesi ile analizlerde $5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ alınmıştır.



Şekil 2.11 Boyutsuz ısı iletkenlik değerine göre hesaplanmış Nusselt sayısı değerleri [22]

Yeoh, Behnia, De Vahl Davis ve Leonardi [23]; üç boyutlu kapalı bir kavite içinde doğal taşınım koşullarında suyun donması problemini nümerik olarak incelemişlerdir. Çalışmada iki boyutlu süreklilik, Navier-Stokes denklemleri ve enerji denklemi boyutsuzlaştırılmış ve Sonlu Farklar yöntemi kullanılarak zamana bağlı çözümler yapılmıştır. Yapılan analizlerde, öncelikle kavite içinin tamamı akışkan elemanları olacak şekilde çözüm ağı oluşturulmuş, daha sonra zamanın ilerleyen değerlerinde su donmaya başladıkça, donan kısımlar katı elemanlarla doldurularak kavitenin geri kalan kısmında çözümler yapılmıştır.

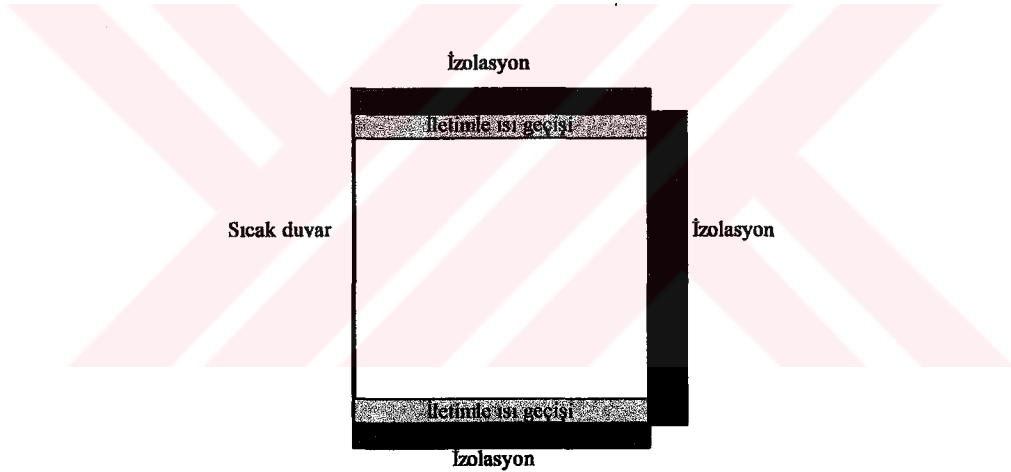


Şekil 2.12 $Ra=9.10^5$ için katı-sıvı arabölgesi ve akım fonksiyonu değerleri (a) 12.7 dakika (b) 25.5 dakika (c) 38.2 dakika (d) 50.9 dakika

Behnia, Reizes ve De Vahl Davis [24]; iki boyutlu kapalı bir kavite içinde ısıtımın etkisinin de katıldığı laminar doğal taşınım problemini Sonlu Farklar yöntemi kullanarak incelemişlerdir. Analizlerde dikey duvarlardan birisi sabit sıcaklıkta tutulurken, diğer dikey duvar transparan kabul edilmiştir. Böylece, bu duvar ile kaviteyi çevreleyen ortam ve bu duvar ile kavite içi yüzeyler arasındaki ısıtım etkisi de incelenmiştir. Analizlerde, Rayleigh sayısı 10^4 - 3.10^5 aralığında tutulmuştur. Ortamın taşınım etkisinin gözönüne alındığı analizlerde, ortam ısı taşınım katsayısı $10 \text{ W/m}^2.\text{K}$ alınmıştır.

Buenconsejo, Fuji ve Koyama [25]; bir duvarı ısıtılan iki ucu açık bir kanal içinde, kaldırma kuvvetinden kaynaklanan akışı incelemişlerdir. Yapılan deneysel çalışmada, kaldırma kuvveti sonucu oluşan akışın debisi hesaplanmaya çalışılmıştır. Kanalin çıkış ucundaki “baca etkisi” sebebiyle, elde edilen deneysel sonuçlar tekrarlanabilirlikten yoksundur. Ayrıca, Rayleigh sayısının 6.10^8 olduğu ve akışın türbülanslı olduğu bazı deneylerde sıcaklık ölçümü yapılırken sınır tabakanın etkisi gözönüne alınmadığından, Nusselt sayısının hesaplanmasında zorluklar yaşanmıştır.

Sasaguchi, Uemura ve Takeo [26]; kapalı bir kavite içindeki iki boyutlu zamana bağlı doğal taşınım problemini nümerik olarak incelemişlerdir. İncelenen geometride, Şekil 2.13’de gösterildiği gibi, kavitenin yan duvarlarından birisi ısıtılırken diğer duvar izole edilmiştir. Alt ve üst duvarlarda ise, iletimle ısı geçişi olmakta ve daha sonra duvarlar izole edilmektedir.



Şekil 2.13 İncelenen geometri [26]

Nümerik çözümlemede, SIMPLER algoritması [11] kullanılmıştır. Grashof sayısının 10^3 - 10^5 aralığı için, laminar akış durumunda zamana bağlı çözümleme yapılarak aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

- Isı iletimine sebep veren alt ve üst duvarların, kavite içi sıcaklık dağılımına etkisi oldukça fazla olmakla birlikte, incelenen akış için hız dağılımı veya akım fonksiyonu değişmemektedir.
- Grashof sayısının 10^5 değeri için, üst duvardaki iletken levhanın etkisi, yerçekimi etkisi sebebiyle oldukça azalmıştır.

c) Grashof sayısının 10^3 değeri için, iletken levhaların etkisi çok fazladır. Bu durum, Grashof sayısının 10^3 değerinin aslında taşınım ile ısı iletiminin, iletimle olan ısı iletimine eşit olduğu duruma karşılık gelmesi ile açıklanabilir.

Ahmed ve Yovanovich [27]; iki boyutlu ve yan duvarlarından birisi soğutulurken, diğeri üzerinde ısı kaynağı bulunan, alt ve üst duvarları ise adyabatik kapalı kaviteledeki laminar doğal taşınım problemini nümerik olarak incelemişlerdir. Yapılan çalışmada, ısı kaynağı sabit ısı akısı ve sabit sıcaklık cinsinden tanımlanmıştır. Çalışmada MAC (Marker and Cell) tarzı Sonlu Farklar yöntemi [28] kullanılmıştır. Çalışmada bir türbülans modeli kullanılmamasına karşılık, laminar akış durumu için elde edilen korelasyonlar, ekstrapolasyon yöntemleri ile türbülanslı akış bölgesine ($Ra \geq 10^8$) de uyarlanmıştır.

S : Isı kaynağının uzunluğu (m)

H : Yan duvarın uzunluğu

olmak üzere, bir boyutsuz uzunluk tanımı aşağıdaki gibi yapılmış ve ekteki korelasyonlar çıkarılmıştır.

$$\varepsilon = \frac{S}{H} \quad (2.10)$$

Laminar akış durumu için, ($0 \leq Ra \leq 10^6 \cdot \varepsilon^4$)

a) Sabit ısı akısı durumunda,

$$Nu = \left[\varepsilon^{1.511} (\varepsilon^{1.294})^m + (0.21 \cdot \varepsilon^{-0.288} \cdot (Ra)^{0.221} \cdot [1.262 \cdot (0.7)^n \cdot \varepsilon^{-0.012}]^m)^{7/2} \right]^{2/17} \quad (2.11)$$

b) Sabit sıcaklık durumunda,

$$Nu = \left[\varepsilon^{1.7} (\varepsilon^{1.105})^m + (0.146 \cdot \varepsilon^{-0.256} \cdot (Ra)^{0.287} \cdot [1.25 \cdot \varepsilon^{-0.131}]^m)^{7/2} \right]^{2/17} \quad (2.12)$$

korelasyonları elde edilmiştir.

Bu ifadelerde,

i. Eğer ısı kaynağı duvarın tam ortasındaysa veya $\varepsilon=1$ ise $m=0$

ii. Isı kaynağı duvarın dibinde ise $m=1$

olarak tanımlanmıştır. Benzer şekilde,

i. $0.5 \leq \epsilon \leq 1$ ise $n=0$

ii. $\epsilon=0.25$ ise $n=1$

olarak tanımlanmıştır.

Türbülanslı akış durumu için ($Ra \geq 10^8$)

a) Sabit ısı akısı durumunda,

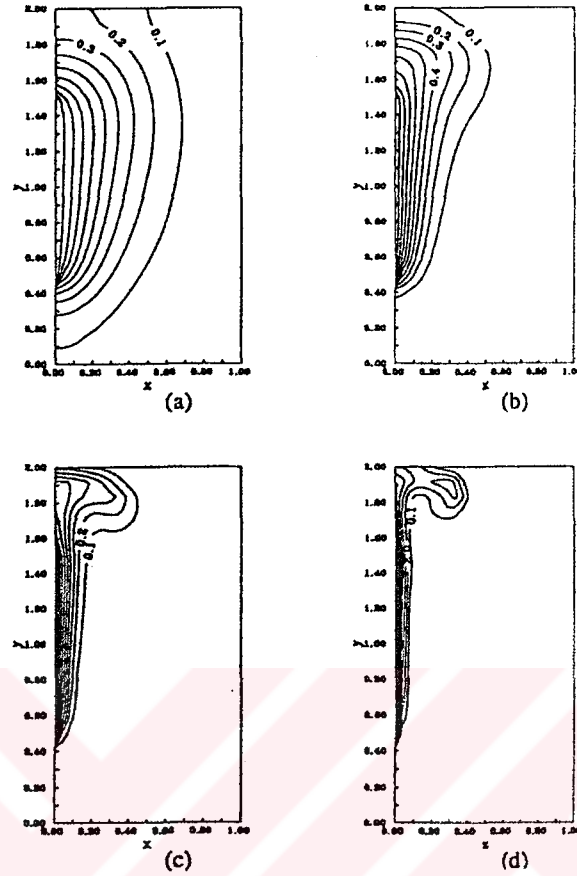
$$Nu = \epsilon^{0.2} \cdot (\epsilon^{0.14})^m + 0.0227 \cdot Ra^{0.37} \quad (2.13)$$

b) Sabit sıcaklık durumunda,

$$Nu = \epsilon^{0.2} \cdot (\epsilon^{0.13})^m + 0.0558 \cdot Ra^{0.35} \quad (2.14)$$

korelasyonları elde edilmiştir.

Reindl, Beckman, Mitchell ve Rutland [29]; dikey duvarlarından birisi sabit sıcaklıkta tutulan, diğer duvarları ise adyabatik kapalı kavite içi doğal taşınım problemini inceleyerek, laminar akış durumu ($10^3 \leq Ra \leq 10^6$) için geçici rejim durumunda nümerik çözümleme yapmışlardır. Yapılan çalışmada, ticari bir çözüm programı olan FIDAP kullanılmıştır. Çözümlemede, öncelikle De Vahl Davis'in [7] problem geometrisi gözönüne alınarak çözümleme ve karşılaştırma yapılmış, daha sonra ise problem geometrisi değiştirilmiştir. Çalışma sonucunda herhangi bir korelasyon önerilmemiştir.



Şekil 2.14 Farklı Rayleigh sayıları için kavite içi boyutsuz sıcaklık dağılımları [29]
(a) 10^3 (b) 10^4 (c) 10^5 (d) 10^6

Fraser, Gilchrist ve Yılmaz [30]; doğal taşınım problemlerinde Laser Doppler Anemometer (LDA) sisteminin kullanılabilirliğini incelemişlerdir. Yapılan literatür araştırmasında, kapalı kavite içinde LDA'nın ölçüm alabilmesi gerekli olan akış alanına verilmesi gereken Seeding (besleme) malzemeleri incelenmiştir. Genelde düşük sıcaklıktaki gaz akışları için % 50 gliserin - % 50 su karışımının atomize edilmesinin yeterli olduğu, ancak doğal taşınım problemlerinde düşük hız ve yüksek türbülans seviyesi sebebiyle bu malzemenin kullanılamadığı belirtilmiştir. Alternatif olarak kullanılabilecek ikinci malzeme olan mısır yağının kullanımı durumunda, LDA'nın sinyal toplamasının zamanla zayıfladığı, çünkü mısır yağının kavite içinde duvarlarda yoğunlaştığı belirtilmiştir. Üçüncü alternatif olarak düşünülen silikon yağı ise kanserojendir. Çalışmanın sonucu olarak, laminar akış durumunda atomize edilmiş mısır yağının, sıcaklıklara dikkat ederek kullanılması gerektiği belirtilmiştir. Ayrıca, doğal taşınım durumunda kavite içi akış hızlarının çok düşük olması (genellikle 0-1 m/s arası) ve türbülansın sebep olduğu salınımların frekansının düşük olması (0.05-50 Hz) sebebiyle, hız ölçümünde kaynaklanabilecek hataları minimuma indirmek için uzun süreli ölçüm yapılması gerektiği belirtilmiştir.

Smyth ve Salman [31], 0.04 X 0.2 X 1 m boyutlarındaki dikdörtgen kesitli bir kanal içinde, sadece doğal taşınım ve doğal taşınım ile birlikte zorlanmış taşınımın (karışık taşınım) olduğu durumları deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada, laminar akış koşulları gözönüne alınmıştır. Yapılan deneysel çalışma sonucunda, kanalın alt duvarındaki Nusselt sayısının her iki durumda incelenmesi yapılmış ve doğal taşınım ve karışık taşınım durumları için, aşağıdaki korelasyon önerilmiştir.

$$\frac{Nu_{dt}}{Nu_{zt}} = \left[1 + 0.00458 \cdot \left(\frac{L}{D} \right)^{0.55} \cdot \frac{Gr^{0.5}}{Re^{0.55} \cdot Pr^{0.05}} \right]^{0.5} \quad (2.15)$$

Bu ifadede,

Nu_{dt} : Doğal taşınım durumunda hesaplanan Nusselt sayısı

Nu_{zt} : Karışık taşınım durumunda hesaplanan Nusselt sayısı

L : Kavitenin uzunluğu

D : Kavitenin hidrolik çapı

Gr : Doğal taşınım durumunda oluşan Grashof sayısı

Re : Karışık taşınım durumunda oluşan Reynolds sayısı

Pr : Prandtl sayısı

olarak tanımlanmıştır. Korelasyon, Ra sayısının 10^7 değerine kadar geçerlidir.

Inagaki ve Komori [32], dikey bir dikdörtgen kanal içindeki doğal ve karışık taşınım durumunu, türbülanslı akış koşulları için incelemişlerdir. Yapılan deneysel çalışmada, karışık taşınım durumunu,

$$\frac{Gr_{dt}}{\left(Re^{\frac{21}{8}} \cdot Pr^{0.5} \right)} \quad (2.16)$$

boyutsuz sayısının karakterize ettiğini belirtmişlerdir. Buna göre,

$$1. \frac{Gr_{dt}}{\left(Re^{\frac{21}{8}} \cdot Pr^{0.5}\right)} = 6.68 \cdot 10^{-5} \text{ de\u011ferine kadar, akış zorlanmış taşınım tarafından}$$

domine edilmektedir.

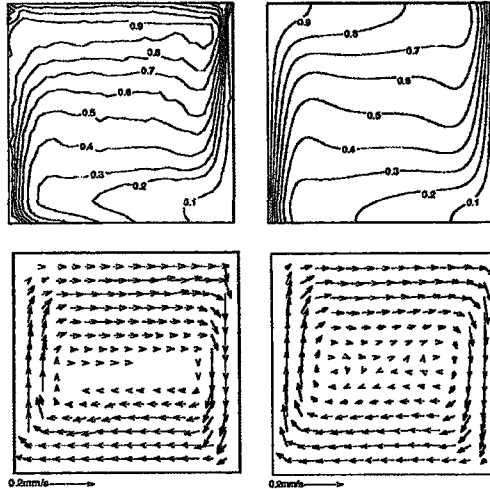
$$2. \frac{Gr_{dt}}{\left(Re^{\frac{21}{8}} \cdot Pr^{0.5}\right)} = 1.06 \cdot 10^{-3} \text{ de\u011ferinde, geri dönüşler belirmeye başlar. Doğal}$$

taşınımın etkisi artmaya başlamıştır.

$$3. \frac{Gr_{dt}}{\left(Re^{\frac{21}{8}} \cdot Pr^{0.5}\right)} \geq 1 \cdot 10^{-4} \text{ olduğu durumda ise, ısı ge\u00e7iş katsayısı, sadece}$$

zorlanmış taşınım veya sadece doğal taşınım durumunda hesaplanan değerlerden çok daha fazladır.

Kowalewski, Hiller ve De Vahl Davis [33]; kapalı kavite içinde laminar doğal taşınım problemini, hem deneysel hem de nümerik olarak incelemişlerdir. Yapılan çalışmada, [21] no'lu çalışmaya benzer şekilde deneysel çalışmalar yürütülmüştür. Kavite içi hız dağılımı ise, iki boyutlu bir Particle Image Velocimetry (PIV) cihazı kullanılarak yapılmıştır. Kavite içi akışkan olarak saf gliserin ve su kullanılmıştır. Yapılan deneysel çalışmalar, nümerik çalışmalar ile valide edilmişlerdir.



Şekil 2.15 $Ra=1.66 \cdot 10^5$ ve $Pr=1109$ için sırasıyla ölçülmüş ve hesaplanmış boyutsuz sıcaklık ve hız dağılımları [33]

Sedahmed ve Nirdosh [34], doğal taşınım durumunda oluşan kütle geçişini deneysel olarak incelemişlerdir. Yapılan çalışmada, bakır küresel kaviteelerin fosforik asit kullanılarak elektrokaplama üzerinde durulmuştur. Deneysel çalışma sonrasında, $3 \cdot 10^8 < Gr \cdot Sc < 1.77 \cdot 10^{10}$ aralığı için, aşağıdaki korelasyon üretilmiştir.

$$Sh = 1.39 \cdot (Gr \cdot Sc)^{0.25} \quad (2.17)$$

Bu korelasyonda,

Sh : Sherwood sayısı

Sc : Schmidt sayısı

olarak tanımlanmıştır.

Davidson [35], kapalı kavite içinde Rayleigh sayısının $5 \cdot 10^{10}$ değerinde oluşan türbülanslı akışı nümerik olarak incelemiştir. Yapılan çalışmada, yan duvarları farklı sıcaklıklarda, alt ve üst duvarları adyabatik olan kapalı bir kavitede, SIMPLE [11] algoritması kullanılarak, iki farklı k-ε türbülans modeli ile çözümleme yapılmıştır. Kullanılan türbülans modellerinden ilki, Jones ve Launder [18] tarafından geliştirilen “düşük Reynolds sayısı k-ε modeli”, ikincisi ise iki tabakada çözüm yapan standart k-ε türbülans modelidir. Her iki modelde de, sınır tabakayı yakalamak için duvar fonksiyonları kullanılmıştır. İlk modelde, türbülanslı ısı akısı terimi, iki farklı şekilde ele alınmıştır. İlk kısımda, türbülanslı ısı akısı için Boussinesq yaklaşımı düşünülmüştür.

$$\overline{u_i \theta} = -1.5 \cdot \frac{c_\mu}{Pr_t} \cdot \frac{k}{\epsilon} \cdot \overline{u_i u_j} \cdot \frac{\partial \theta}{\partial x_j} \quad (2.18)$$

Bu ifadede,

$\overline{u_i \theta}$: Türbülanslı ısı akısı

C_μ : Model sabiti (0.09)

Pr_t : Türbülanslı Prandtl sayısı

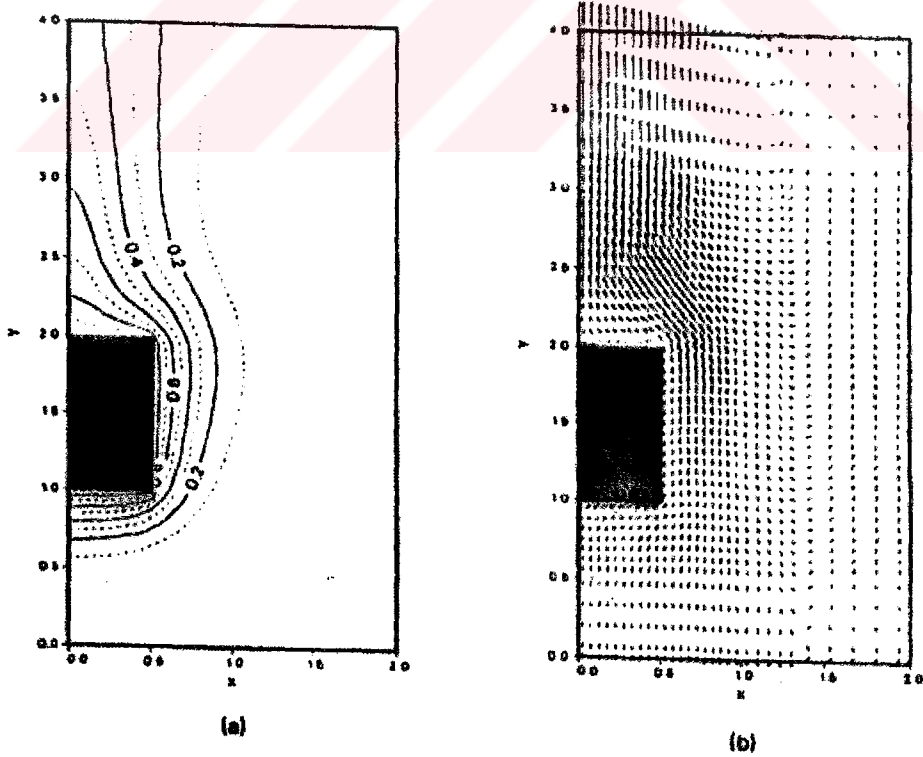
k : Türbülansın kinetik enerjisi

ε : Türbülansın kinetik enerjisinin dağılma (dissipasyon) oranı

olarak tanımlanmıştır.

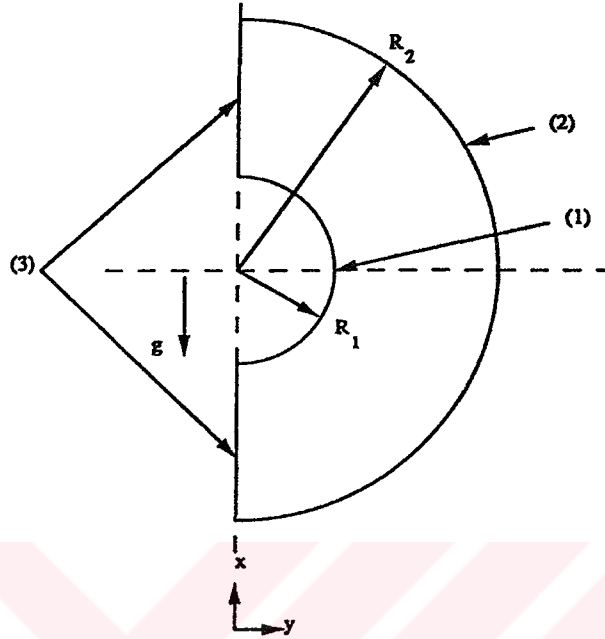
İkinci kısımda ise, Ince ve Launder'ın [17] modelindeki gibi, sıcaklık gradyenini gözönüne alacak ek bir kaynak terimi modele eklenmiştir. İkinci modelde ise, duvarlara yakın bölgelerde $k-\epsilon$ modeli modifiye edilerek tek denklem haline getirilmiş, geri kalan geometride ise standart $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır. Yapılan nümerik çalışma sonucunda, her iki model için de sınır tabaka yakalanamamış ve akış türbülanslı olmasına rağmen, laminar akış çözümleri elde edilmiştir.

Cha ve Cha [36], yan duvarlarından birine küp şeklinde eşsıcaklıkta bir ısı kaynağı yerleştirilmiş, diğer duvarları ise adyabatik olan üç boyutlu kapalı bir kavite içinde doğal taşınım problemini nümerik olarak incelemişlerdir. Yapılan incelemede, Patankar [11] tarafından geliştirilmiş Sonlu Hacimler yöntemi kullanılmıştır. İnceleme, Rayleigh sayısının 10^3-10^5 aralığı için yapılmıştır. Yapılan nümerik çalışma sonrasında, alt, üst ve yan duvarlarda hesaplanan Nusselt sayısının Rayleigh sayısına göre değişimi incelenmiş, ancak bir korelasyon önerilmemiştir.



Şekil 2.16 $Ra=1.3 \cdot 10^3$ için elde edilmiş sonuçlar [36]
(a) Boyutsuz sıcaklık dağılımı (b) Hız vektörleri

Vafai ve Desai [37], iki ve üç boyutlu halkasal kapalı ve açık kaviterde laminar doğal taşınım problemini incelemişlerdir.

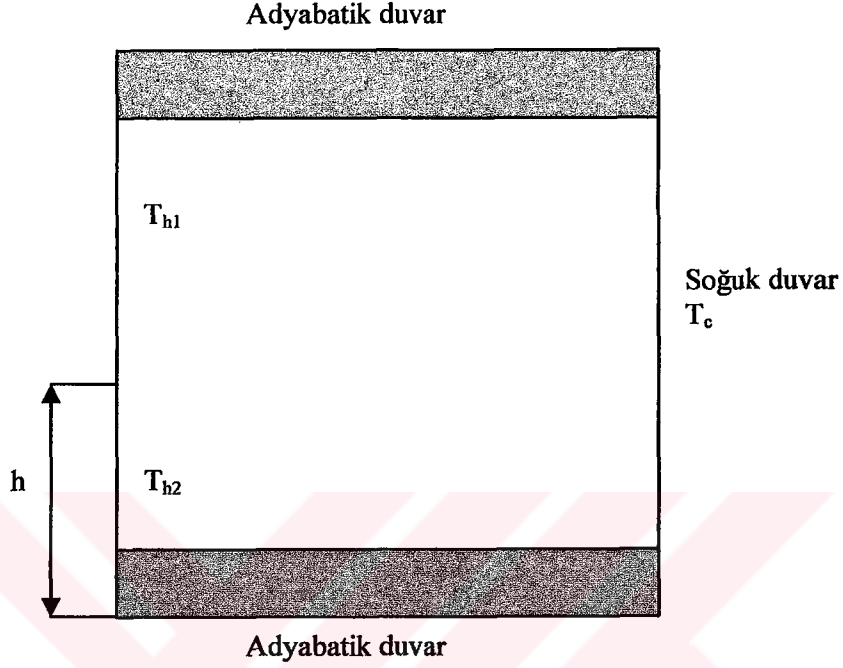


Şekil 2.17 Problem geometrisi [37]
(1) Sıcak silindir (2) Soğuk silindir (3) Simetri eksen

Yapılan nümerik çalışmada, hem Sonlu Elemanlar yöntemi hem de Sonlu Farklar yöntemi kullanılarak, aynı akış koşulları için çözümleme yapılmış ve her iki yöntem karşılaştırılmıştır. Yapılan çalışma sonucunda, Sonlu Elemanlar metodunun daha kaba çözüm ağlarında dahi çözüm yapabilmesine rağmen, özellikle yüksek Rayleigh sayılarında hız alanını çözme konusunda başarısız olduğu belirtilmiştir.

Lankhorst, Angirasa ve Hoogendoorn [38]; kapalı bir kavite içinde, Rayleigh sayısının $1 \cdot 10^9$ - $4 \cdot 10^9$ aralığı için, LDA kullanarak tek boyutlu hız ölçümü yapmışlardır. Yapılan çalışmada, kavitenin alt ve üst duvarları poliüretan malzeme ile izole edilmiş, yan duvarlardan karşılıklı iki tanesi ise farklı sıcaklıklarda tutulmuşlardır. LDA ile ölçüm yapabilmek için, cam duvarlar hazırlanmış ve bu duvarların üzerinde, Lazer ışınlarını akış alanına gönderebilmek için küçük kanallar açılmıştır. Yapılan çalışmada, Seeding malzemesi olarak Al_2O_3 kullanılmıştır. Yapılan deneysel çalışma sonucunda, kavite içi farklı noktalarda hız değerleri elde edilmiştir.

Fu, Tseng ve Chen [39]; dikey duvarlarından biri soğuk, diğeri ise iki farklı sıcaklıkta tutulan, yatay duvarları adyabatik iki boyutlu bir kapalı kavite içinde laminar doğal taşınım problemini deneysel olarak incelemişlerdir.



Şekil 2.18 Problem geometrisi [39]

Çalışmada, T_{h1} ve T_{h2} sıcaklıklarında tutulan duvar parçalarının yükseklikleri arasındaki oran kullanılmış ve farklı oranlar için, laminar akış koşullarında Sonlu Farklar yöntemi kullanılarak çözümleme yapılmıştır. Çalışma sonucunda herhangi bir korelasyon önerilmemiştir.

Ramey [40], dikdörtgen girişi olan bir odanın iç hava hareketini nümerik olarak incelemiştir. Yapılan çalışmada, 4.6 X 2.75 X 2.75 m boyutlarındaki bir odada, bir laminar model, standart k- ϵ türbülans modeli ve düşük Reynolds sayısı k- ϵ modeli kullanılarak, Solu Elemanlar yöntemi ile çözümleme yapılmıştır. Geliştirilen model, FORTRAN programlama dilinde yazılmış bir paket program haline getirilmiştir.

Fusegi ve Hyun [41], kapalı kavite içi doğal taşınım ile ilgili açık literatürü geniş bir şekilde inceleyerek, üç önemli sonucu ortaya koymuşlardır.

- Türbülans, Rayleigh sayısının 10^8 değerinden sonra oluşmaktadır.
- Şekil oranının (A_r) 10'dan daha büyük olması durumunda, akış tek boyutlu olarak kabul edilebilir.

- c) Türbülanslı akış durumu için, henüz tam olarak kullanılabilecek bir model bulunmamaktadır.

Devia, Milano ve Tanda [42]; kapalı bir kavite içinde Schlieren yöntemi ile sıcaklık alanını çıkarmaya çalışmışlardır. Yaygın optik yöntemlerden birisi olan Schlieren yöntemi, akış alanına dalgaboyu bilinen bir ışın gönderilerek, akışkanın farklı sıcaklıklardaki bölgelerinin ışığı farklı şekillerde kırması sonucunda, akışkanın sıcaklık dağılımının çıkarılmasıdır. Yöntem, ısıtılmış dikey bir duvarda oluşan doğal taşınım probleminde istenilen sonucu vermesine rağmen, kapalı kavitede istenilen hassasiyet yakalanamamıştır.

Nirdosh ve Sedahmed [43], dikdörtgen bir kanal içindeki kütle geçişini deneysel olarak incelemişlerdir. [34] no'lu çalışmada belirtilen deneysel yöntem, bu çalışmada da aynen kullanılmış ve $7.38 \cdot 10^8 \leq Gr \cdot Sc \leq 1.4 \cdot 10^{11}$ aralığı için, aşağıdaki korelasyon önerilmiştir.

$$Sh = 0.382 \cdot (Gr \cdot Sc)^{0.278} \quad (2.19)$$

Sanders [44], Ramey [40] tarafından geliştirilen modele deneysel veri sağlamak amacıyla, özel bir test odası geliştirmiştir. Bu test odasında, odanın bütün duvarları ısıtıcılar ve izolasyon malzemeleri yardımıyla istenilen sıcaklıklara getirilmiş ve oda içerisinde çok noktadan T tipi termoelemanlar kullanılarak sıcaklık ölçümü ve Pitot tüpleri kullanılarak hız ölçümü yapılmıştır. Yapılan çalışmada, farklı sıcaklık ve giriş koşulları için deneyler yapılarak, Ramey'in [40] çalışmasının validasyonu sağlanmıştır.

Goldstein ve Cho [45], kütle geçişi ölçümlerinde kullanılabilecek malzemelerden birisi olan naftalin hakkında açık literatürü geniş bir şekilde özetlemişlerdir. Yapılan çalışmada, akış alanına yerleştirilmiş naftalin parçalarının süblimasyonu sonucu oluşan kütle geçişi mekanizmaları; düz bir levha üzerinde türbülanslı hava akışı, dikey bir duvardan sabit bir ısı akısı ile oluşan kütle geçişi gibi geometriler için incelenmiştir. Doğal taşınım problemlerinde de naftalin süblimasyonunun kullanılabileceği belirtilmiştir.

Williams, Clausing ve Newell [46]; kapalı kapı durumunda çalışan buzdolaplarında doğal taşınım ile oluşan ısı geçişini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada, izolasyon malzemesi (Styrofoam) içine yerleştirilmiş alüminyum tabakalar, dolap duvarlarına yapıştırılmış ve dolabın çalışması sırasında bu tabakalar üzerinden ısı

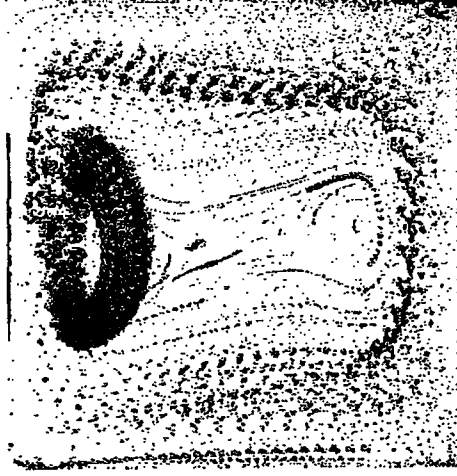
akısı ve sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Bütün duvarların ısı taşınım katsayıları hesaplanmış ve daha sonra tabaka alanları ile orantılı ortalama bir ısı taşınım katsayısı değeri elde edilmiştir. Elde edilen bu değer ve dolap yüksekliği kullanılarak, bu deneysel çalışma sonrasında aşağıdaki korelasyon önerilmiştir.

$$Nu = 0.200 \cdot Ra^{0.273} \quad (2.20)$$

Bu korelasyon, Rayleigh sayısının $4.8 \cdot 10^6 - 6.1 \cdot 10^8$ aralığı için geçerlidir.

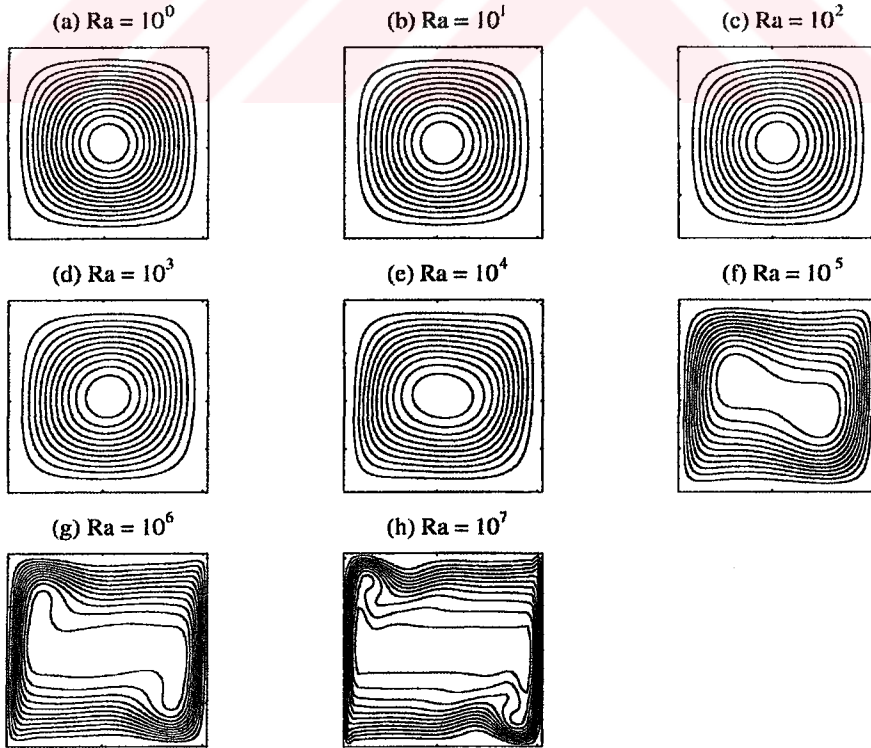
Hsieh ve Yang [47], üç boyutlu kapalı bir kavite içinde geçici rejimdeki doğal taşınım problemini deneysel olarak incelemişlerdir. Yapılan incelemede, 150X50X60 mm boyutlarındaki kapalı bir kavitenin dikey duvarlarından birisi ısıtılmış, ısıtılan duvara karşılık gelen dikey duvar soğutulmuş ve diğer duvarlar izole edilerek adyabatik sınır koşulu sağlanmıştır. Akışkan olarak, Prandtl sayısının 457 olduğu silikon yağı kullanılmıştır. Rayleigh sayısının $6.9 \cdot 10^7 - 4.12 \cdot 10^8$ aralığı için, kavite içinde çok noktadan T tipi termoelemanlar kullanılarak sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Ayrıca, 5-15 μm aralığında büyüklüğe sahip alüminyum parçacıklar akış alanına bırakılmış ve akış görselleme çalışması yapılmıştır. Zamanın ilerleyen değerleri için yapılan bu sıcaklık ölçümü sonucunda, üç boyutlu durumda elde edilen Nusselt sayısı değerlerinin, iki boyutlu akış durumu için yapılan nümerik çalışmalar sonucu elde edilen değerlerden daha yüksek olduğu belirtilmiştir.

Yarin, Kowalewski, Hiller ve Koch [48]; deneysel çalışmalarda akış görselleme amaçlı olarak akış alanına bırakılan parçacıkların akış üzerindeki etkisini nümerik olarak incelemişlerdir. Yapılan nümerik çalışmaları deneysel olarak valide etmek için, akış görselleme çalışmaları yapılmıştır. Çalışma sonucunda, parçacıkların atalet kuvvetlerinin ihtimal edilecek mertebelerde olduğu belirtilmiştir. Deneysel çalışmada akışkan olarak Gliserin kullanılmış, parçacıklar ise Polistren malzemeden imal edilmişlerdir.



Şekil 2.19 $Ra=10^5$ için akış görselleme çalışması [48]

Schmidt [49], iki boyutlu kapalı kavite içinde laminar doğal taşınım problemini nümerik olarak incelemiştir. Çalışmada, iki boyutlu süreklilik, Navier-Stokes denklemleri ve enerji denklemi boyutsuzlaştırılmış ve akım fonksiyonu-çevri cinsinden yazılmıştır. Rayleigh sayısının 10^0 - 10^7 aralığı için, Sonlu Elemanlar yöntemi kullanılarak yapılan çözümlemelerde, Prandtl sayısı da 0.1-7 aralığında değiştirilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda bir korelasyon önerilmemiştir.



Şekil 2.20 $Pr=0.71$ (hava) için, farklı Rayleigh sayılarındaki akım fonksiyonu değerleri [49]

Gatski, Hussaini ve Lumley [50]; türbülanslı akışların modellenmesi ile ilgili geniş bir literatür araştırması yapmışlardır. Yapılan araştırmada, özellikle DNS (Direct Numerical Simulation) ve LES (Large Eddy Simulation) yaklaşımları arasında karşılaştırma yapılmıştır. Yapılan karşılaştırmada, DNS yaklaşımında akışın bütün boyutlarla çözülmesi zorunluluğu sebebiyle çözümün çok uzun süreli olması, bunun yerine LES yaklaşımında sadece belli bir büyüklüğün üzerindeki hareketlerin modellenmesi ve bu büyüklükten küçük hareketlerin bazı yaklaşımlarla filtrelenip basitleştirmesinin türbülanslı akışların çözümünde büyük gelişme sağladığı belirtilmiştir.

Bennacer ve Gobin [51,52], iki boyutlu kapalı kaviteelerde aynı anda oluşan ısı ve kütle geçişi durumunu, laminar doğal taşınım şartlarında nümerik olarak incelemişlerdir. Çalışmanın ilk kısmında, boyut analizi yapılarak, ısıl sınır tabaka ve derişiklik sınır tabakasının kalınlıkları ile ilgili olarak, iki farklı durum için aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

a) Sıcaklık farkından oluşan kaldırma kuvvetinin baskın olması durumu

$$\delta_T \approx H \cdot Ra_T^{-1/4} \quad (2.21)$$

$$\delta_K \approx H \cdot Le^{-1/3} \cdot Ra_T^{-1/4} \quad (2.22)$$

Bu ifadelerde,

H : Kavite yüksekliği (m)

Ra_T : Sıcaklık farkına göre tanımlanmış Rayleigh sayısı

δ_T : Isıl sınır tabaka kalınlığı (m)

δ_K : Derişiklik sınır tabakası kalınlığı (m)

Le : Lewis sayısı, $\frac{Sc}{Pr}$

olarak tanımlanmışlardır.

b) Derişiklik farkından oluşan kaldırma kuvvetinin baskın olması durumu

$$\delta_k \approx H \cdot (Ra_T \cdot Le \cdot N)^{-1/4} \quad (2.23)$$

Bu ifadede ,

N : Derişiklik farkından oluşan kaldırma kuvvetinin, sıcaklık farkından oluşan kaldırma kuvvetine oranı, $\frac{Gr_C}{Gr_T}$

Gr_C : Kütle geçişinden kaynaklanan Grashof sayısı

Gr_T : Isı geçişinden kaynaklanan Grashof sayısı

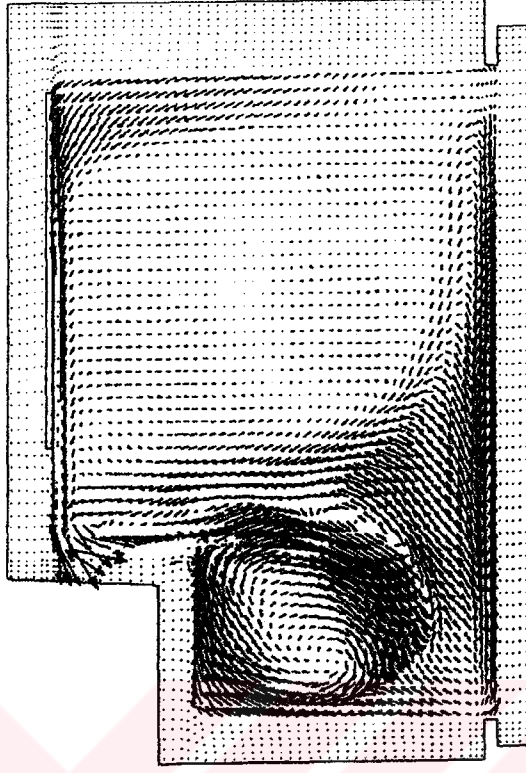
olarak tanımlanmıştır.

Yapılan nümerik analizler sonucunda, Sherwood sayısı için aşağıdaki korelasyon önerilmiştir.

$$Sh = 0.2 \cdot \left[Ra_T \cdot \left(1 + \frac{N}{Le^{0.29}} \right) \right]^{11/40} \cdot Le^{0.34} \quad (2.24)$$

Bu korelasyon, $Pr > 1$, $10^3 \leq Gr_T \leq 10^6$, $0.1 \leq N \leq 100$ ve $1 \leq Le \leq 1000$ aralığı için geçerlidir.

Dirik, İz ve Aydın [53]; Larder tipi doğal taşınım prensibine göre çalışan buzdolapları içindeki hava akışını, bir ticari paket program (Star-CD) kullanarak incelemiştir. Modelde Rayleigh sayısı yaklaşık $9 \cdot 10^7$ civarında olduğu için, laminar akış kabulü ve Boussinesq yaklaşımı kullanılmıştır. Elde edilen nümerik data sonucunda, kabin içerisinde hızın en yüksek olduğu bölgenin evaporatör üzerindeki sınır tabaka olduğu belirtilmiştir.



Şekil 2.21 Buzdolabı içi hız dağılımı [53]

Nirdosh ve Sedahmed [54], kapalı kübik kavite içindeki kütle geçişini, [34] ve [43] no'lu çalışmalardaki deneysel yöntemi kullanarak incelemişler ve aşağıdaki korelasyonu önermişlerdir.

$$Sh = 2.742 \cdot (Gr \cdot Sc)^{0.22} \quad (2.25)$$

Bu korelasyon, $8.7 \cdot 10^9 \leq Gr \cdot Sc \leq 3.9 \cdot 10^{11}$ aralığı için geçerlidir.

Mlaouah, Tsuji ve Nagano [55]; iki boyutlu kapalı bir kavite içindeki laminar doğal taşınım problemini nümerik olarak incelemişlerdir. Yapılan çalışmada, Boussinesq yaklaşımının yanısıra, bu tarz akışlar için uygulabilirliğini inceledikleri LMN (Low Mach Number) modelini de incelemişlerdir. Bu modelde, Boussinesq yaklaşımı yapılmaksızın, akışkan ideal gaz kabul edilerek çözümleme yapılmaktadır. Farklı Rayleigh sayıları için çözümleme yapılarak her iki yaklaşım birbirleriyle karşılaştırılmıştır. LMN modelinin, Rayleigh sayısının düşük değerleri için iyi sonuç verdiği, ancak $Ra > 10^8$ için akışın kaotik davranışı sebebiyle hatalı sonuçlar verdiği görülmüştür.

Chang ve Tsai [56], iki boyutlu kapalı bir kavite içindeki türbülanslı doğal taşınım durumunu, bir ticari CFD yazılımı (PHOENICS) kullanarak incelemişlerdir. Yapılan incelemede, standart k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Çalışma sonucunda, aşağıdaki korelasyon önerilmiştir.

$$Nu = 0.176 \cdot Ra^{0.146} \cdot (h \cdot W / k_f)^{0.502} \quad (2.26)$$

Bu ifadece,

h : Akışkanın ısı taşınım katsayısı

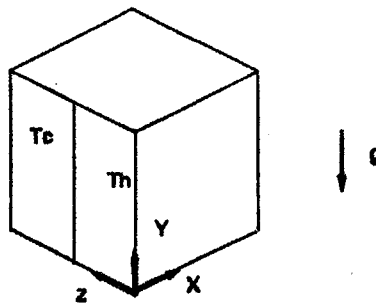
W : Kavitenin genişliği

k_f : Akışkanın ısı iletim katsayısı

olarak tanımlanmıştır.

Korelasyon $10^9 \leq Ra \leq 10^{11}$ ve $1 \leq h \leq 10$ W/m²·K aralığı için geçerlidir. Elde edilen korelasyon, Markatos'un [10] korelasyonu ile karşılaştırılmıştır. Her iki çalışma sonucu elde edilen değerler arasındaki fark % 15'in üzerindedir.

Frederick [57], bir duvarı iki parça halinde ayrı sıcaklıkta tutulan, diğer bütün duvarları adyabatik üç boyutlu kapalı kavite içinde laminar doğal taşınım problemini nümerik olarak incelemiştir.



Şekil 2.22 Problem geometrisi [57]

Yapılan çalışmada, Patankar [11] tarafından geliştirilen SIMPLER algoritması kullanılmıştır. Yapılan analizler sonucunda, aşağıdaki korelasyon elde edilmiştir.

$$Nu = 0.1154 \cdot Ra^{0.2682} \quad (2.27)$$

Bu korelasyon $10^3 \leq Ra \leq 10^7$ aralığı için geçerlidir.

Goto ve Suzuki [58], kapalı bir kavite içindeli laminar doğal taşınım problemini, iki boyutlu süreklilik ve Navier-Stokes denklemlerini integral denklemlere transform ederek nümerik olarak incelemişlerdir. Rayleigh sayısının 10^3 - 10^6 aralığı için çözümüleme yapılmış ve elde edilen sonuçların [7] no'lu referans ile uyumlu olduğu belirtilmiştir.

Derebail ve Koster [59], üç boyutlu dar kapalı bir kavite içinde laminar akış şartlarında oluşan ısı geçişi problemini, çok düşük Prandtl sayısına sahip sıvı metal Galyum için deneysel ve nümerik olarak incelemişlerdir. Deneysel çalışmalarda dar kavite şartlarını sağlayabilmek için, 50 X 35 X2 mm boyutlarında bir kavite kullanılmıştır. Deneylerde kavite içi akış, özel bir radyoskopi yöntemi kullanılarak görsellenmiş ve sıcaklık dağılımı çıkarılmıştır. Ancak, adyabatik duvarlar için sınır koşulları tam sağlanamadığından, deneysel sıcaklık dağılımı ile nümerik çalışmalar sonucu elde edilen sıcaklık dağılımı arasında farklar mevcuttur. Nümerik çalışmalarda Sonlu Hacimler yöntemi kullanılarak hem iki boyutlu hem de üç boyutlu kavite durumu incelenmiş ve her iki durum için aşağıdaki korelasyonlar önerilmiştir.

İki boyutlu laminar doğal taşınım durumu için,

$$Nu = 0.083 + 0.052 \cdot Gr^{0.293} \quad (2.28)$$

Üç boyutlu laminar doğal taşınım durumu için,

$$Nu = 0.882 + 9.312 \cdot 10^{-7} \cdot Gr^{0.909} \quad (2.29)$$

Her iki korelasyon da $10^3 \leq Ra \leq 10^6$ aralığı için geçerlidir.

Arpacı [60], türbülanslı akışlarla ilgili geniş bir literatür araştırması yapmıştır. Yapılan bu çalışmada, birçok türbülanslı akış türü ile ilgili literatürdeki korelasyonların karşılaştırmaları yapılmış ve kullanım aralıkları belirtilmiştir. Ancak, kapalı veya açık kavite içinde türbülanslı akış ile ilgili herhangi bir korelasyon önerilmemiştir. Çalışma sonucunda, birçok türbülanslı akışın modellenmesinin hala çok zor olduğu ve kullanılan korelasyonların, bu korelasyonların elde edildiği nümerik veya deneysel aralıklarda kullanılması gerektiği belirtilmiştir.

Costa [61], iki boyutlu kapalı bir kavite içinde birlikte oluşan laminar ısı ve kütle geçişi problemini nümerik olarak incelemiştir. Yapılan çalışmada, iki boyutlu süreklilik, Navier-Stokes ve enerji denklemine ek olarak derişiklik denklemi de, SIMPLE [11] algoritması kullanılarak çözülmüştür. Çalışmada, ısı geçişinde kaynaklanan kaldırma kuvvetinin ve kütle geçişinden kaynaklanan kaldırma kuvvetinin etkileri ayrı ayrı incelenmiştir. Çalışma sonunda, bu tarz problemleri etkileyen çok fazla parametre olduğundan bir korelasyon önerilmediği belirtilmiştir.

Daniels ve Jones [62], içinde üniform olarak yerleştirilmiş ısı kaynakları olan iki boyutlu kapalı dar kaviteler içinde laminar doğal taşınım problemini nümerik olarak incelemişlerdir. Çözüm yöntemi olarak Sonlu Farklar metodu kullanılmıştır. Çalışmada, artan Rayleigh sayısının akışı nonlinear bir şekilde etkilediği belirtilmiş, ancak bir korelasyon önerilmemiştir.

McBain [63], iki boyutlu kapalı kaviteler içinde laminar doğal taşınım durumunda aynı anda oluşan laminar ısı ve kütle geçişini nümerik olarak incelemiştir. Yapılan incelemede farklı Rayleigh sayıları için analiz yapmak yerine, problemin limitleri incelenmiştir. Nümerik çalışmalarda $A_r \approx \infty$ durumunda, dikey eksenindeki bütün gradyenler (basınç terimi hariç) denklemlerde ihmal edilmiştir. Bu durumda yapılan çözümler, açık kanal durumu ile karşılaştırılmış ve açık kanal durumundan farklı olarak, hız profilinin parabolik değil, eksponansiyel olarak değiştiği belirtilmiştir.

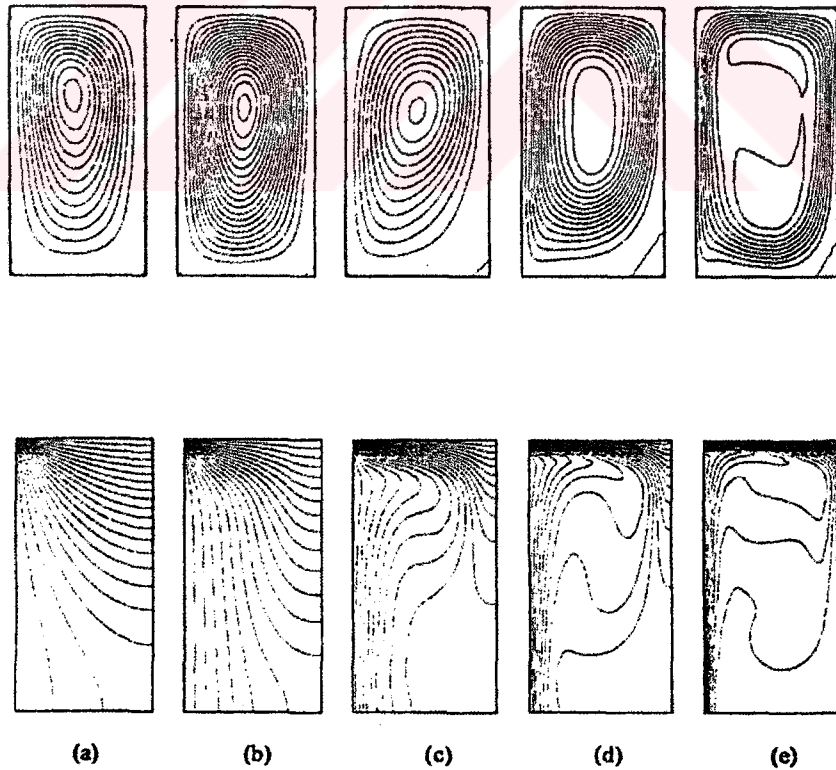
Tieszen, Ooi, Durbin ve Behnia [64], iki boyutlu kapalı bir kavite içindeki türbülanslı ısı geçişini, iki ayrı türbülans modeli kullanarak nümerik olarak incelemişlerdir. Yapılan incelemede, standart k- ϵ türbülans modeli ve modifiye edilmiş k- ϵ türbülans modeli kullanılmıştır. Modifiye edilmiş modelde, standart modelden farklı olarak, kaldırma kuvveti terimine ek bir kaynak terimi eklenmiştir. Çözüm yöntemi olarak SIMPLER [11] algoritması kullanılmıştır. Yapılan nümerik analizler sonucunda, modifiye edilmiş modelin standart k- ϵ türbülans modeline göre, akışın detaylarını yakalamakta daha başarısız olduğu ve üzerinde biraz daha çalışılması gerektiği belirtilmiştir.

Peng [65], iki boyutlu kapalı kaviteler içindeki türbülanslı ısı geçişini nümerik olarak incelemiştir. Yapılan çalışmada, LES (Large Eddy Simulation) türbülans yaklaşımı ve Sonlu Hacimler çözüm yöntemi kullanılmıştır. LES yaklaşımında, denklemlerin filtrelenmesi için iki ayrı ölçek (Smagorinsky ölçeği ve dinamik ölçek) kullanılmış ve Rayleigh sayısının $5 \cdot 10^{10}$ değeri için çözümlene yapılmıştır. Yapılan çözümlerde,

sınır tabaka kalınlığının olması gerekenden çok daha fazla olduğu ve modelin iyileştirilmesi gerektiği belirtilmiştir.

Liu ve Wen [66], iki boyutlu kapalı kaviteler içindeki türbülanslı doğal taşınım problemini incelemişlerdir. Yapılan nümerik çalışmada, standart $k-\epsilon$ türbülans modeli modifiye edilerek $k-\epsilon-\overline{\theta^2}-\epsilon_\theta$ modeli elde edilmiş ve SIMPLE algoritması ile Rayleigh sayısının $1.58 \cdot 10^9$ değeri için çözümleme yapılmıştır. Yapılan çözümleme sonucunda, kullanılan değiştirilmiş modelin sınır tabakadaki hız profilini standart $k-\epsilon$ türbülans modeline göre daha iyi yakaladığı, buna rağmen modelin farklı akış türleri için de test edilmesi gerektiği belirtilmiştir.

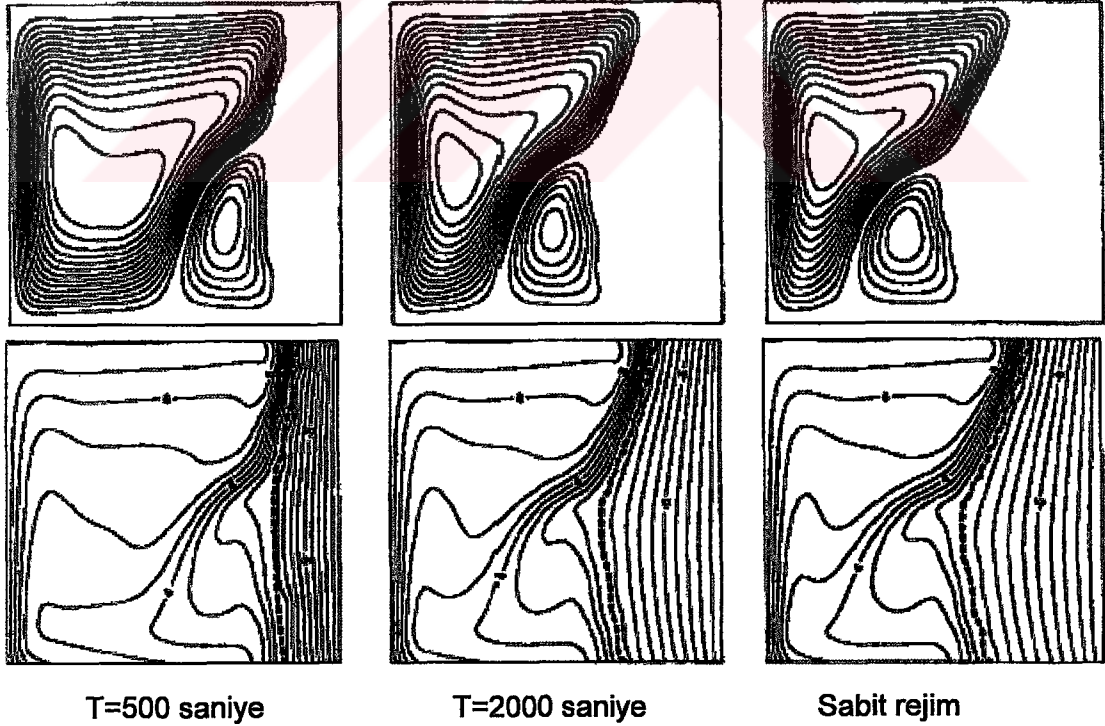
Aydın, Ünal ve Ayhan [67]; tavanı soğutulan, yan duvarlarından birisi ısıtılan, diğer duvarları ise adyabatik iki boyutlu kapalı kaviteler içindeki laminar doğal taşınım problemini nümerik olarak incelemişlerdir. Yapılan çalışmada, Sonlu Farklar yöntemi kullanılarak, farklı şekil oranları için, Rayleigh sayısının 10^3-10^7 aralığında çözümleme yapılmıştır. Çalışma sonucu herhangi bir korelasyon önerilmemiştir.



Şekil 2.23 Farklı Rayleigh sayıları için elde edilmiş akım fonksiyonu ve boyutsuz sıcaklık dağılımı değerleri [67] (a) $Ra=10^3$ (b) $Ra=10^4$ (c) $Ra=10^5$ (d) $Ra=10^6$ (e) $Ra=10^7$

Kowalewski ve Rebow [68], üç boyutlu kapalı kavite içinde suyun doğal taşınım sebebiyle donmasını, nümerik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmanın deneysel kısmında [21], [33] ve [48] no'lu referanslara benzer şekilde, sıvı kristal parçacıklar kullanılarak sıcaklık alanı belirlenmeye çalışılmıştır. Çalışmanın nümerik kısmında ise, iki boyutlu süreklilik, Navier-Stokes ve hem buz hem de su için enerji denklemleri boyutsuzlaştırılarak akım fonksiyonu-çevri cinsinden yazılmış ve farklı Rayleigh sayıları için çözümleme yapılmıştır. Akış görselleme çalışması sonucu elde edilen fotoğraflar ile nümerik çalışmalar sonucu elde edilen akım fonksiyonu dağılımları arasında büyük farklar olduğu belirtilmiştir.

Banaszek ve Jaluria [69], iki boyutlu kapalı kavitelerde suyun donma problemini, Sonlu Elemanlar yöntemini kullanarak incelemişlerdir. Rayleigh sayısının 10^5 - 10^7 aralığı için yapılan nümerik çalışmalara ek olarak, sıvı kristal parçacıklar kullanılarak akış görselleme çalışmaları da yapılmıştır. Yapılan çalışmalarda, nümerik analizler ve deneysel çalışmalar arasında uyumsuzluk olduğu belirtilmiş ve bu uyumsuzluğa, akışkan olarak kullanılan suyun deneyler sırasında aşırı soğumuş olmasının (supercooling durumu) sebep olduğu belirtilmiştir.



Şekil 2.24 Suyun yavaş yavaş donması durumunda elde edilen akım fonksiyonu ve boyutsuz sıcaklık dağılımı [69]

Dutta, Zhang, Khan ve Bell [70]; üç boyutlu dikdörtgen kesitli kanallar içindeki doğal taşınım ve karışık taşınım (doğal taşınım ve zorlanmış taşınımın birarada olduğu durum) problemini deneysel olarak incelemişlerdir. Akışkan olarak su kullanılmış ne kanal içinde çok noktadan T tipi termoelemanlar kullanılarak sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Çalışmada, Reynolds sayısının farklı değerleri için, karışık taşınım durumunda elde edilen Nusselt sayısının, doğal taşınım durumunda elde edilen Nusselt sayısına oranı incelenmiştir. Doğal taşınım ve zorlanmış taşınımın aynı yönde olduğu durum için aşağıdaki korelasyon önerilmiştir.

$$\frac{Nu}{Nu_0} = 1.9518 \cdot \left[\log \left(\frac{Gr}{Re} \right) \right]^2 - 10.2138 \cdot \log \left(\frac{Gr}{Re} \right) + 14.0472 \quad (2.30)$$

Bu korelasyonda,

Nu : Karışık taşınım durumunda elde edilen Nusselt sayısı

Nu_0 : Referans Nusselt sayısı

Gr : Grashof sayısı

Re : Reynolds sayısı

olarak tanımlanmıştır.

Referans Nusselt sayısı Nu_0 , Reynolds sayısının farklı değerleri için aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$Nu_0 = 1.86 \cdot (Re \cdot Pr \cdot D/L)^{1/3} \quad Re \leq 3000 \text{ için} \quad (2.31)$$

$$Nu_0 = \frac{f}{8} \cdot (Re - 1000) \cdot \frac{Pr}{\left(1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f}{8} \right)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1) \right)} \quad Re > 3000 \text{ için} \quad (2.32)$$

Bu ifadede f , sürtünme faktörüdür ve aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$f = (0.79 \cdot \ln(Re) - 1.64)^{-2} \quad (2.33)$$

Leong, Hollands ve Brunger [71]; üç boyutlu kapalı bir kavite içinde laminar doğal taşınımı deneysel olarak incelemişlerdir. İncelemede, kavitenin normal durumunun yanısıra 45° eğik olduğu durum için de çok noktadan sıcaklık ölçümü yapılarak, farklı Rayleigh sayıları için aşağıdaki korelasyonlar çıkarılmıştır.

a) Kavitenin 0° eğik olduğu durum için,

$$Nu = 1 + 2.5135 \cdot 10^{-5} \cdot Ra \quad (10^4 \leq Ra \leq 10^5 \text{ aralığı için}) \quad (2.34)$$

$$Nu = 0.1194 \cdot Ra^{0.3021} \quad (10^5 \leq Ra \leq 10^8 \text{ aralığı için}) \quad (2.35)$$

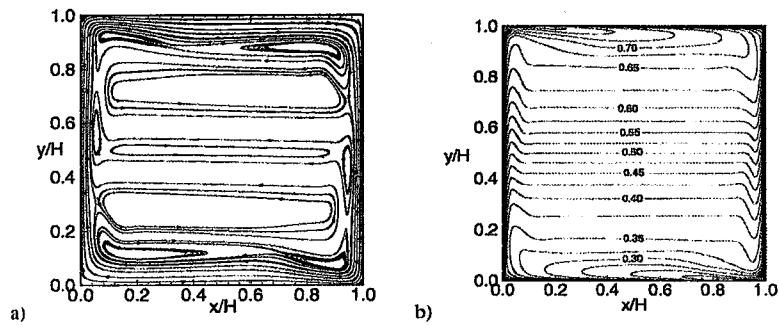
b) Kavitenin 45° eğik olduğu durum için,

$$Nu = 0.07309 \cdot Ra^{0.3358} \quad (10^4 \leq Ra \leq 10^5 \text{ aralığı için}) \quad (2.36)$$

$$Nu = 0.1492 \cdot Ra^{0.2955} \quad (10^5 \leq Ra \leq 10^8 \text{ aralığı için}) \quad (2.37)$$

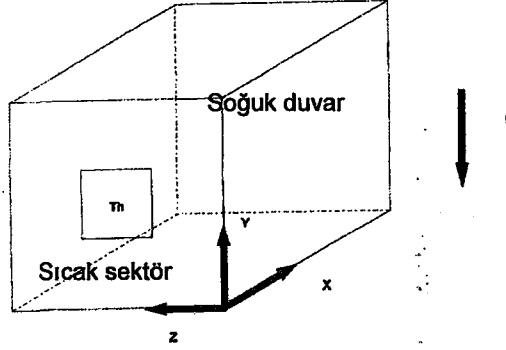
Tanda [72], [42] no'lu referansa benzer şekilde, kapalı kavite içinde laminar doğal taşınım durumunda oluşan sıcaklık alanını Schlieren yöntemi ile belirlemeye çalışmıştır. Yapılan çalışma sonucunda, [42]'ye benzer şekilde, dikey duvar üzerinde oluşan doğal taşınım problemi için yöntemin olumlu sonuçlar verdiği belirtilmiş, ancak kapalı kavite durumu için yöntemin daha da geliştirilmesi gerektiği bildirilmiştir.

Peng ve Davidson [73], iki boyutlu kapalı kavite içindeki türbülanslı doğal taşınımı nümerik olarak incelemişlerdir. Çalışmada Rayleigh sayısı $1.58 \cdot 10^9$ olarak alınmış, türbülans modeli olarak LES (Large Eddy Simulation) yaklaşımı kullanılmıştır. Yapılan çalışma sonucunda, modelin özellikle sıcak ve soğuk duvarlardaki sınır tabakadaki hız dağılımını hesaplamakta eksikleri olduğu belirtilmiştir.



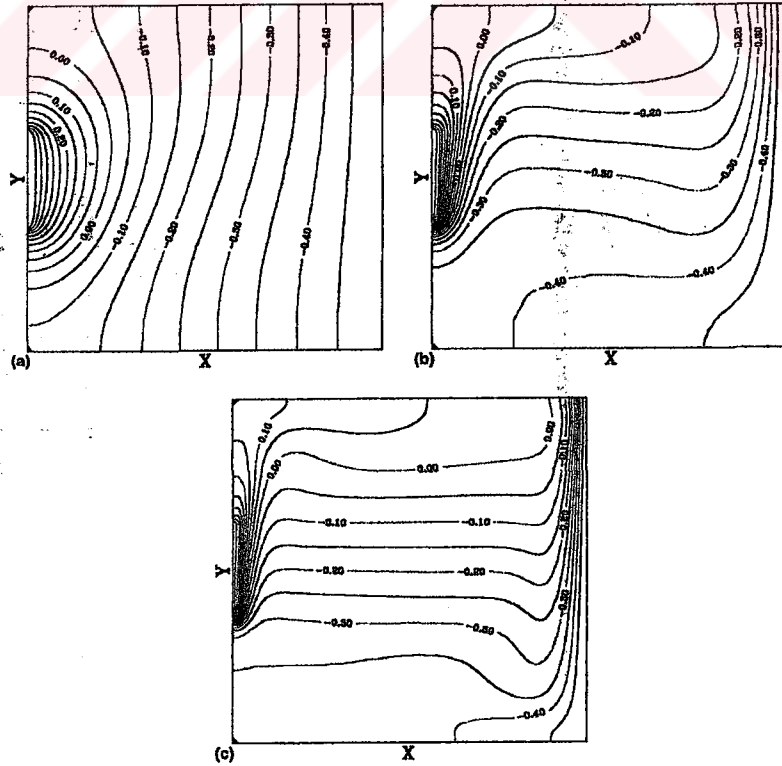
Şekil 2.25 Kavite içi akım fonksiyonu (a) ve boyutsuz sıcaklık dağılımları (b) [73]

Frederick ve Quiroz [74], dikey duvarlarından birisi soğutulan, onun karşısındaki duvarın bir kısmı sıcak olan, geri kalan duvarları adyabatik tutulan üç boyutlu kapalı kavitelerde ısı geçişinin iletimden taşınımaya geçtiği Rayleigh sayısını belirlemek için laminar doğal taşınım durumunu nümerik olarak incelemişlerdir.



Şekil 2.26 Problem geometrisi [74]

Yapılan nümerik çalışmalar sonucunda, incelenen geometri için Rayleigh sayısının 10^3 - 10^5 aralığında ısı geçişinin iletim ağırlıklı olduğu, ancak Rayleigh sayısının 10^5 'den büyük değerlerinde kavite içi hızların çok arttığı ve ısı geçişini taşınımın karakterize ettiği belirtilmiştir.



Şekil 2.27 Kavite içi boyutsuz sıcaklık dağılımları [74] (a) $Ra=10^3$ (b) $Ra=10^4$ (c) $Ra=10^5$

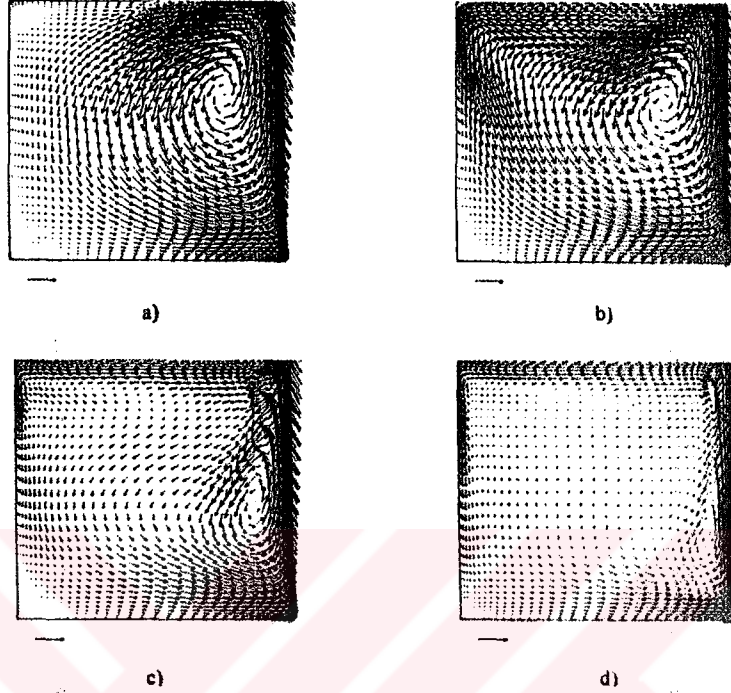
Peng ve Davidson [75], kapalı kavite içindeki iki boyutlu türbülanslı doğal taşınım problemini inceledikleri çalışmalarında, LES (Large Eddy Simulation) türbülans yaklaşımını modifiye ederek, kendi çalışmalarına [73] benzer şekilde, Rayleigh sayısının $1.58 \cdot 10^9$ değeri için çözümleme yapmışlardır. Yapılan çalışmada, klasik LES yaklaşımında kullanılan model sabitlerini, dinamik olarak hesaplayabilmek için bir algoritma geliştirilmiş ve bu algoritma kullanılarak hesaplama yapılmıştır. Oluşturulan bu algoritmada, model sabitlerinin yanısıra, türbülanslı Prandtl sayısı (Pr_T) da dinamik olarak hesaplanabilmektedir. Nümerik analizler neticesinde, daha önceki çalışmalara göre [65,73] özellikle sınır tabakada çok daha iyi netice alındığı belirtilmiştir.

Dol ve Hanjalic [76], üç boyutlu kapalı kavite içindeki türbülanslı doğal taşınım problemini nümerik olarak incelemişlerdir. İncelemede SIMPLER [11] algoritması kullanılmıştır. Çalışmada, standart k- ϵ türbülans modelinin yanısıra, bu modelin katsayılarının modifikasyonundan elde edilen iki model daha kullanılmıştır. Çalışmalar, Rayleigh sayısının $4.9 \cdot 10^{10}$ değeri için yürütülmüştür. Yapılan nümerik çalışmalarda, her üç modelin de modifikasyonlara ihtiyacı olduğu belirtilmiştir. Ayrıca, üç boyutlu çözümleme ile iki boyutlu çözümleme arasında, nümerik olarak bir fark bulunmadığı, bu sebeple türbülanslı doğal taşınım problemlerinde çözüm zamanını azaltmak için iki boyutlu çözümleme yapmanın yeterli olduğu belirtilmiştir.

Meneveau ve Katz [77], LES türbülans yaklaşımı üzerinde geniş bir literatür araştırması yapmışlardır. Yapılan bu çalışmada, filtre fonksiyonlarının seçimi, model katsayılarının belirlenmesi ve literatürdeki mevcut SGS (Sub-Grid-Scale) modellerin incelenmesi de yapılmıştır. SGS modelleri, türbülans modellerindeki "Reynolds gerilmeleri" terimlerinin hesaplanmasına yönelik modellerdir. Yapılan literatür araştırmasında, her bir SGS modelinin kullanılma aralığı ve model sabiti ayrıntılı olarak belirtilmiştir.

Poujol ve Ramos [78], duvarlarından birisine zamana bağlı ısı akısı uygulanan, karşı duvarın ortam sıcaklığında tutulduğu ve diğer duvarları adyabatik tutulan üç boyutlu kapalı kavite içindeki türbülanslı doğal taşınımı deneysel ve nümerik olarak incelemişlerdir. Yapılan deneysel çalışmada, kavite içinde çok noktadan T tipi termoelemanlar kullanılarak sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Çalışmanın nümerik kısmında ise CFD programı PHOENICS kullanılarak zamana bağlı çözümleme yapılmıştır. Çalışmada akışkan olarak silikon yağı kullanılmıştır. Rayleigh sayısı

$4 \cdot 10^9$ olarak sabit tutulmuştur. Çalışmanın nümerik kısmında hesaplanan sıcaklık alanı ile deneysel olarak ölçülen sıcaklık alanının uyumlu olduğu belirtilmiştir.



Şekil 2.28 Sağ duvarına zamana bağlı ısı akısı uygulanması durumunda kavite içi hız vektörleri [78] (a) 60 s (b) 120 s (c) 300 s (d) 600 s

Tian ve Karayiannis [79,80], yaptıkları deneysel çalışmalarda, akışkan olarak havanın kullanıldığı, Rayleigh sayısının $1.58 \cdot 10^9$ olarak sabit tutulduğu, $0.75 \times 0.75 \times 1.50$ m boyutlarındaki üç boyutlu kapalı bir kavite içinde termoelemanlar yardımıyla çok noktadan sıcaklık ve iki boyutlu bir LDA (Laser Doppler Anemometry) kullanarak çok noktadan hız ölçümü yapmışlardır. Yapılan çalışmada; kavite içi boyutsuz sıcaklık dağılımı, yatay hız bileşeni ve düşey hız bileşeninin yanısıra, türbülansı karakterize eden türbülans parametrelerinin (türbülansın kinetik enerjisi k, sıcaklık ve hızların salınımlı kısımları, salınımların frekansı) kavite içi dağılımları da elde edilmiştir.

Cortella, Manzan ve Comini [81]; marketlerde kullanılan tipteki açık soğutucular içindeki sıcaklık ve hız dağılımını, bir Sonlu Elemanlar yöntemi kullanarak incelemişlerdir. Yapılan incelemede, denklemler boyutsuzlaştırılmadan akım fonksiyonu ve çevri cinsinden yazılmış ve LES tabanlı bir türbülans yaklaşımı kullanılarak zamana bağlı çözümleme yapılmıştır. Çözümlemede, soğutucu içine giren havanın hızına ihtiyaç duyulduğundan, farklı hava giriş hızları incelenmiştir.

Johnston ve Krasny [82], şekil oranı (A_r) 8 olan iki boyutlu kapalı kavite içindeki laminar doğal taşınım problemini, akım fonksiyonu ve çevri cinsinden Sonlu Farklar yöntemini kullanarak incelemişlerdir. Yapılan çalışmada, laminar akış koşulları gözönüne alınmış ve yapılan çözümleme sonucu elde edilen boyutsuz hız bileşenlerinin, boyutsuz sıcaklık değerinin ve akım fonksiyonu ve çevri değerlerinin FFT'si (Fast Fourier Transform) alınarak, her değişkenin frekansı ve periyodu belirlenmiştir.

Comini, Manzan, Nonino ve Saro [83]; şekil oranı (A_r) 8 olan iki boyutlu kapalı kavite içindeki laminar doğal taşınım problemini, Rayleigh sayısının $3.4 \cdot 10^5$ değeri için, Sonlu Elemanlar yöntemi kullanarak incelemişlerdir. Yapılan nümerik analizlerde, [82]'ye benzer şekilde, boyutsuz hız bileşenlerinin, boyutsuz sıcaklık değerinin ve akım fonksiyonu ve fonksiyonu değerlerinin FFT'si (Fast Fourier Transform) alınarak, her değişkenin frekansı ve periyodu belirlenmiştir.

Auteri ve Parolini [84] Sonlu Elemanlar yöntemini kullanarak, Ambrosini, Ferreri ve Forgione [85] Sonlu Hacimler yöntemini kullanarak, Westerberg [86] Sonlu Elemanlar yöntemini kullanarak, Kim ve Choudhury [87] Sonlu Hacimler yöntemini kullanarak, Christopher [88] Sonlu Elemanlar yöntemini kullanarak, Gresho ve Sutton [89] bir ticari CFD programı olan FIDAP'ı kullanarak, Dargush ve Grigoriev [90] Sınır Elemanlar metodu kullanarak, Bruneau ve Saad [91] Sonlu Farklar yöntemini kullanarak ve Christon, Gresho ve Sutton [92], Sonlu Farklar yöntemini kullanarak, Suslov ve Paolucci [93] ve Salinger, Lehoucq, Pawlowski ve Shadid [94] Sonlu Elemanlar yöntemini kullanarak; [82] ve [83]'e benzer şekilde şekil oranı 8 olan iki boyutlu kapalı kavite içindeki laminar doğal taşınım problemini, Rayleigh sayısının $3.4 \cdot 10^5$ değeri için incelemişlerdir. Yapılan bütün bu çalışmaların amacı, bu şekil oranına sahip olan kavitede, akışın artık sabit rejimde kabul edilemeyeceği kritik Rayleigh sayısının belirlenmesidir. Ortak çalışmalar, Rayleigh sayısının yaklaşık $3.1 \cdot 10^5$ değerinde akışın geçici rejimde kabul edilebileceğini, akışın periyodik davranışlar sergilediğini göstermektedir.

Xin ve Le Queré [95], duvarlarından iletimle ısı geçişi olan iki boyutlu kapalı kavitelere laminar doğal taşınım problemi için, hem düşük Prandtl sayılarında hem de yüksek Prandtl sayılarında kullanılabilecek bir stabilite yöntemi geliştirmişlerdir. Yöntemin, iki boyutlu doğal taşınım problemi için geliştirilmesine rağmen, üç boyutlu problemlere de uygulanabileceği belirtilmiştir.

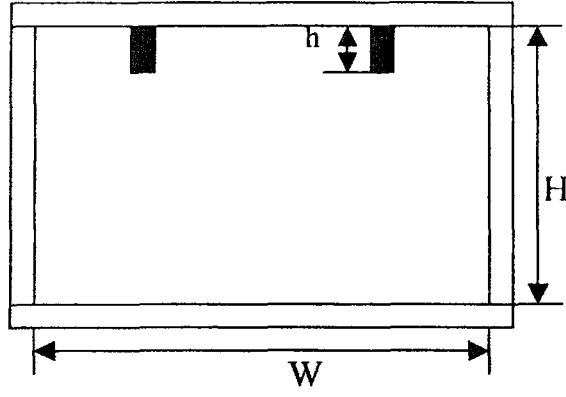
Oliveira ve Issa [96], iki boyutlu kapalı kavitelerdeki laminar doğal taşınım problemi için, bir Sonlu Hacimler metodu olan SIMPLE'a [11] alternatif yöntem geliştirmişlerdir. Yöntemde, ilk hız-basınç düzeltilmesi yapıldıktan sonra enerji denklemi çözülerek sıcaklık alanı elde edilmekte, daha sonra yeni sıcaklık değerleri kullanılarak momentum denklemindeki sıcaklık gradyeni terimi düzeltilmekte, elde edilen yeni hız alanı kullanılarak ikinci hız-basınç düzeltilmesi yapılmakta, bir sonraki adımda ise yeni hız alanı kullanılarak enerji denklemi tekrar çözülmekte ve düzeltilmiş sıcaklık alanı elde edilmektedir. Bu yöntemin, SIMPLE'a göre 4 kat daha hızlı çözüm yaptığı belirtilmiştir.

Marcondes, Gurgel ve Santos [97], iki boyutlu ve dış yüzeyinden ısıtılan silindirlere doğal taşınım problemini nümerik olarak incelemişlerdir. Sonlu Hacimler yöntemi kullanılarak yapılan analizlerde, farklı Rayleigh sayıları için çözümleme yapılmış, ancak bir korelasyon önerilmemiştir.

Bennacer, Mohamad ve Akroun [98], sol ve sağ duvarları farklı sıcaklıkta, alt ve üst duvarları farklı iletkenlikte ve adyabatik olan iki boyutlu kapalı kaviteler içindeki doğal taşınım problemini, Rayleigh sayısının $7 \cdot 10^3 - 7 \cdot 10^5$ aralığında nümerik olarak incelemişlerdir. SIMPLER [11] algoritması kullanılarak, Sonlu Hacimler metodu çözüm yöntemi ile çözüm yapılmıştır. Yapılan çalışmada Prandtl sayısı 7, Lewis sayısı 100 alınmış, iletkenlik farkından oluşan kaldırma kuvvetinin, sıcaklık farkından oluşan kaldırma kuvvetine oranı, $\frac{Gr_c}{Gr_T}$ 'nin farklı değerlerine göre çözüm yapılmıştır.

Yapılan çözümleme sonrasında, çözümlemenin başlangıç koşullarına çok bağlı olduğu belirtilmiş ve herhangi bir korelasyon önerilmemiştir.

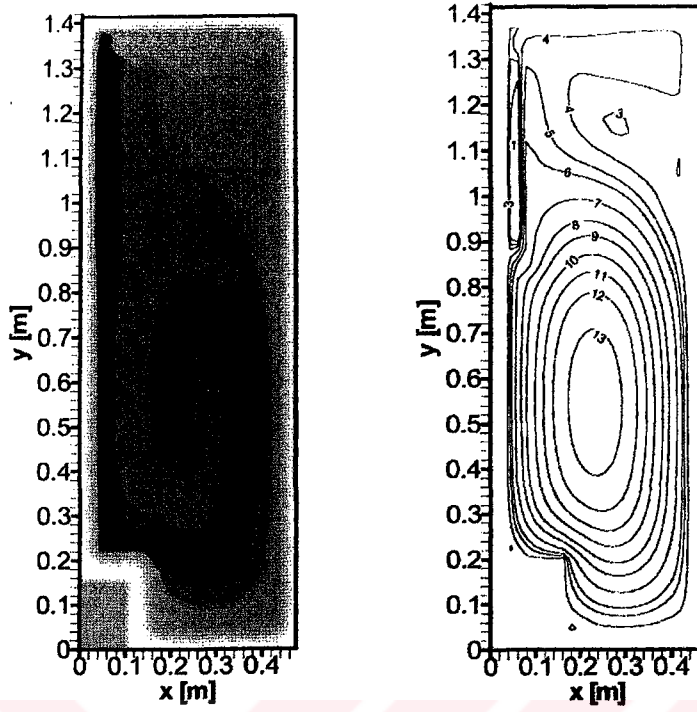
Wang, Wang ve Kung [99]; üç boyutlu kapalı kaviteler içinde aynı anda oluşan ısı ve kütle geçişini deneysel olarak incelemişlerdir. Kavite geometrisinde, kapak üzerinde iki küçük separatör vardır. Çalışmada, sıcaklık farkından kaynaklanan Grashof sayısı Gr_T $4.08 \cdot 10^5 - 8.16 \cdot 10^6$ aralığında değişirken, iletkenlik farkından kaynaklanan Grashof sayısı Gr_K ise $2.55 \cdot 10^8 - 6.15 \cdot 10^8$ aralığında değiştirilmiştir. Kavite içi akışkan olarak bakır sülfat çözeltisi ($CuSO_4$) kullanılmıştır.



Şekil 2.29 Problem geometrisi [99]

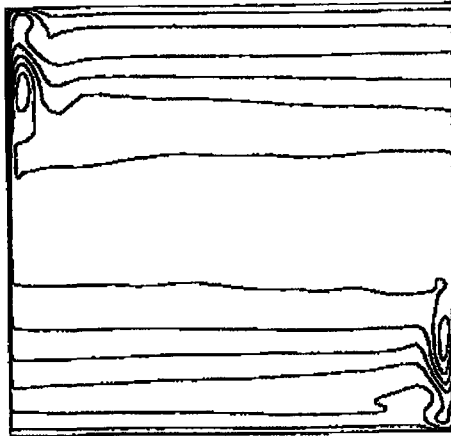
Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda, $N = \frac{Gr_c}{Gr_r} = 15.07$ için, akışkanın separatörler arasında kaldığı, buna karşılık sıcak ve soğuk olan duvarlarda belirgin bir sınır tabaka akışının gözlemlendiği belirtilmiştir. Grashof sayısının akış üzerindeki etkisi incelenerek, sıcaklık farkının iki katına çıkarılması durumunda, Sherwood sayısının % 17 arttığı belirtilmiştir.

Hermes, Marques, Melo ve Negrão [100]; doğal taşınım prensibine göre çalışan bir buzdolabı içinde, kapalı kapı durumunda oluşan ısı geçişini nümerik olarak incelemişlerdir. İncelenen buzdolabında evaporatör bölgesi sabit sıcaklıkta (-20 °C) tutulurken, duvarlarda iletim ile olan ısı geçişi ve yalıtım malzemesinin etkisi de gözönüne alınmıştır. Analizlerde denklemler boyutsuzlaştırılmadan, Sonlu Hacimler yöntemi ve SIMPLE [11] algoritması kullanılarak çözülmüş, Rayleigh sayısı yaklaşık 10^8 olduğu halde bir türbülans modeli kullanılmamıştır. Çalışma sonucunda, kabin için sıcaklık ve akım fonksiyonu dağılımları elde edilmiştir. Yapılan nümerik çalışmaya ek olarak, kabin içinde çok noktadan sıcaklık ölçümü de yapılmış ve sonuçların oldukça uyumlu olduğu belirtilmiştir.



Şekil 2.30 Kabin içi sıcaklık ve akım fonksiyonu değerleri [100]

Joubert, Sergent ve Le Quere [101]; iki boyutlu kapalı kaviteler içindeki türbülanslı doğal taşınım problemini nümerik olarak incelemişlerdir. Yapılan çalışmada, türbülans modeli olarak LES (Large Eddy Simulation) yaklaşımı kullanılmış ve Rayleigh sayısının $5 \cdot 10^{10}$ değeri için çözümlene yapılmıştır. Ancak model kullanılarak yapılan ilk çözümlerlerde, beklenen sonuçların elde edilemediği ve model sabiti C'nin 0.04 olan değerinin, akıştaki zayıf ısı etkiler sebebiyle 0.0025 olarak alındığı ve ancak bu şekilde sınır tabakanın yakalandığı belirtilmiştir.

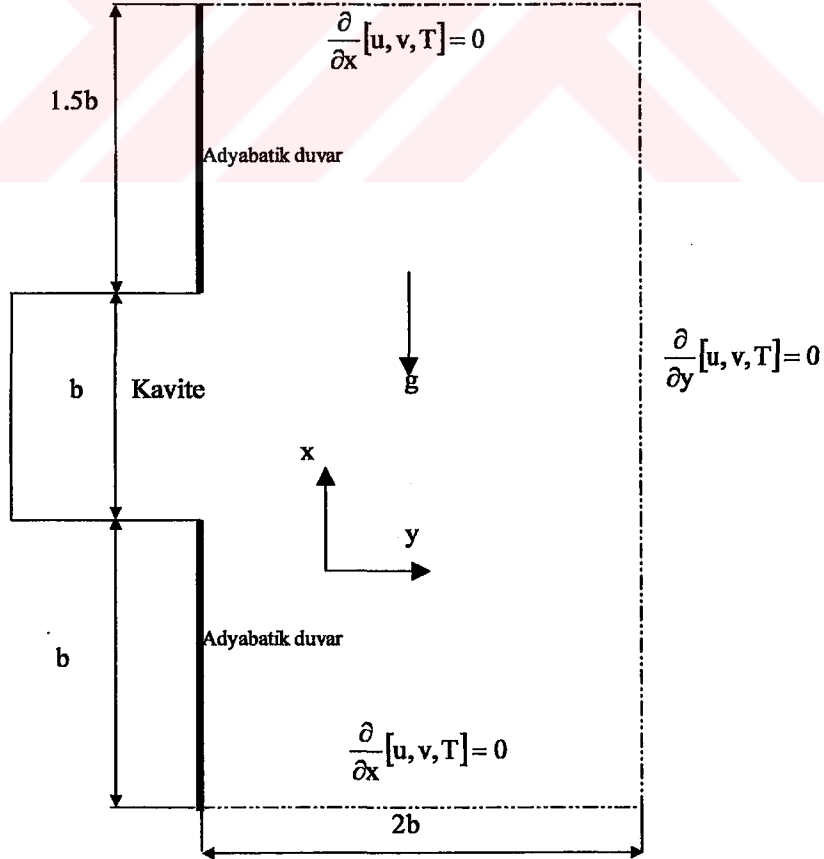


Şekil 2.31 Kavite içi boyutsuz akım fonksiyonu dağılımı [101]

Wong [102], üç boyutlu kapalı kavite içindeki laminar doğal taşınım problemini çözmek için, Sonlu Elemanlar yönteminin kullanıldığı bir algoritma geliştirmiştir. Yapılan çalışmada 48 X48 X48'lik çözüm ağı (mesh) kullanıldığında, oluşan Jakobiye matrisin 823,543 denklemden oluştuğu ve bunları iteratif olarak çözmenin son derece zor olduğu belirtilerek, bir süperbilgisayar yardımıyla ve FORTRAN programlama dili kullanılarak, çözüm ağı 48 alt bölgeye ayrılarak, bu algoritmanın özelliği olan matrisleri koşullandırma ve küçük parçalara ayırma yöntemi ile çözümleme yapılmıştır. Çözümleme sadece Rayleigh sayısının 10^4 ve 10^6 değerleri için yapılmış ve herhangi bir korelasyon önerilmemiştir.

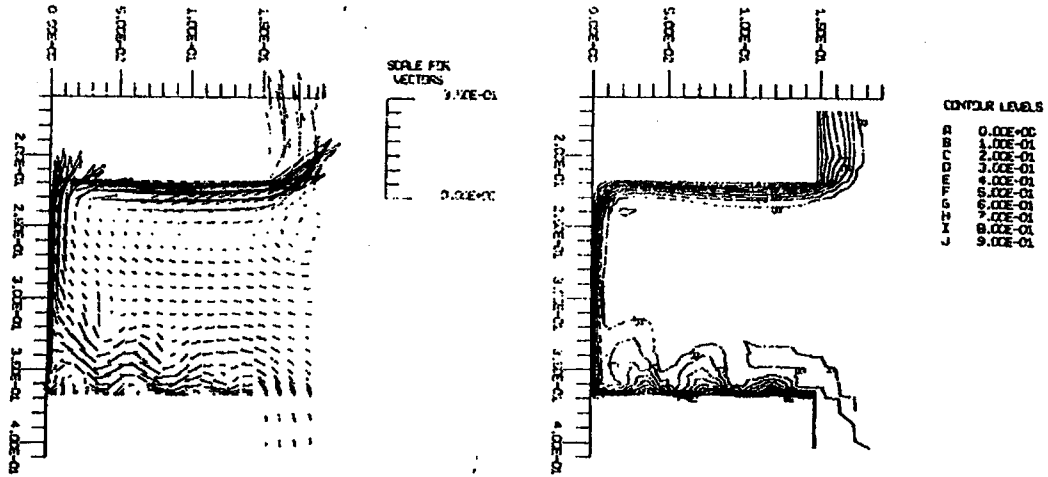
2.2.2. Açık Kavite İçi Doğal Taşınım ile İlgili Yapılan Çalışmalar

Le Quere, Humphrey ve Sherman [103]; açık kavite içindeki iki boyutlu laminar doğal taşınım problemini nümerik olarak incelemişlerdir. Yapılan çalışmada, nümerik olarak problemi çözebilmek için, kavitenin doğal sınırları genişletilmiştir. Çalışmada kavite sıvı sıcaklıkları tek bir değerde tutulurken, çözüm sınırlarında daha düşük sıcaklık değerleri kullanılmıştır.



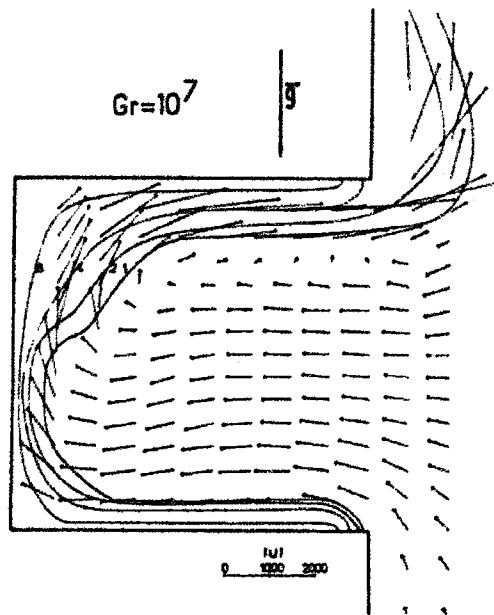
Şekil 2.32 Kavite geometrisi ve sınırları [103]

Çalışmada, farklı Grashof sayıları için, Sonlu Farklar yöntemi ile çözüm yapılarak kavite içi hız vektörleri ve sıcaklık dağılımı çıkarılmıştır. Herhangi bir korelasyon önerisi yapılmamıştır.



Şekil 2.33 Kavite içi hız ve sıcaklık dağılımı [103]

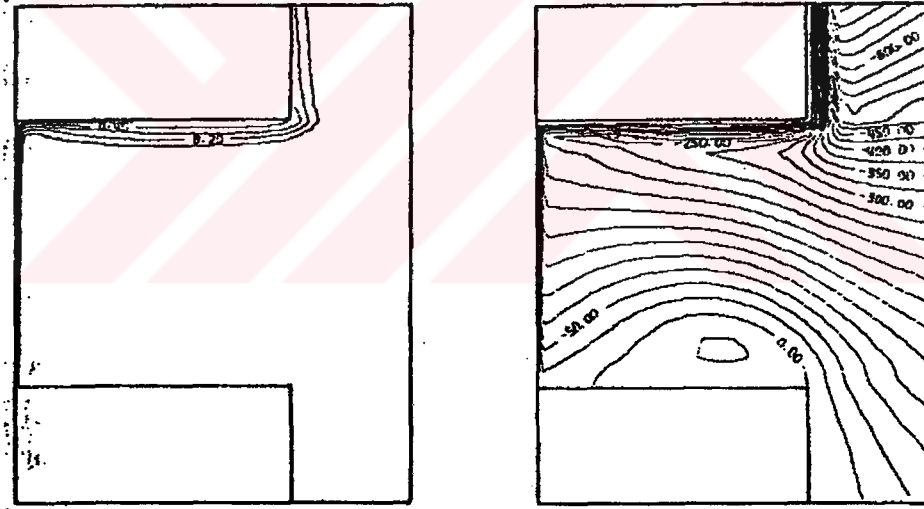
Penot [104], [103] ile aynı geometri ve sınır şartlarını kullanarak, sabit sıcaklıktaki açık bir kavite içindeki doğal taşınımı incelemiştir. Yapılan çalışmada, kavitenin eğik olması durumu da gözönüne alınmıştır. Rayleigh sayısının 10^3 - 10^6 aralığı için, Sonlu Farklar yöntemi ile çözüm yapılarak kavite içi ısı geçişi incelenmiştir. Rayleigh sayısının 10^7 değeri için, sabit rejim çözümü bulunamamıştır.



Şekil 2.34 $Ra=10^7$ için kavite içi hız vektörleri ve eşsıcaklık eğrileri [104]

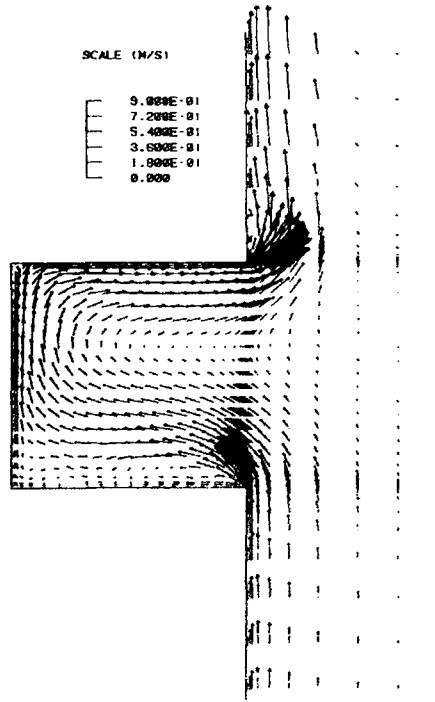
Hess ve Hense [105], iki boyutlu açık kaviteelerde LDA (Laser Doppler Anemometer) kullanarak, akış görselleme ve tek boyutlu hız ölçümü yapmış, ayrıca kavite içinde çok noktadan T tipi termoelemanlar kullanılarak sıcaklık ölçümü yapmışlardır. Çalışmalarda Rayleigh sayısı $3 \cdot 10^{10}$ - $2 \cdot 10^{11}$ aralığında tutularak türbülanslı akış durumu incelenmiştir. Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda sıcaklık ölçümünün ısı geçişi karakteristiği hakkında bilgi verdiği, ancak LDA ölçümlerinde kullanılan sistemin tek boyutlu olması sebebiyle özellikle kavitenin açık kısmında hızların ölçülemediği, çünkü bu bölümde akışkan hareketinin üç boyutlu olduğunun tahmin edildiği belirtilmiştir.

Chan ve Tien [106,107], iki boyutlu açık kavitelerdeki zamana bağlı laminar doğal taşınım problemini [103] ve [104] ile aynı geometri ve sınır koşullarını kullanarak incelemişlerdir. Yapılan çalışmalarda, Rayleigh sayısının 10^3 - 10^9 aralığı için SIMPLER algoritması kullanılarak kavite içi sıcaklık dağılımı ve hız vektörleri elde edilmiş, çalışmalar sonucunda korelasyon önerilmemiştir.



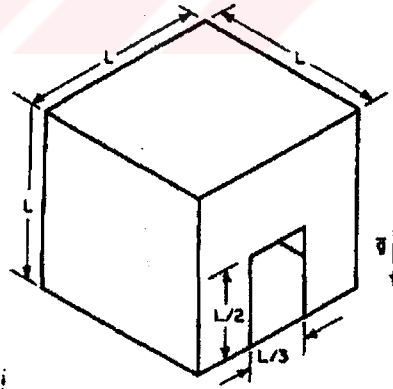
Şekil 2.35 $Ra=10^9$ için hesaplanmış boyutsuz sıcaklık ve akım fonksiyonu değerleri [107]

Humphrey ve To [108], standart k- ϵ türbülans modelini basitleştirerek, doğal taşınım ve karışık taşınımı incelemişlerdir. Yapılan çalışmada, ilk test akışı olarak dikey bir duvar üzerinde oluşan doğal ve karışık taşınım incelenmiş ve model üzerinde düzeltmeler yapıldıktan sonra, [109] no'lu çalışmalarında açık bir kavitede doğal ve karışık taşınım durumunu incelemişlerdir. Rayleigh sayısı 10^7 ile sınırlandırıldığı halde, modifiye edilen türbülans modelini geometri üzerine uygulamışlardır. Yapılan çalışmada, Nusselt sayısının $Gr^{1/3}$ ile orantılı olduğu belirtilmiş, ancak bir korelasyon önerilmemiştir.



Şekil 2.36 Doğal taşınım durumunda, $Gr=4.4 \cdot 10^7$ için hesaplanan hız vektörleri [109]

Clausing, Waldvogel ve Liser [110]; bir duvarının bir kısmı açık, diğer duvarları sabit sıcaklıkta olan üç boyutlu kübik kaviteler içindeki doğal taşınımı deneysel olarak incelemişlerdir.



Şekil 2.37 Problem geometrisi [110]

Rayleigh sayısının farklı değerleri için çok sayıda deney yapılarak, kavite içi akışın üç farklı karakter gösterdiği ifade edilmiş ve her bir akış türü için,

$$Nu = g \cdot f \cdot b \quad (2.38)$$

ifadesini tanımlamışlardır.

Bu ifadede,

g : Rayleigh sayısına bağılı bir korelasyon

f : Rayleigh sayısına ve duvar sıcaklığının ortam sıcaklığına oranına ($\frac{T_w}{T_\infty}$) bağılı bir korelasyon

b : Rayleigh sayısına, $\frac{T_w}{T_\infty}$ oranına ve geometriye bağılı bir katsayı

olarak tanımlanmıştır.

Bu akış türleri ve korelasyonlar,

1. Laminer akış durumu ($Ra < 3.8 \cdot 10^8 = Ra_{\text{laminer}}$)

$$g = 0.63 \cdot Ra^{1/4} \quad (2.39)$$

$$f_{\text{laminer}} = 1 \quad (2.40)$$

2. Geçiş durumu ($Ra_{\text{laminer}} < Ra < 1.6 \cdot 10^9 = Ra_{\text{türbülans}}$)

$$g = 0.63 \cdot Ra^{1/4} \quad (2.41)$$

$$f_{\text{geçiş}} = (f_{\text{türbülans}} - 1) \cdot \left[\frac{(Ra^{1/3} - Ra_{\text{laminer}}^{1/3})}{(Ra_{\text{türbülans}}^{1/3} - Ra_{\text{laminer}}^{1/3})} \right] + 1 \quad (2.42)$$

$$f_{\text{türbülans}} = 0.2524 + 0.9163 \cdot \left(\frac{T_w}{T_\infty} \right) - 0.1663 \cdot \left(\frac{T_w}{T_\infty} \right)^2 \quad (2.43)$$

3. Türbülanslı akış durumu ($Ra > Ra_{\text{türbülans}}$)

$$g = 0.108 \cdot Ra^{1/3} \quad (2.44)$$

olarak ifade edilmişlerdir.

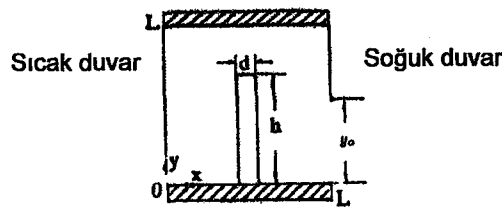
b değeri ise, Rayleigh sayısına ve sıcaklık oranına göre elde edilen nonlineer bir denklemden 0.43 ile 0.93 arasında hesaplanır.

Skok, Ramadhyani ve Schoenhals [111]; [103], [104], [106] ve [107]'ye benzer şekilde, genişletilmiş sınırlar kullanarak iki boyutlu sabit sıcaklıktaki açık kavite içinde laminar doğal taşınım problemini nümerik olarak incelemişlerdir. Yapılan çalışmada, SIMPLER [11] algoritması kullanılmış ve Sonlu Hacimler yöntemi kullanılarak çözüm yapılmıştır. Yapılan çözümleme sonucunda, Rayleigh sayısının 10^4 - $1.2 \cdot 10^9$ aralığı için, kavitenin ortalama Nusselt sayısı için aşağıdaki korelasyon önerilmiştir.

$$Nu = 0.087 \cdot Ra^{1/3} \quad (2.45)$$

Pavlovic ve Penot [112], üç boyutlu açık kavite içindeki ısı geçişi ve hava hareketini deneysel olarak incelemişlerdir. Yapılan deneysel çalışmalarda, T tipi termoelemanlar kullanılarak kavite içinde çok noktadan sıcaklık ölçümü yapılmış, bir CTA (Constant Temperature Anemometer) kullanılarak kavite içinde çok noktadan hız ölçümü yapılmıştır. Kavitenin farklı açılardaki eğikliği için, her bir kavite duvarı için Nusselt sayısı deneysel olarak elde edilmiş, ancak bir korelasyon önerilmemiştir. Yapılan hız deneylerinde, akışın kompleks olması sebebiyle istenilen hassasiyette ölçüm yapılamadığı, bir LDA (Laser Doppler Anemometer) kullanılarak ölçümlerin daha da güvenilir hale getirilmesi gerektiği belirtilmiştir.

Xia ve Zhou [113], soğuk duvarının bir kısmı açık ve kavite içi bir separatör yardımıyla iki parçaya ayrılmış iki boyutlu laminar doğal taşınım problemini nümerik olarak incelemişlerdir.

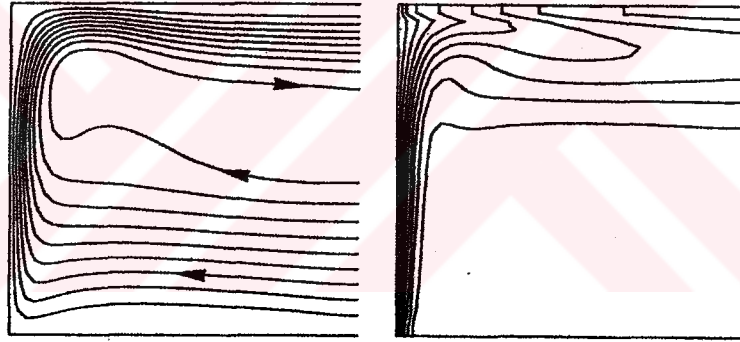


Şekil 2.38 Problem geometrisi [113]

SIMPLER [11] algoritması kullanılarak yapılan nümerik çalışmalar sonucunda, separatörün ısı geçişini önemli miktarlarda düşürdüğü belirtilmiştir. Bu durumu engellemek için, soğuk duvar üzerindeki açıklığın büyütülmesinin olumlu sonuç verdiği belirtilmiştir. Çalışma, Rayleigh sayısının 10^4 - 10^6 aralığı için yapılmış ve herhangi bir korelasyon önerilmemiştir.

Mahajan ve Angirasa [114]; dikey duvarı ısıtılan, yatay duvarlarının her ikisi de adyabatik ve kütle geçişine izin vermeyen iki boyutlu açık kaviterler içinde aynı anda oluşan laminar ısı ve kütle geçişini nümerik olarak incelemişlerdir. Yapılan çalışmada, denklemler akım fonksiyonu ve çevri cinsinden yazılarak, Sonlu Farklar yöntemi ile çözülmüşlerdir. Analizlerde, Prandtl sayısı 0.71 olarak sabit tutulmuş, ancak Schmidt sayısının farklı değerleri incelenmiştir. Çalışma sonucunda,

- Kavitenin ortasında, akışın neredeyse durağan olduğu,
- N 'nin $(\frac{Gr_C}{Gr_T})$ çok büyük olduğu durumlarda, ters akışların oluşmasına rağmen ısı ve kütle geçişinin arttığı,
- Gr_T 'nin büyük olması durumunda, akışın zamana bağlı olarak incelenmesi gerektiği belirtilmiştir.



Şekil 2.39 $Pr=Sc=0.71$, $N=1$ ve $Gr=10^6$ için boyutsuz akım fonksiyonu ve sıcaklık dağılımı [114]

Nirdosh ve Sedahmed [115], üç boyutlu üst duvarı açık kaviterler içindeki kütle geçişini, [34], [43] ve [54]'e benzer bir deney düzeneği kullanarak incelemişlerdir. Yapılan çalışma sonucunda, $1.37 \cdot 10^9 \leq Gr \cdot Sc \leq 6 \cdot 10^{10}$ aralığı için, aşağıdaki korelasyon önerilmiştir.

$$Sh = 0.259 \cdot (Gr \cdot Sc)^{0.3} \quad (2.46)$$

Yu ve Joshi [116], dikey duvarlarından birisinin ortasına ısı kaynağı yerleştirilmiş, diğer duvarları sabit sıcaklıkta olan üç boyutlu bir kavitede, açıklığın yerinin etkisini, Rayleigh sayısının 10^4 - 10^6 aralığı için nümerik olarak incelemişlerdir. Yapılan incelemede, SIMPLER [11] algoritması kullanılmıştır. Çalışma sonucunda, açıklığın

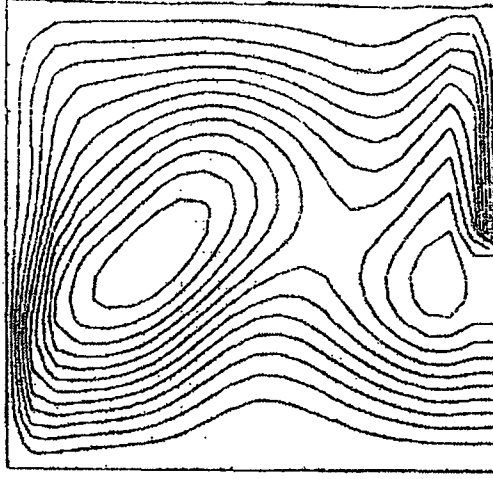
yerinin akış üzerinde büyük etkisi olduğu belirtilmiş, ancak açıklığın kavite tavanında veya kavitenin sağ duvarında olması durumunda ısı geçişinin benzer karakteristik gösterdiği belirtilmiştir. Ayrıca, Rayleigh sayısının 10^6 değeri için hesaplanan kavite içi ortalama Nusselt sayısının, Rayleigh sayısının 10^4 değeri için hesaplanan kavite içi ortalama Nusselt sayısının 2.5 katı olduğu belirtilmiştir.

Chakroun, Elsayed ve Al-Fahed [117]; Grashof sayısının $5.5 \cdot 10^8$ durumu için, üç boyutlu açık kavitelerde farklı eğim açılarına göre deneysel olarak doğal taşınım ısı geçişini incelemişlerdir. Deneylerde, bir mekanizma yardımıyla açı ayarlanırken, çok noktadan T tipi termoelemanlar kullanılarak sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda, kavite açısının ısı geçişi üzerinde etkisi olduğu görülmüş, farklı açılar için Nusselt sayısının değişimi grafiksel olarak raporlanmıştır.

Khanafer ve Vafai [118], [103], [104], [106], [107] ve [111]'de kullanılan geometri ve sınır şartlarını kullanarak, iki boyutlu açık kavite içindeki laminar doğal taşınımı nümerik olarak incelemişlerdir. Yapılan incelemede, Sonlu Elemanlar yöntemi kullanılarak Rayleigh sayısının 10^3 - 10^5 aralığı incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar literatürle karşılaştırılmış, ancak bir korelasyon önerisi yapılmamıştır.

Newell ve Terrell [119], ev tipi bir buzdolabında kapının açılıp kapanması durumunda oluşan kütle geçişini deneysel olarak incelemişlerdir. Yapılan incelemede, buzdolabı duvarlarının üzerine alüminyum plakalar yerleştirilmiş, bu plakalar üzerinde termoelemanlar kullanılarak çok noktadan sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Kavite deney öncesi kapatılmış, alüminyum plakaların arkasına yerleştirilen ısıtıcılar ile plakalar istenilen sıcaklığa getirildikten sonra, kapak çıkarılmış ve sıcaklıklar zamana bağlı olarak kaydedilmiştir. Kavite deneyler esnasında bir hassas terazi üzerine yerleştirilmiş, böylece zamana bağlı olarak kavite içinde oluşan kütle geçişi de incelenmiştir. Deneysel çalışmalar sonucunda, her bir alüminyum plaka için ısı geçiş katsayısı ve kavite ortalama Nusselt sayısı elde edilmiştir.

Jilani, Jayaraj ve Voli [120]; alt ve üst duvarı adyabatik, dikey sıcak duvarının ortasında sabit ısı akısı veren bir ısı kaynağı olan ve soğuk duvarının bir kısmı açık olan kavitelerde laminar doğal taşınımı incelemişlerdir. Çalışmada Rayleigh sayısı 10^3 - 10^5 arasında tutulmuştur. Çalışma sonucunda, farklı Rayleigh sayısı, ısı akısı ve açıklığın büyüklüğüne bağlı olarak kavite içi ortalama Nusselt sayıları elde edilmiş, ancak bir korelasyon önerilmemiştir.



Şekil 2.40 $Ra=10^5$ için kavite içi boyutsuz akım fonksiyonu [120]

2.2.3. Literatür Araştırması Sonuçları

Yapılan geniş literatür araştırması sonucunda, aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

1. Kapalı kavite içinde laminar ısı geçişi durumu ile ilgili olarak, literatürde çok sayıda nümerik ve deneysel çalışma bulunmaktadır.
2. Kapalı kavite içinde türbülanslı ısı geçişi durumu ile ilgili olarak, literatürde çok fazla çalışma bulunmamaktadır. Literatürde bulunan çalışmalarda, standart veya modifiye edilmiş $k-\epsilon$ türbülans modelleri veya LES (Large Eddy Simulation) yaklaşımı kullanılmıştır. Ancak, bu tür akışlarla ilgili olarak tam olarak oturmuş bir türbülans modelinin olmadığı söylenebilir.
3. Kapalı kavite içinde aynı anda laminar ısı ve kütle geçişi olma hali ilgili literatürde çok fazla çalışma bulunmamaktadır.
4. Kapalı kavite içinde aynı anda türbülanslı ısı ve kütle geçişi olma hali ile ilgili literatürde herhangi bir çalışma bulunmamaktadır.
5. Açık kavite içinde laminar ısı geçişi durumu ile ilgili olarak, literatürde az sayıda nümerik ve deneysel çalışma bulunmaktadır. Bu çalışmaların birçoğu, kavitenin açık duvarı ile ilgili olan sınır koşullarının araştırılmasına yöneliktir ve bu çalışmalarda korelasyon önerilmemiştir.
6. Açık kavite içinde türbülanslı ısı geçişi durumu ile ilgili olarak, literatürde nümerik çalışma bulunmamaktadır, buna karşılık Rayleigh sayısının bazı değerleri için yapılmış deneysel çalışmalardan bahsedilebilir.

7. Açık kavite içinde aynı anda laminar ısı ve kütle geçişi olma durumu ilgili literatürde çok az çalışma bulunmaktadır.
8. Açık kavite içinde aynı anda türbülanslı ısı ve kütle geçişi olma durumu ile ilgili literatürde herhangi bir çalışma bulunmamaktadır.
9. Hem açık hem de kapalı kavite durumu için, kavite içi hızları ölçmek için LDA (Laser Doppler Anemometer) veya PIV (Particle Image Velocimetry) gibi, akış alanını bozmayan akış yöntemlerine ihtiyaç vardır.



3. NÜMERİK ÇALIŞMALAR

3.1. Giriş

Bu bölümde, aşağıda belirtilen akış türleri ve geometriler için oluşturulan matematik modeller ve bu modeller kullanılarak elde edilen nümerik sonuçlardan ve korelasyonlardan bahsedilmektedir.

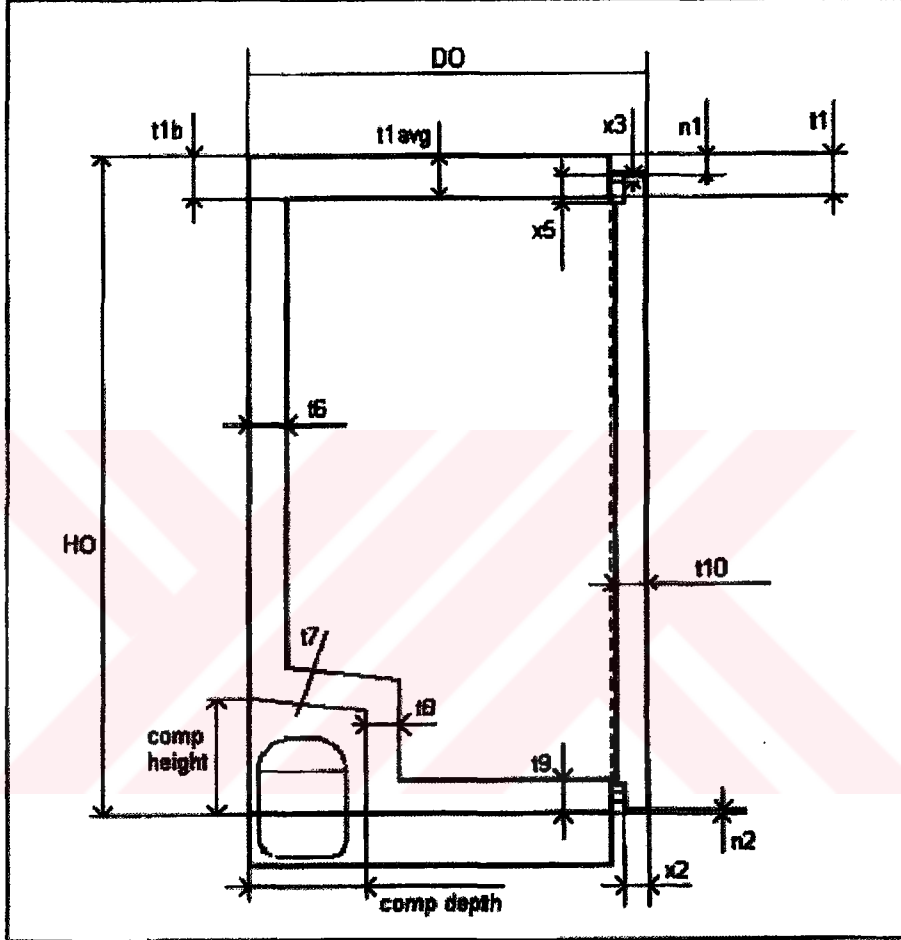
1. Kapalı kavite içinde laminar ısı geçişi
2. Kapalı kavite içinde laminar ısı ve kütle geçişi
3. Kapalı kavite içinde türbülanslı ısı geçişi
4. Kapalı kavite içinde türbülanslı ısı ve kütle geçişi
5. Açık kavite içinde laminar ısı geçişi
6. Açık kavite içinde laminar ısı ve kütle geçişi
7. Açık kavite içinde türbülanslı ısı geçişi
8. Açık kavite içinde türbülanslı ısı ve kütle geçişi

3.2. Ön Çalışmalar

Öncelikli olarak, problemin iki boyutlu incelenip incelenemeyeceğinin anlaşılması amacıyla, buzdolabı geometrisi kullanılarak, Fluent paket programı yardımıyla iki boyutlu ve üç boyutlu geometriler için, aynı sınır şartlarında çözümleme yapılarak, evaporatörün olduğu duvar üzerindeki Nusselt sayısı değerleri incelenmiştir.

Yapılan çalışmada, I-deas tasarım programı kullanılarak geometriler ve çözüm ağları oluşturulmuştur. Daha sonra, hem iki boyutlu buzdolabı geometrisi, hem de üç boyutlu buzdolabı geometrisi için, evaporatörün olduğu duvar sıcaklığı 245.15 K alınmış, diğer bütün duvarlar ise adyabatik kabul edilerek FLUENT 6.0 ticari CFD

programında çözümlene yapılmıştır. Yapılan çözümlemede, programın iki boyutlu durum için LES (Large Eddy Simulation) türbülans yaklaşımı olmaması dolayısıyla standart k-ε türbülans modeli kullanılmış, ancak üç boyutlu durumda LES (Large Eddy Simulation) türbülans yaklaşımı kullanılmıştır.



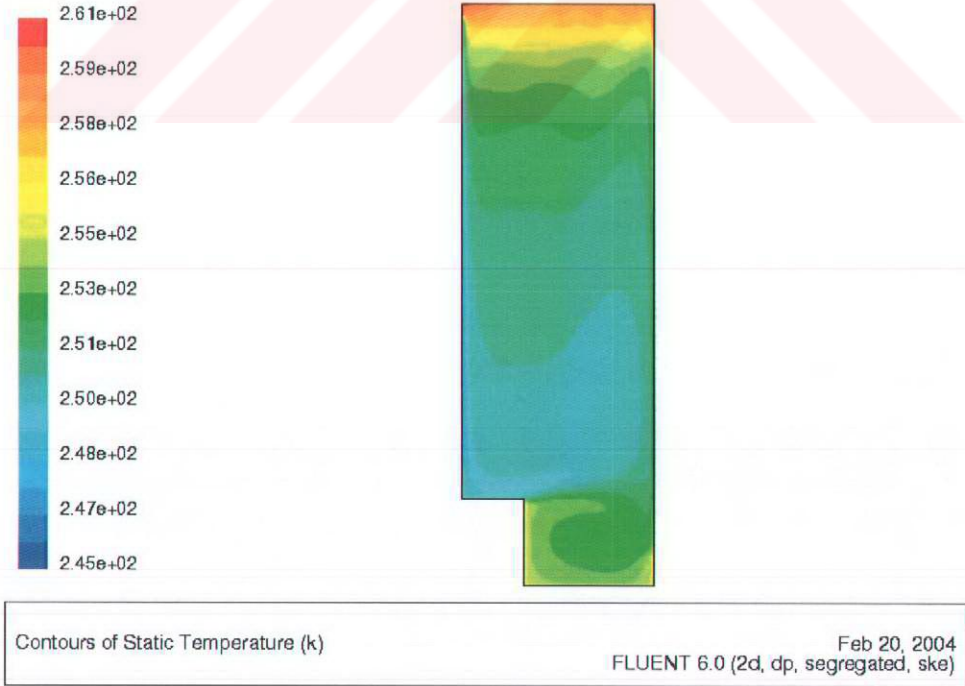
No	Sembol	Definition	Tanım	Değer (mm)
1	HO	Cabinet Height	Kabin Yüksekliği	1420
2	DO	Cabinet Depth	Kabin Derinliği	540
3	WO	Cabinet Width	Kabin Genişliği	540

Şekil 3.1 İncelenen buzdolabı geometrisi ve ana boyutlar

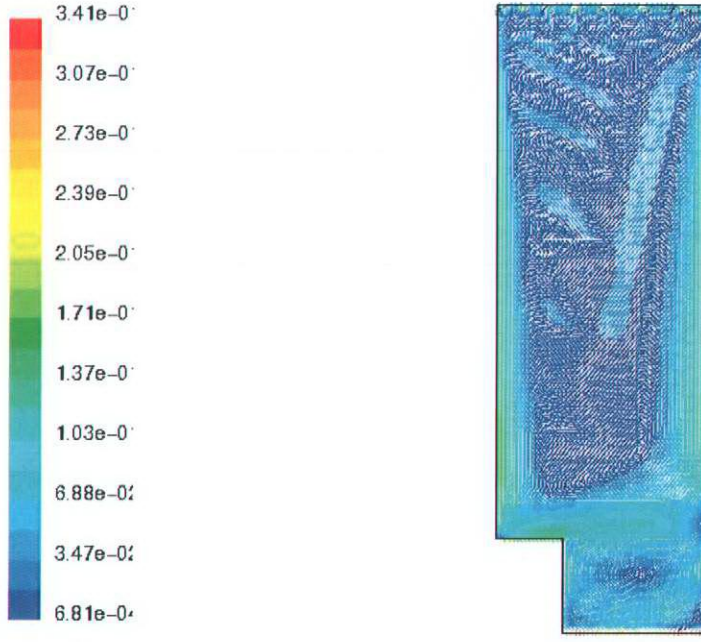


Şekil 3.2 İki boyutlu buzdolabı geometrisi ve çözüm ağı

Standart k- ϵ türbülans modeli kullanılarak yapılan iki boyutlu analizde, Şekil 3.3 ve Şekil 3.4'de verilen sıcaklık ve hız dağılımları elde edilmiştir.



Şekil 3.3 İki boyutlu dolap geometrisinde elde edilen sıcaklık dağılımı

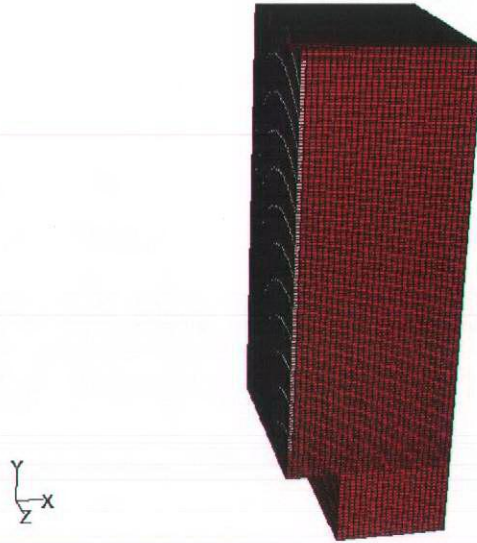


Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s)

Feb 20, 2004
FLUENT 6.0 (2d, dp, segregated, ske)

Şekil 3.4 İki boyutlu dolap geometrisinde elde edilen hız dağılımı

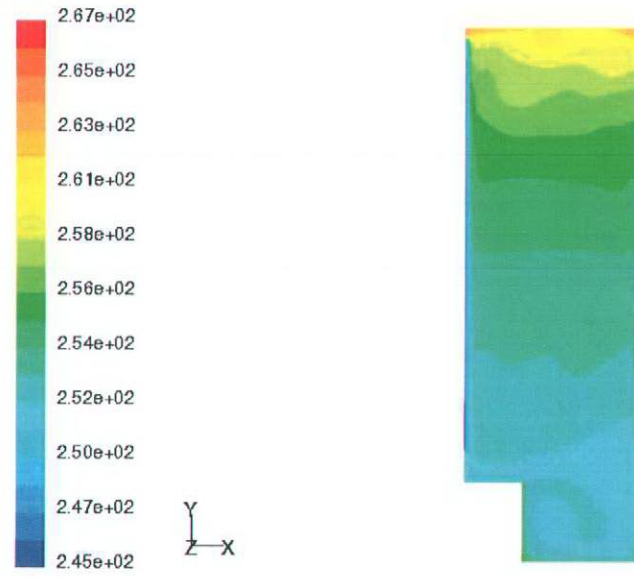
Şekil 3.5'de gösterilen geometri ve çözüm ağı kullanılarak, üç boyutlu buzdolabı durumu için Şekil 3.6 ve Şekil 3.7'de verilen sıcaklık ve hız dağılımları elde edilmiştir.



Grid

Feb 20, 2004
FLUENT 6.0 (3d, dp, segregated, LES)

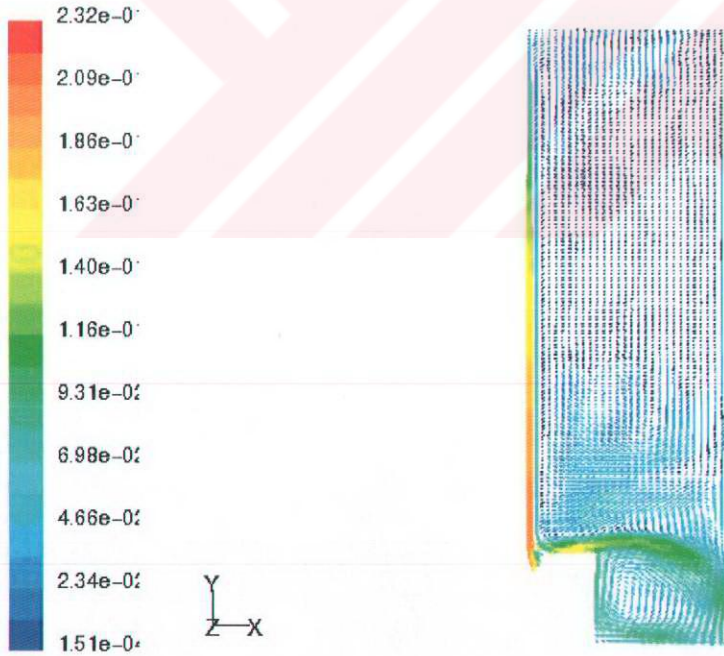
Şekil 3.5 Üç boyutlu buzdolabı geometrisi ve çözüm ağı



Contours of Static Temperature (k)

Feb 20, 2004
FLUENT 6.0 (3d, dp, segregated, LES)

Şekil 3.6 Üç boyutlu dolap geometrisi için simetri ekseninde elde edilen sıcaklık dağılımı



Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s)

Feb 20, 2004
FLUENT 6.0 (3d, dp, segregated, LES)

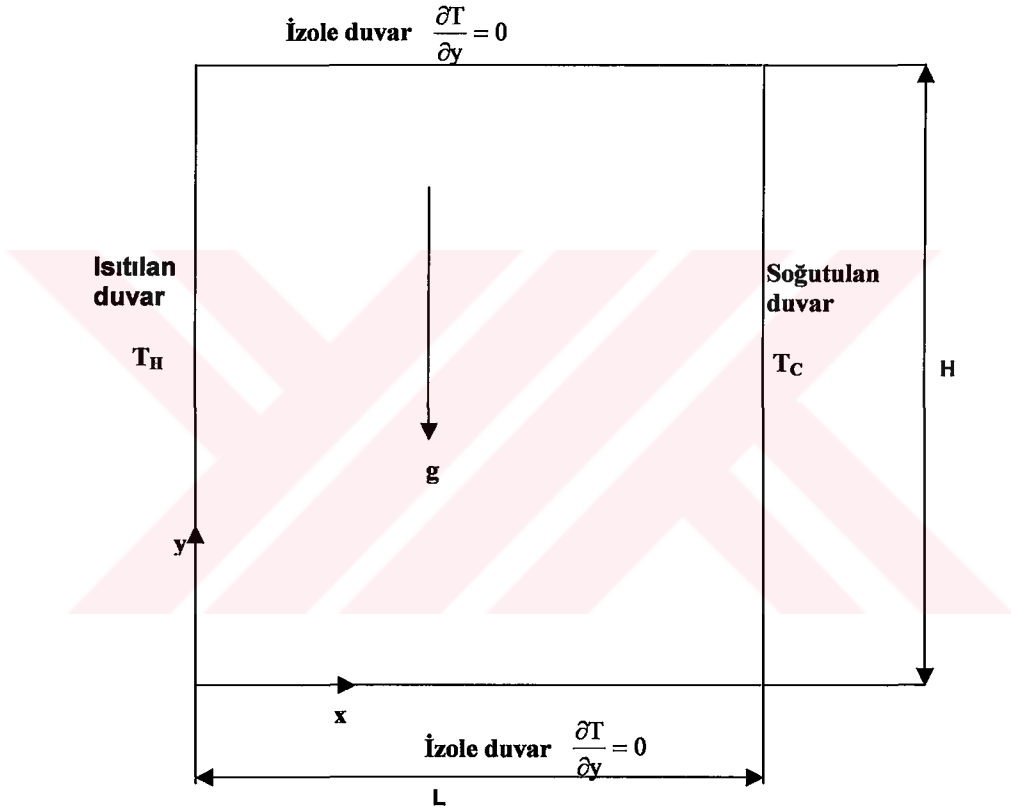
Şekil 3.7 Üç boyutlu dolap geometrisi için simetri ekseninde elde edilen hız dağılımı

Yapılan her iki analiz için, soğuk evaporatör yüzeyindeki Nusselt sayısı değeri karşılaştırma kriteri olarak kullanılmıştır. Üç boyutlu durumda evaporatör yüzeyi

Nusselt sayısı 26.182, iki boyutlu durumda ise 23.589 olarak hesaplanmıştır. Her iki durum için fark % 9.9 olduğundan, problem iki boyutlu olarak kabul edilmiştir.

3.3. Kapalı Kavite İçinde Laminer Isı Geçişi

Bu tez çalışmasında, ilk olarak dikey duvarlarından birisi ısıtılırken diğeri soğutulan, yatay duvarları ise adyabatik olan iki boyutlu kapalı kavite içindeki doğal taşınım problemi nümerik olarak incelenmiştir.



Şekil 3.8 Kapalı kavite içi laminer ısı geçişi için incelenen geometri ve sınır koşulları

Bu durumda, problem için iki boyutlu süreklilik, Navier-Stokes ve enerji denklemleri yazılacak olursa aşağıdaki denklemler elde edilecektir.

Süreklilik denklemi

$$\frac{\partial \rho_{\infty}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho_{\infty} u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho_{\infty} v) = 0 \quad (3.1)$$

x-momentum denklemi

$$\rho_{\infty} \left[\frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial u}{\partial y} \right] = -\frac{\partial p_{\infty}}{\partial x} + \nu_{\infty} \cdot \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (3.2)$$

y- momentum denklemi

$$\rho_{\infty} \left[\frac{\partial v}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial v}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial v}{\partial y} \right] = -\frac{\partial p_{\infty}}{\partial y} - \rho \cdot g + \nu_{\infty} \cdot \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3.3)$$

Enerji denklemi

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial T}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha_{\infty} \cdot \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (3.4)$$

Bu denklemlerde,

u : x yönündeki hız bileşeni (m/s)

v : y yönündeki hız bileşeni (m/s)

t : Zaman (s)

p_{∞} : Ortam basıncı (Pa)

ν_{∞} : Ortamın kinematik viskozitesi (m^2/s)

ρ_{∞} : Ortamın yoğunluğu (kg/m^3)

ρ : Akışkanın değişken yoğunluğu (kg/m^3)

T : Sıcaklık (K)

α_{∞} : Ortamın ısı difüzyon katsayısı (m^2/s)

g : Yerçekimi ivmesi (m/s^2)

olarak tanımlanmışlardır.

Boussinesq yaklaşımı kullanılarak, momentum denklemlerindeki basınç terimleri aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\frac{\partial p_{\infty}}{\partial x} = 0 \quad (3.5)$$

$$\frac{\partial p_{\infty}}{\partial y} = -\rho_{\infty} \cdot g \quad (3.5)$$

Bu yaklaşıma göre akışkanın yoğunluğu, kaldırma kuvveti terimi dışındaki bütün terimlerde ihmal edilmektedir ve sıcaklık gradyeni ile orantılıdır.

$$\rho_{\infty} - \rho \approx \rho \cdot \beta \cdot (T - T_c) \quad (3.6)$$

Bu ifadede,

$$\beta : \text{Isıl genleşme katsayısı (1/K), } -\frac{1}{\rho} \cdot \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$$

olarak tanımlanmıştır.

Aşağıdaki boyutsuzlaştırma terimleri kullanılırsa,

$$x' = \frac{x}{H} \quad (3.7)$$

$$y' = \frac{y}{H} \quad (3.8)$$

$$u' = \frac{u}{\frac{v_{\infty}}{H}} \quad (3.9)$$

$$v' = \frac{v}{\frac{v_{\infty}}{H}} \quad (3.10)$$

$$t' = \frac{t}{\frac{H^2}{v_{\infty}}} \quad (3.11)$$

$$p' = \frac{p - p_{\infty}}{\rho_{\infty} \cdot \frac{v_{\infty}^2}{H^2}} \quad (3.12)$$

$$\theta = \frac{T - T_c}{T_H - T_c} \quad (3.13)$$

aşağıdaki boyutsuz denklemler elde edilecektir.

Boyutsuz süreklilik denklemi

$$\frac{\partial u'}{\partial x'} + \frac{\partial v'}{\partial y'} = 0 \quad (3.14)$$

Boyutsuz x-momentum denklemi

$$\frac{\partial u'}{\partial t'} + u' \cdot \frac{\partial u'}{\partial x'} + v' \cdot \frac{\partial u'}{\partial y'} = -\frac{\partial p'}{\partial x'} + \frac{\partial^2 u'}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 v'}{\partial y'^2} \quad (3.15)$$

Boyutsuz y-momentum denklemi

$$\frac{\partial v'}{\partial t'} + u' \cdot \frac{\partial v'}{\partial x'} + v' \cdot \frac{\partial v'}{\partial y'} = -\frac{\partial p'}{\partial y'} + \frac{\partial^2 v'}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 v'}{\partial y'^2} + Gr \cdot \theta \quad (3.16)$$

Boyutsuz enerji denklemi

$$\frac{\partial \theta}{\partial t'} + u' \cdot \frac{\partial \theta}{\partial x'} + v' \cdot \frac{\partial \theta}{\partial y'} = \frac{1}{Pr} \cdot \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y'^2} \right) \quad (3.17)$$

Bu denklemlerde görülen iki boyutsuz sayı, aşağıdaki şekilde tanımlanmışlardır.

$$Gr : \text{Grashof sayısı}, \frac{g \cdot \beta \cdot (T_H - T_C) \cdot H^3}{\nu_\infty^2}$$

$$Pr : \text{Prandtl sayısı}, \frac{\nu_\infty}{\alpha_\infty}$$

Grashof sayısı fiziksel olarak kaldırma kuvvetinin sürtünme kuvvetine oranını ifade ederken, Prandtl sayısı ise momentum difüzyonunun ısı difüzyonuna oranını göstermektedir.

Bu tez çalışmasında, denklemler akım fonksiyonu-çevri cinsinden yazılacaktır. Bu şekilde süreklilik denklemi doğrudan sağlanmakta ve momentum denklemlerindeki basınç terimleri de düşmektedir. Ancak, ek olarak denklemlerin mertebesi artmakta ve özellikle kavite duvarlarında çevrinin tanımı karmaşılaşmaktadır.

Boyutsuz akım fonksiyonu tanımı yapılacak olursa, Eşitlik (3.18) ve Eşitlik (3.19) elde edilecektir.

$$u' = \frac{\partial \psi}{\partial x'} \quad (3.18)$$

$$v' = -\frac{\partial \psi}{\partial y'} \quad (3.19)$$

Benzer şekilde, çevri de,

$$\omega = \frac{\partial v'}{\partial x'} - \frac{\partial u'}{\partial y'} = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial x'^2} - \frac{\partial^2 \psi}{\partial y'^2} = -\left(\frac{\partial^2 \psi}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial y'^2}\right) \quad (3.20)$$

olarak tanımlanır.

Momentum denklemleri vektörel olarak yazılıp, akım fonksiyonu ve çevri tanımları da eklenince,

$$\frac{\partial \omega}{\partial t'} + \frac{\partial}{\partial x'}(u'\omega) + \frac{\partial}{\partial y'}(v'\omega) = \frac{\partial^2 \omega}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 \omega}{\partial y'^2} + Gr \cdot \frac{\partial \theta}{\partial x'} \quad (3.21)$$

ifadesi elde edilir. Bu durumda, boyutsuz enerji denklemi de

$$\frac{\partial \theta}{\partial t'} + \frac{\partial(u'\theta)}{\partial x'} + \frac{\partial(v'\theta)}{\partial y'} = \frac{1}{Pr} \cdot \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y'^2}\right) \quad (3.22)$$

olarak değişmeden kalır.

Sonuç olarak, (3.18)-(3.22) şeklinde ifade edilen 5 tane doğrusal olmayan diferansiyel denklemin, zamana bağlı olarak çözülmesi gerekmektedir. Bu denklemler, Sonlu Farklar yöntemi kullanılarak çözülmüştür.

Bütün duvarlarda

$$u' = v' = 0 \quad (3.23)$$

olduğundan,

$$\psi = 0 \quad (3.24)$$

olarak alınmış ve çözümde kolaylık sağlanmıştır.

Çevri ise, bütün duvarlarda akım fonksiyonunun Taylor serisine açılması ile elde edilmiştir. Örnek olarak alt duvar alınırsa,

$$\Psi_{i,j+1} = \Psi_{i,j} + \left. \frac{\partial \Psi}{\partial y'} \right|_{i,j} \cdot \Delta y' + \frac{1}{2} \cdot \left. \frac{\partial^2 \Psi}{\partial y'^2} \right|_{i,j} \cdot (\Delta y')^2 \quad (3.25)$$

Bu ifadede,

$$\left. \frac{\partial \Psi}{\partial y'} \right|_{i,j} = 0 \quad (3.26)$$

olduğu için,

$$\frac{\partial^2 \Psi}{\partial y'^2} = \frac{\Psi_{i,j+1} - 2 \cdot \Psi_{i,j} + \Psi_{i,j-1}}{(\Delta y')^2} = \frac{\Psi_{i,j+1}}{(\Delta y')^2} \quad (3.27)$$

ifadesi elde edilir. Alt duvarda,

$$\omega_{i,j} = - \left(\frac{\partial^2 \Psi}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 \Psi}{\partial y'^2} \right) = - \frac{\partial^2 \Psi}{\partial y'^2} \quad (3.28)$$

olduğundan,

$$\omega_{i,j} = -2 \cdot \frac{\Psi_{i,j+1}}{(\Delta y')^2} \quad (3.29)$$

hesaplanır.

Sınır koşulları birarada yazılacak olursa,

$$\text{Sol duvar} \quad u' = v' = \psi = 0, \theta = 1, \omega_{i,j} = -2 \cdot \frac{\Psi_{i+1,j}}{(\Delta x')^2} \quad (3.30)$$

$$\text{Sağ duvar} \quad u' = v' = \psi = 0, \theta = 0, \omega_{i,j} = -2 \cdot \frac{\Psi_{i-1,j}}{(\Delta x')^2} \quad (3.31)$$

$$\text{Alt duvar} \quad u' = v' = \psi = 0, \frac{\partial \theta}{\partial y'} = 0, \omega_{i,j} = -2 \cdot \frac{\Psi_{i,j+1}}{(\Delta y')^2} \quad (3.32)$$

$$\text{Üst duvar} \quad u' = v' = \psi = 0, \frac{\partial \theta}{\partial y'} = 0, \omega_{i,j} = -2 \cdot \frac{\psi_{i,j-1}}{(\Delta y')^2} \quad (3.33)$$

ifadeleri elde edilir.

Alt ve üst duvarlardaki adyabatik sınır koşulunun ($\frac{\partial \theta}{\partial y'} = 0$) sağlanabilmesi için, sıcaklığın ikinci mertebeden bir polinom şeklinde değiştiği gözönünde alınmıştır.

Başlangıç sınır koşulu ise,

$$u'_{i,j} = v'_{i,j} = \psi_{i,j} = \omega_{i,j} = 0, \theta_{i,j} = 0.5 \quad (3.34)$$

olarak alınmıştır.

3.3.1. Sonlu Farklar Denklemleri

Elde edilen lineer olmayan denklemler Sonlu Farklar yöntemine uygun şekilde yazılmışlardır. Denklemlerin lineer olmayan parçaları için, aşağıda verilen Yukarıakım Fark (Upwind Differencing) yöntemi [7] kullanılmıştır.

$$u'_f = \frac{1}{2} \cdot (u'_{i+1,j} + u'_{i,j}) \quad (3.35)$$

$$u'_b = \frac{1}{2} \cdot (u'_{i,j} + u'_{i-1,j}) \quad (3.36)$$

$$v'_f = \frac{1}{2} \cdot (v'_{i,j+1} + v'_{i,j}) \quad (3.37)$$

$$v'_b = \frac{1}{2} \cdot (v'_{i,j} + v'_{i,j-1}) \quad (3.38)$$

$$\frac{\partial}{\partial x'}(u'\omega) = \frac{1}{2 \cdot \Delta x'} [(u'_f - |u'_f|) \cdot \omega_{i+1,j} + (u'_f - |u'_f| - u'_b + |u'_b|) \cdot \omega_{i,j} - (u'_b + |u'_b|) \cdot \omega_{i-1,j}] \quad (3.39)$$

$$\frac{\partial}{\partial y'}(v'\omega) = \frac{1}{2 \cdot \Delta y'} [(v'_f - |v'_f|) \cdot \omega_{i,j+1} + (v'_f - |v'_f| - v'_b + |v'_b|) \cdot \omega_{i,j} - (v'_b + |v'_b|) \cdot \omega_{i,j-1}] \quad (3.40)$$

$$\frac{\partial}{\partial x'}(u'\theta) = \frac{1}{2 \cdot \Delta x'} [(u'_f - |u'_f|) \cdot \theta_{i+1,j} + (u'_f - |u'_f| - u'_b + |u'_b|) \cdot \theta_{i,j} - (u'_b + |u'_b|) \cdot \theta_{i-1,j}] \quad (3.41)$$

$$\frac{\partial}{\partial y'}(v'\theta) = \frac{1}{2 \cdot \Delta y'} \left[(v'_f - |v'_f|) \cdot \theta_{i,j+1} + (v'_f - |v'_f| - v'_b + |v'_b|) \cdot \theta_{i,j} - (v'_b + |v'_b|) \cdot \theta_{i,j-1} \right] \quad (3.42)$$

İkinci mertebeden türevler ise, ikinci mertebeden Sonlu Farklar denklemleri olarak,

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial x'^2} = \frac{\psi_{i+1,j} - 2 \cdot \psi_{i,j} + \psi_{i-1,j}}{(\Delta x')^2} \quad (3.43)$$

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial y'^2} = \frac{\psi_{i,j+1} - 2 \cdot \psi_{i,j} + \psi_{i,j-1}}{(\Delta y')^2} \quad (3.44)$$

$$\frac{\partial^2 \omega}{\partial x'^2} = \frac{\omega_{i+1,j} - 2 \cdot \omega_{i,j} + \omega_{i-1,j}}{(\Delta x')^2} \quad (3.45)$$

$$\frac{\partial^2 \omega}{\partial y'^2} = \frac{\omega_{i,j+1} - 2 \cdot \omega_{i,j} + \omega_{i,j-1}}{(\Delta y')^2} \quad (3.46)$$

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x'^2} = \frac{\theta_{i+1,j} - 2 \cdot \theta_{i,j} + \theta_{i-1,j}}{(\Delta x')^2} \quad (3.47)$$

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial y'^2} = \frac{\theta_{i,j+1} - 2 \cdot \theta_{i,j} + \theta_{i,j-1}}{(\Delta y')^2} \quad (3.48)$$

şeklinde yazılmışlardır.

Çevri denklemindeki kaldırma kuvveti terimi ve hız terimleri ise,

$$Gr \cdot \frac{\partial \theta}{\partial x'} = Gr \cdot \frac{\theta_{i+1,j} - \theta_{i-1,j}}{2 \cdot \Delta x'} \quad (3.49)$$

$$u'_{i,j} = \frac{\psi_{i,j+1} - \psi_{i,j-1}}{2 \cdot \Delta y'} \quad (3.50)$$

$$v'_{i,j} = -\frac{\psi_{i+1,j} - \psi_{i-1,j}}{2 \cdot \Delta x'} \quad (3.51)$$

şeklinde ikinci mertebeden merkezi Sonlu Farklar denklemleri ile hesaplanmaktadır.

Zamana bağlı terimler ise, birinci dereceden ileri Sonlu Farklar denklemleri ile hesaplanmaktadır. n+1. zaman dilimi için,

$$\frac{\partial \omega}{\partial t'} = \frac{\omega_{i,j}^{n+1} - \omega_{i,j}^n}{\Delta t'} \quad (3.52)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial t'} = \frac{\theta_{i,j}^{n+1} - \theta_{i,j}^n}{\Delta t'} \quad (3.53)$$

şeklinde yazılmıştır.

Elde edilen Sonlu Farklar denklemleri, FORTRAN programlama dilinde yazılmış bir program kullanılarak çözülmüştür. Çözümleme sırasında, akım fonksiyonunun hesaplanması için Ardışık Aşırı Gevşetme (Successive Over-Relaxation) yöntemi kullanılmıştır. Çözümlemede 81X81'lik üniform çözüm ağı kullanılmıştır.

Çözümün daimi rejime ulaşması için,

$$\max \frac{|\omega_{i,j}^{n+1} - \omega_{i,j}^n|}{|\omega_{i,j}^{n+1}|} \leq 10^{-5} \quad (3.54)$$

kriteri kullanılmıştır. Bu kriterin sağlandığı durumda, boyutsuz akım fonksiyonu ve boyutsuz sıcaklık değerlerindeki farklar çok daha küçük olmaktadır.

Dikey duvarlardaki Nusselt sayısı, aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

$$\overline{Nu} = \int_0^1 \left(\frac{\partial \theta}{\partial x'} \right) dx' \approx \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \frac{\partial \theta}{\partial x'} \quad (3.55)$$

Bu ifadede,

N : Duvardaki çözüm noktası sayısı

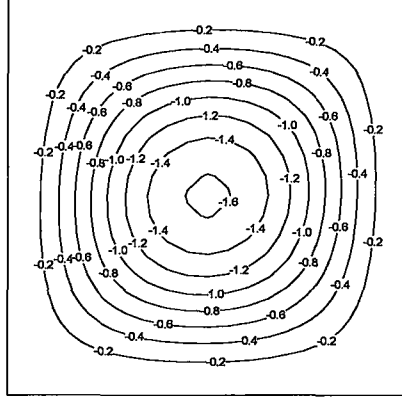
olarak tanımlanmıştır.

3.3.2. Sonuçlar

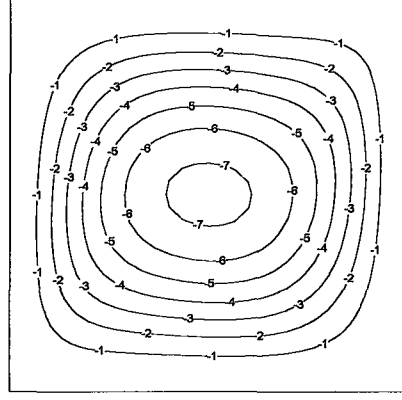
Yazılan programda, Rayleigh sayısının 10^3 - 10^7 aralığı için zamana bağlı çözümleme yapılmıştır.

Şekil 3.9 incelenecek olursa, Rayleigh sayısının 10^3 değeri için, kavitenin merkezinde merkezi olan bir çevrinti bulunmaktadır. Rayleigh sayısının bu değeri, iletimle olan ısı geçişinin taşınım ile olan ısı geçişine eşit olduğu (Nusselt sayısının yaklaşık 1 olduğu) duruma karşılık gelmektedir. Rayleigh sayısı arttıkça, kavitenin

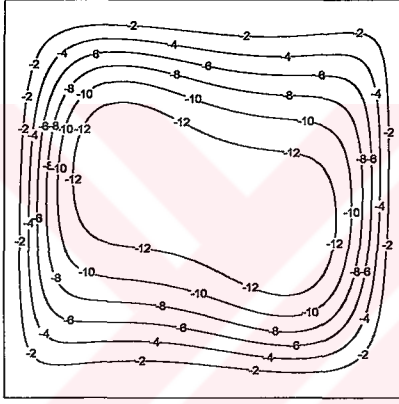
merkezinde durağan bir kısım oluşmakta, buna karşılık dikey duvarlarda sınır tabaka oluşmaya başlamaktadır.



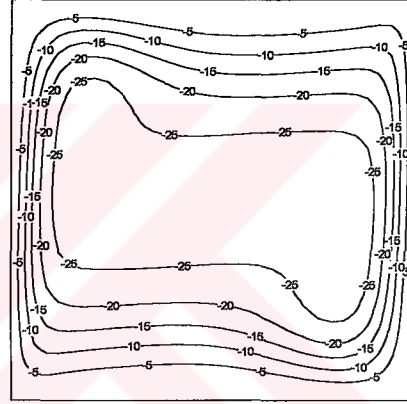
(a)



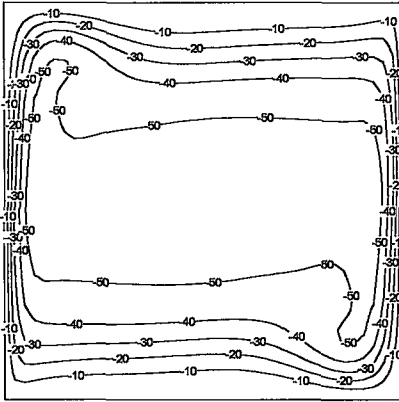
(b)



(c)



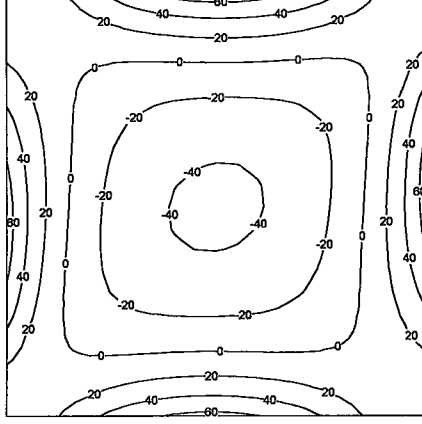
(d)



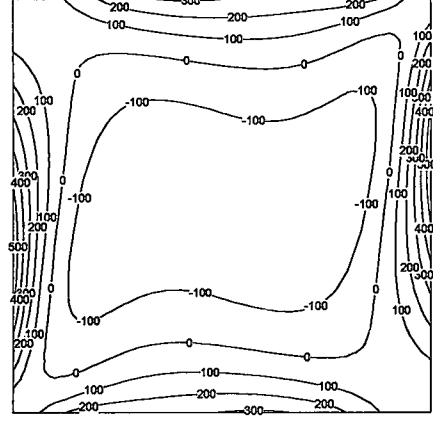
(e)

Şekil 3.9 Akım fonksiyonu : (a) $Ra=10^3$; (b) $Ra=10^4$; (c) $Ra=10^5$; (d) $Ra=10^6$; (e) $Ra=10^7$

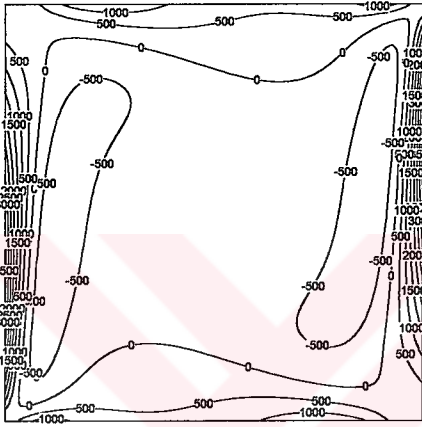
Şekil 3.10 ise, çevri eğrilerinin Rayleigh sayısına göre değişimini vermektedir. Rayleigh sayısı arttıkça, merkezdeki çevrinti bozularak duvarlara doğru dağılmakta ve duvarlarda çevri değeri maksimuma ulaşmaktadır



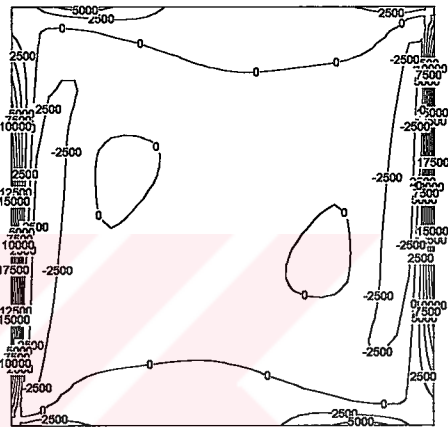
(a)



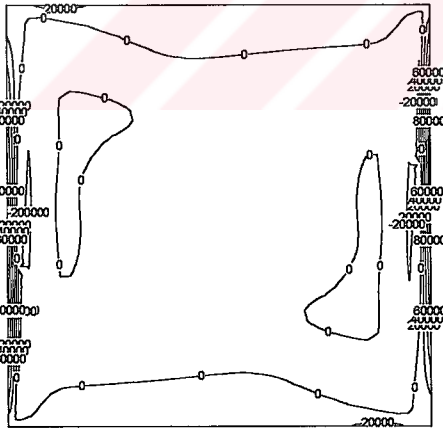
(b)



(c)



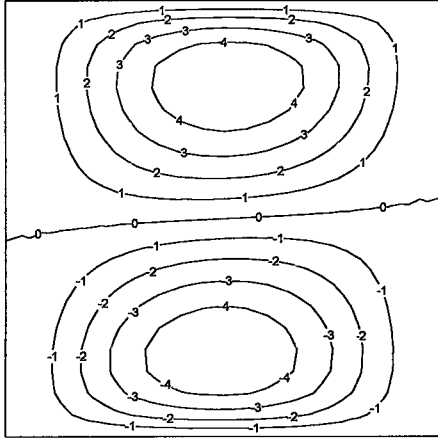
(d)



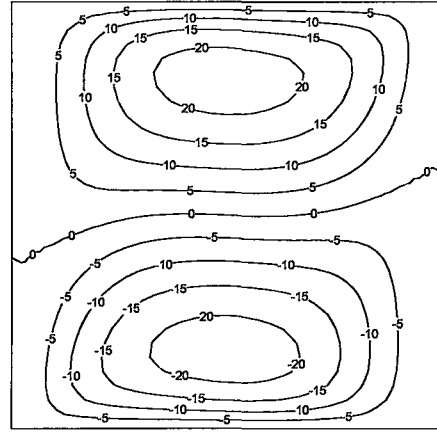
(e)

Şekil 3.10 Çevri eğrileri : (a) $Ra=10^3$; (b) $Ra=10^4$; (c) $Ra=10^5$; (d) $Ra=10^6$; (e) $Ra=10^7$

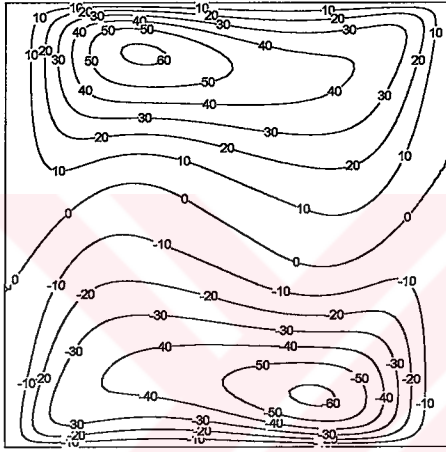
Şekil 3.11, boyutsuz yatay hız değerinin Rayleigh sayısı ile değişimini vermektedir. Rayleigh sayısı arttıkça, merkezdeki akış dağılarak yatay duvarlarda toplanmaktadır, yatay hız değeri buralarda en yüksek değerlerini almaktadır.



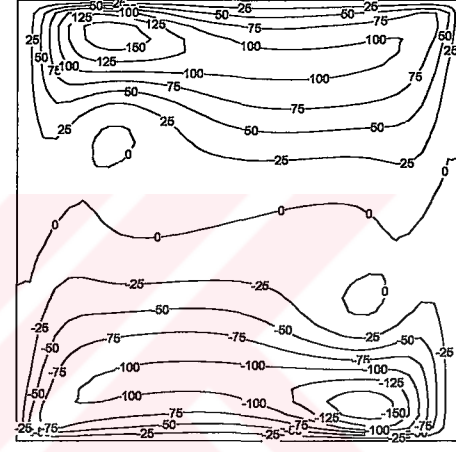
(a)



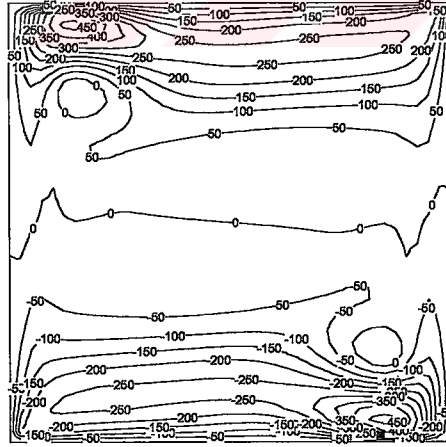
(b)



(c)



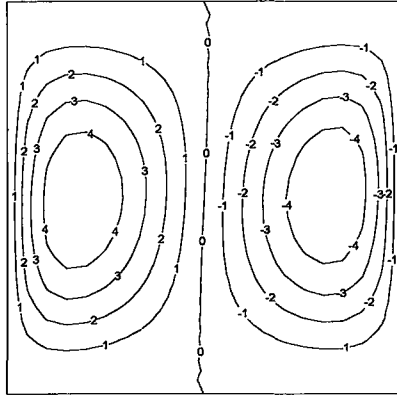
(d)



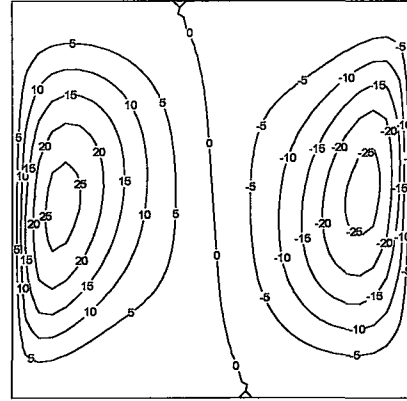
(e)

Şekil 3.11 Yatay hız : (a) $Ra=10^3$; (b) $Ra=10^4$; (c) $Ra=10^5$; (d) $Ra=10^6$; (e) $Ra=10^7$

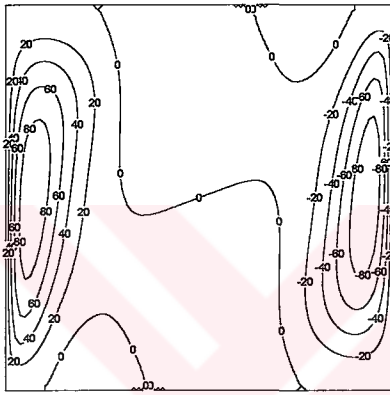
Benzer şekilde, dikey hız değeri de Rayleigh sayısının artması sonucunda merkezden dikey duvarlara kaymaktadır. Bu durumda, her iki hız bileşeni de duvarlara kaydığından, kavite merkezi oldukça durağandır. (Şekil 3.12)



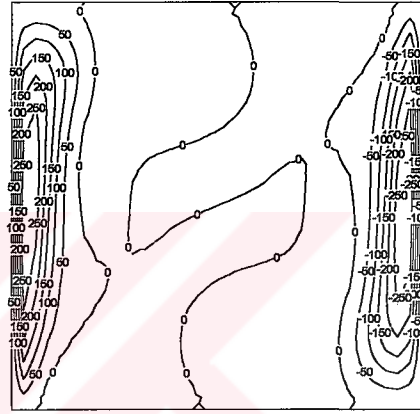
(a)



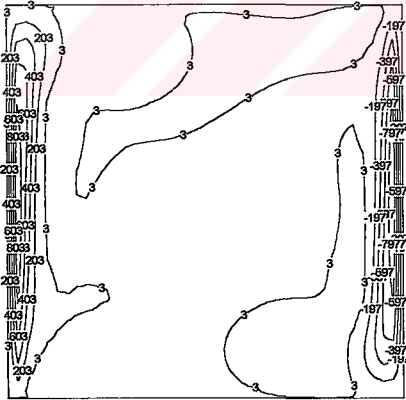
(b)



(c)



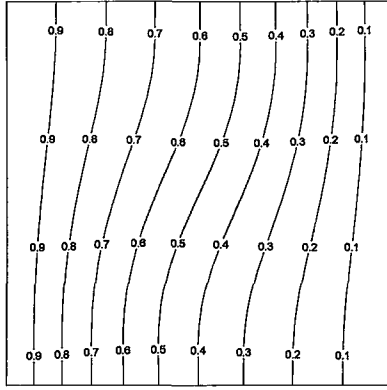
(d)



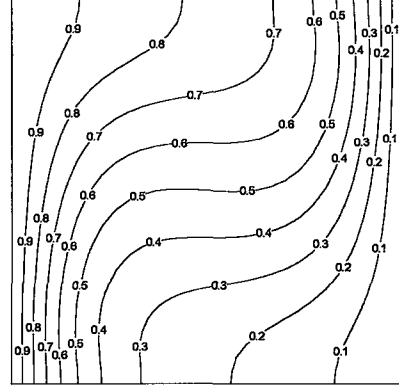
(e)

Şekil 3.12 Dikey hız : (a) $Ra=10^3$; (b) $Ra=10^4$; (c) $Ra=10^5$; (d) $Ra=10^6$; (e) $Ra=10^7$

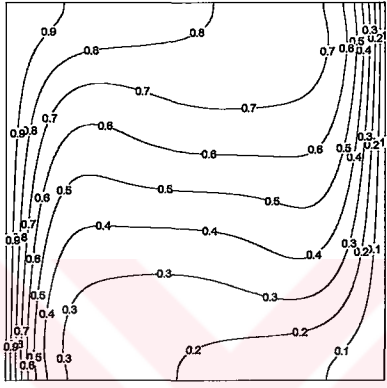
Şekil 3.13'de, eşsıcaklık eğrilerinin Rayleigh sayısı ile değişimi gösterilmiştir. Rayleigh sayısının 10^3 değeri için bu eğriler neredeyse paralelken, Rayleigh sayısının artması ile (taşınım ile olan ısı geçişinin baskın olması ile) kavite merkezinde paralelleşmekte, sıcak ve soğuk olan dikey kavite duvarlarında ise ısı sınır tabakayı oluşturmaktadırlar.



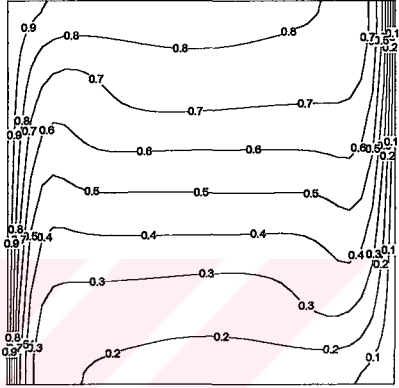
(a)



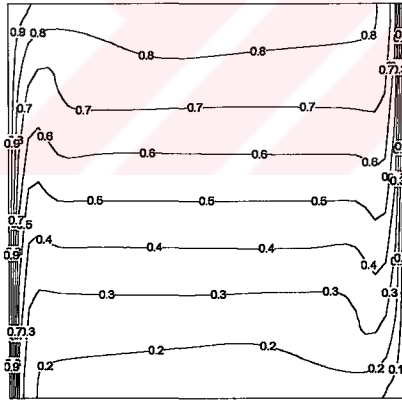
(b)



(c)



(d)



(e)

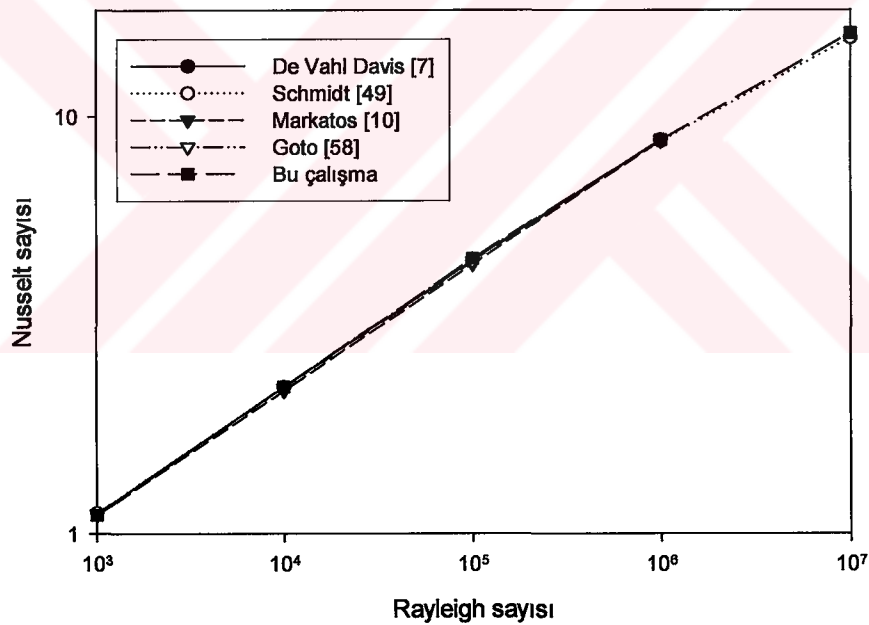
Şekil 3.13 Eşsıcaklık eğrileri : (a) $Ra=10^3$; (b) $Ra=10^4$; (c) $Ra=10^5$; (d) $Ra=10^6$; (e) $Ra=10^7$

3.3.3. Literatürle Karşılaştırma ve Korelasyon

Ra sayısının 10^7 değerine kadar elde edilen sonuçlar, benchmark çözümleme [7] ve literatürdeki diğer önemli çalışmalar ile karşılaştırılmıştır. Bu problemdeki en önemli büyüklük sıcak duvardaki Nu sayısı olduğu için, karşılaştırma bu büyüklük için yapılmıştır. Tablo 3.1 ve Şekil 3.14'de belirtildiği gibi, elde edilen sonuçlar benchmark çözümleme [7] ile oldukça uyumlu gözükmektedir.

Tablo 3.1 Kapalı kavite içi laminar ısı geçişi ile ilgili literatürle karşılaştırma (Sıcak duvar Nusselt sayısı)

Ra sayısı	De Wahl Davis [7]	Schmidt [49]	Markatos [10]	Goto [58]	Bu çalışma
10^3	1.118	1.12	1.108	1.116	1.108
10^4	2.243	2.25	2.201	2.236	2.249
10^5	4.519	4.55	4.43	4.496	4.566
10^6	8.800	8.73	8.754	8.781	8.786
10^7	Bilgi yok	15.40	Bilgi yok	Bilgi yok	15.81

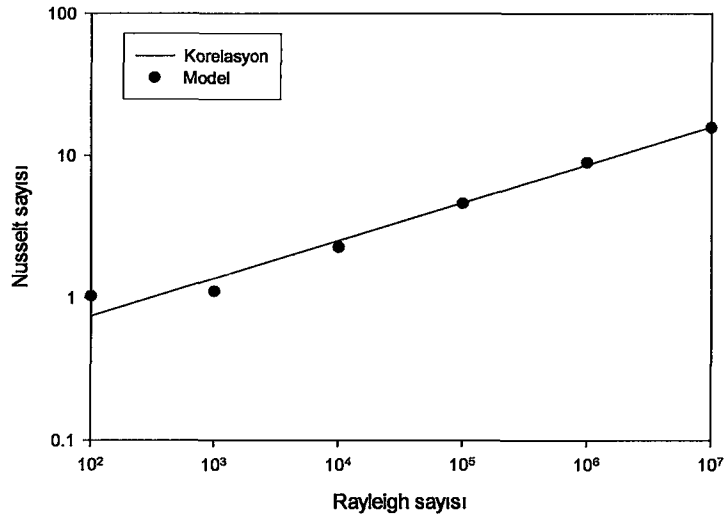


Şekil 3.14 Kapalı kavite içi laminar ısı geçişi ile ilgili literatürle grafiksel karşılaştırma

Rayleigh sayısının 10^3 - 10^7 aralığı için elde edilen sonuçlar, En Küçük Kareler yöntemi kullanılarak aşağıdaki korelasyon haline getirilmiştir.

$$Nu = 0.1998 \cdot Ra^{0.2716} \quad (3.56)$$

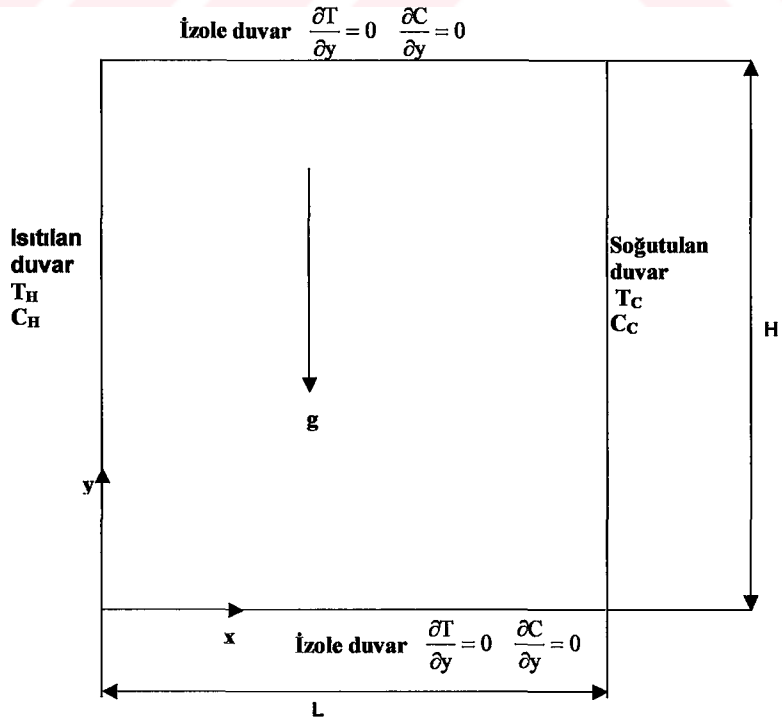
Şekil 3.15’de, elde edilen korelasyon ile model sonuçları grafiksel gösterilmiştir.



Şekil 3.15 Kapalı kavite içi laminar ısı geçişi durumunda sıcak duvarın Nusselt sayısı için korelasyon ve model sonuçları

3.4. Kapalı Kavite İçinde Laminer Isı ve Kütle Geçişi

Tezin bu bölümünde, kapalı kavite içinde aynı anda oluşan laminar ısı ve kütle taşınımı durumunda oluşan doğal taşınım probleminden bahsedilmektedir. Problemde, dikey duvarlar farklı sıcaklık ve derişiklikde iken, yatay duvarlar adyabatik ve derişiklik değişimine izin vermeyecek şekildedir.



Şekil 3.16 Kapalı kavite içi laminar ısı ve kütle geçişi için incelenen geometri ve sınır koşulları

Bu durumda Bölüm 3.3'e benzer şekilde; problem için iki boyutlu süreklilik, Navier-Stokes, enerji ve derişiklik denklemleri yazılacak olursa aşğıdaki denklemler elde edilecektir.

Süreklilik denklemi

$$\frac{\partial \rho_{\infty}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho_{\infty} u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho_{\infty} v) = 0 \quad (3.57)$$

x-momentum denklemi

$$\rho_{\infty} \left[\frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial u}{\partial y} \right] = -\frac{\partial p_{\infty}}{\partial x} + \nu_{\infty} \cdot \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (3.58)$$

y- momentum denklemi

$$\rho_{\infty} \left[\frac{\partial v}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial v}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial v}{\partial y} \right] = -\frac{\partial p_{\infty}}{\partial y} - \rho \cdot g + \nu_{\infty} \cdot \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3.59)$$

Enerji denklemi

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial T}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha_{\infty} \cdot \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (3.60)$$

Derişiklik denklemi

$$\frac{\partial C}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial C}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial C}{\partial y} = D_{\infty} \cdot \left(\frac{\partial^2 C}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 C}{\partial y^2} \right) \quad (3.61)$$

Bölüm 3.3'dekine benzer olarak, basınç terimleri için

$$\frac{\partial p_{\infty}}{\partial x} = 0 \quad (3.62)$$

$$\frac{\partial p_{\infty}}{\partial y} = -\rho_{\infty} \cdot g \quad (3.63)$$

olarak yazılır ve Boussinesq yaklaşımı, derişiklik farkını da gözönüne alacak şekilde genişletilirse,

$$\rho_{\infty} - \rho \approx \rho \cdot \beta \cdot (T - T_c) + \rho \cdot \beta_c \cdot (C - C_c)$$

ifadesi elde edilir. Bu ifadede,

$$\beta_c : \text{Derişiklik genleşme katsayısı (m}^3/\text{kg)}, -\frac{1}{\rho} \cdot \left(\frac{\partial \rho}{\partial C} \right)_p$$

olarak tanımlanmıştır.

Bölüm 3.3'deki boyutsuzlaştırma terimlerine ek olarak, boyutsuz derişiklik

$$\Gamma = \frac{C - C_c}{C_H - C_c} \quad (3.64)$$

tanımı yapılacak olursa, bu durumda, aşağıdaki boyutsuz denklemler elde edilecektir.

Boyutsuz süreklilik denklemi

$$\frac{\partial u'}{\partial x'} + \frac{\partial v'}{\partial y'} = 0 \quad (3.65)$$

Boyutsuz x-momentum denklemi

$$\frac{\partial u'}{\partial t'} + u' \cdot \frac{\partial u'}{\partial x'} + v' \cdot \frac{\partial u'}{\partial y'} = -\frac{\partial p'}{\partial x'} + \frac{\partial^2 u'}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 v'}{\partial y'^2} \quad (3.66)$$

Boyutsuz y-momentum denklemi

$$\frac{\partial v'}{\partial t'} + u' \cdot \frac{\partial v'}{\partial x'} + v' \cdot \frac{\partial v'}{\partial y'} = -\frac{\partial p'}{\partial y'} + \frac{\partial^2 v'}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 v'}{\partial y'^2} + Gr \cdot \theta + Gr_c \cdot \Gamma \quad (3.67)$$

Boyutsuz enerji denklemi

$$\frac{\partial \theta}{\partial t'} + u' \cdot \frac{\partial \theta}{\partial x'} + v' \cdot \frac{\partial \theta}{\partial y'} = \frac{1}{Pr} \cdot \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y'^2} \right) \quad (3.68)$$

Boyutsuz derişiklik denklemi

$$\frac{\partial \Gamma}{\partial t'} + u' \cdot \frac{\partial \Gamma}{\partial x'} + v' \cdot \frac{\partial \Gamma}{\partial y'} = \frac{1}{Sc} \cdot \left(\frac{\partial^2 \Gamma}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 \Gamma}{\partial y'^2} \right) \quad (3.69)$$

Bu denklemlerde görülen iki boyutsuz sayı, aşağıdaki şekilde tanımlanmışlardır.

$$Gr_C : \text{Derişiklik Grashof sayısı, } \frac{g \cdot \beta_C \cdot (C_H - C_C) \cdot H^3}{\nu_\infty^2}$$

$$Sc : \text{Schmidt sayısı, } \frac{\nu_\infty}{D_\infty}$$

Derişiklik Grashof sayısı, fiziksel olarak derişiklik farkından kaynaklanan kaldırma kuvvetinin sürtünme kuvvetine oranını ifade ederken, Schmidt sayısı ise momentum difüzyonunun kütle difüzyonuna oranını göstermektedir.

Bütün denklemler, akım fonksiyonu-çevri cinsinden yazılırlarsa, aşağıdaki denklem sistemi elde edilir.

$$u' = \frac{\partial \psi}{\partial x'} \quad (3.70)$$

$$v' = -\frac{\partial \psi}{\partial y'} \quad (3.71)$$

$$\omega = \frac{\partial v'}{\partial x'} - \frac{\partial u'}{\partial y'} = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial x'^2} - \frac{\partial^2 \psi}{\partial y'^2} = -\left(\frac{\partial^2 \psi}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial y'^2}\right) \quad (3.72)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t'} + \frac{\partial}{\partial x'}(u'\omega) + \frac{\partial}{\partial y'}(v'\omega) = \frac{\partial^2 \omega}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 \omega}{\partial y'^2} + Gr \cdot \frac{\partial \theta}{\partial x'} + Gr_C \cdot \frac{\partial \Gamma}{\partial x'} \quad (3.73)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial t'} + \frac{\partial(u'\theta)}{\partial x'} + \frac{\partial(v'\theta)}{\partial y'} = \frac{1}{Pr} \cdot \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y'^2}\right) \quad (3.74)$$

$$\frac{\partial \Gamma}{\partial t'} + \frac{\partial(u'\Gamma)}{\partial x'} + \frac{\partial(v'\Gamma)}{\partial y'} = \frac{1}{Sc} \cdot \left(\frac{\partial^2 \Gamma}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 \Gamma}{\partial y'^2}\right) \quad (3.75)$$

Bu lineer olmayan denklem sistemi, temelleri Bölüm 3.3'de anlatılan şekilde Sonlu Farklar denklemleri olarak ifade edilmişlerdir.

Sınır koşulları birarada yazılacak olursa,

$$\text{Sol duvar} \quad u' = v' = \psi = 0, \theta = 1, \Gamma = 1, \omega_{i,j} = -2 \cdot \frac{\psi_{i+1,j}}{(\Delta x')^2} \quad (3.76)$$

$$\text{Sağ duvar} \quad u' = v' = \psi = 0, \theta = 0, \Gamma = 0, \omega_{i,j} = -2 \cdot \frac{\Psi_{i-1,j}}{(\Delta x')^2} \quad (3.77)$$

$$\text{Alt duvar} \quad u' = v' = \psi = 0, \frac{\partial \theta}{\partial y'} = 0, \frac{\partial \Gamma}{\partial y'} = 0, \omega_{i,j} = -2 \cdot \frac{\Psi_{i,j+1}}{(\Delta y')^2} \quad (3.78)$$

$$\text{Üst duvar} \quad u' = v' = \psi = 0, \frac{\partial \theta}{\partial y'} = 0, \frac{\partial \Gamma}{\partial y'} = 0, \omega_{i,j} = -2 \cdot \frac{\Psi_{i,j-1}}{(\Delta y')^2} \quad (3.79)$$

ifadeleri elde edilir.

Başlangıç sınır koşulu ise,

$$u'_{i,j} = v'_{i,j} = \psi_{i,j} = \omega_{i,j} = 0, \theta_{i,j} = 0.5, \Gamma_{i,j} = 0.5 \quad (3.80)$$

olarak alınmıştır.

Elde edilen Sonlu Farklar denklemleri, FORTRAN programlama dilinde yazılmış bir program kullanılarak çözülmüştür. Çözümleme sırasında, akım fonksiyonunun hesaplanması için Ardışık Aşırı Gevşetme (Successive Over-Relaxation) metodu kullanılmıştır. Çözümlemede 81X81'lik üniform çözüm ağı kullanılmıştır.

Çözümün daimi rejime ulaşması için,

$$\max \frac{|\omega_{i,j}^{n+1} - \omega_{i,j}^n|}{|\omega_{i,j}^{n+1}|} \leq 10^{-5} \quad (3.81)$$

kriteri kullanılmıştır. Bu kriterin sağlandığı durumda, boyutsuz akım fonksiyonu, boyutsuz sıcaklık ve boyutsuz derişiklik değerlerindeki farklar çok daha küçük olmaktadır.

Dikey duvarlardaki Sherwood sayısı, Nusselt sayısına benzer şekilde, aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

$$\overline{Sh} = \int_0^1 \left(\frac{\partial \Gamma}{\partial x'} \right) dx' \approx \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \frac{\partial \Gamma}{\partial x'} \quad (3.82)$$

Bu ifadede,

N : Duvardaki çözüm noktası sayısı

olarak tanımlanmıştır.

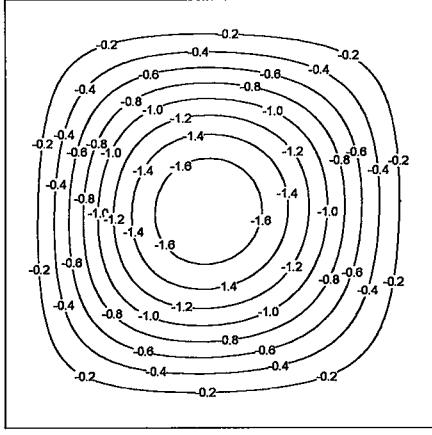
3.4.1. Sonuçlar

Yazılan programda, homojen bir çözüm ağı (grid) oluşturulmuş ve Rayleigh sayısının 10^3 - 10^7 aralığı için zamana bağlı çözümleme yapılmıştır. Isı ve kütle geçişi birarada olduğu için, Rayleigh sayısına hem sıcaklık hem de derişiklik farkı dolayısıyla olan etkilerin birarada incelenmesi gereklidir. Bu amaçla, değiştirilmiş Rayleigh sayısı (Ra_m) tanımı yapılmıştır.

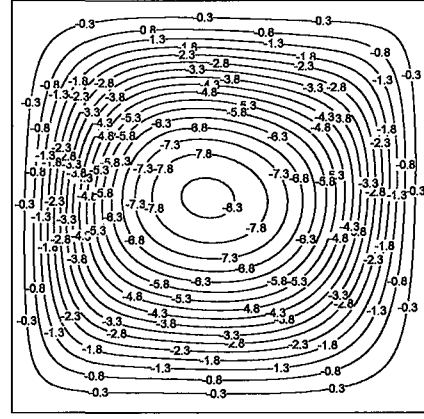
$$Ra_m = Gr \cdot Pr + Gr_C \cdot Sc \quad (3.83)$$

Çalışmada, sıcaklık ve derişikliğin etkisinin birbirine eşit olduğu kabul edilerek, nümerik analizler yapılmıştır. Örnek olarak, değiştirilmiş Rayleigh sayısı 10^3 ise, bu durumda $Gr \cdot Pr = Gr_C \cdot Sc = 5 \cdot 10^2$ olarak alınmıştır.

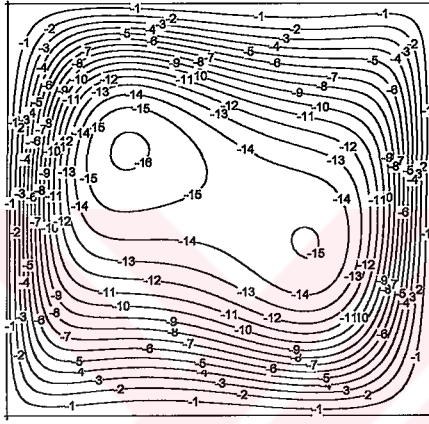
Şekil 3.17 incelenecek olursa, değiştirilmiş Rayleigh sayısının 10^3 - 10^7 aralığı için akım fonksiyonunun değişimi incelenebilir. Değiştirilmiş Rayleigh sayısının 10^5 değerine kadar, laminar ısı geçişi ile aynı karakteristiğe sahip akım fonksiyonu, değiştirilmiş Rayleigh sayısının bu değerinden sonra sıcak duvara doğru bozulmaktadır. Değiştirilmiş Rayleigh sayısı arttıkça, dikey duvarlarda sınır tabaka oluşumu başlamaktadır.



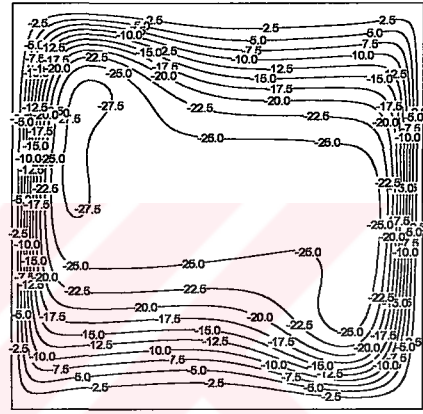
(a)



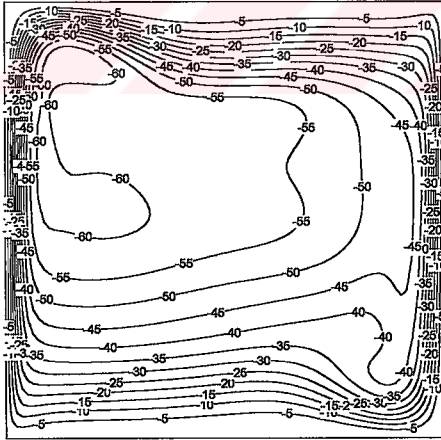
(b)



(c)



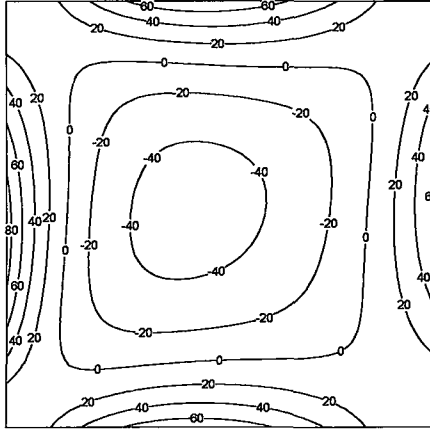
(d)



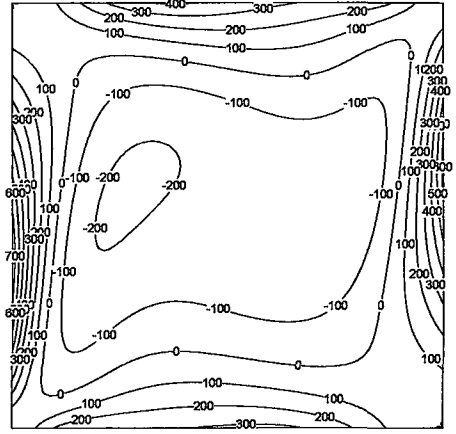
(e)

Şekil 3.17 Akım fonksiyonu : (a) $Ra_m=10^3$; (b) $Ra_m=10^4$; (c) $Ra_m=10^5$; (d) $Ra_m=10^6$; (e) $Ra_m=10^7$

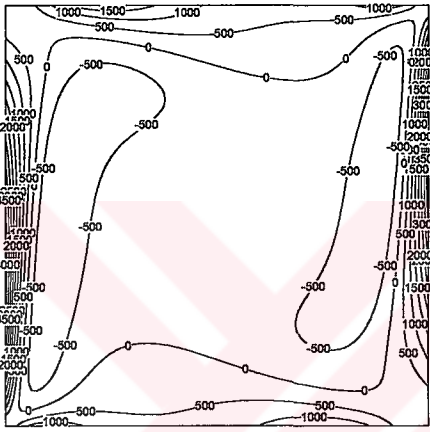
Şekil 3.18'de, çevri eğrilerinin değiştirilmiş Rayleigh sayısı ile değişimi verilmiştir. Değiştirilmiş Rayleigh sayısının 10^4 değerinde, merkezdeki çevrintinin sıcak duvara yaklaşarak parçalanmaya başladığı söylenebilir. Daha sonra, kavite merkezinde durağan bir bölge oluşmakta, dikey duvarlarda ise çevri değerleri artmaktadır.



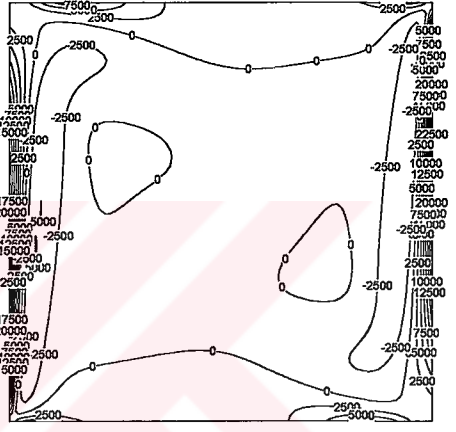
(a)



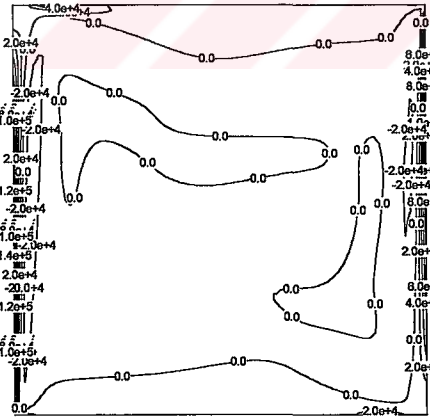
(b)



(c)



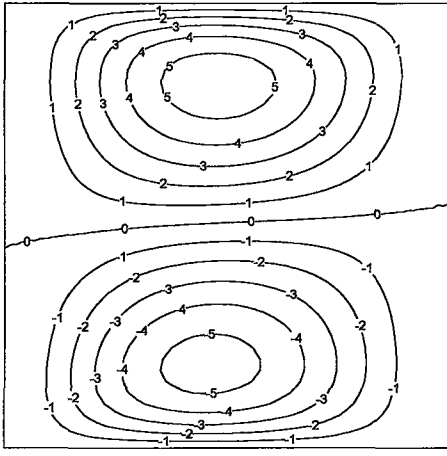
(d)



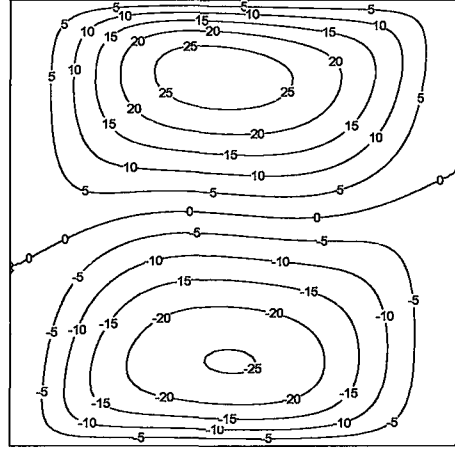
(e)

Şekil 3.18 Çevri eğrileri : (a) $Ra_m=10^3$; (b) $Ra_m=10^4$; (c) $Ra_m=10^5$; (d) $Ra_m=10^6$; (e) $Ra_m=10^7$

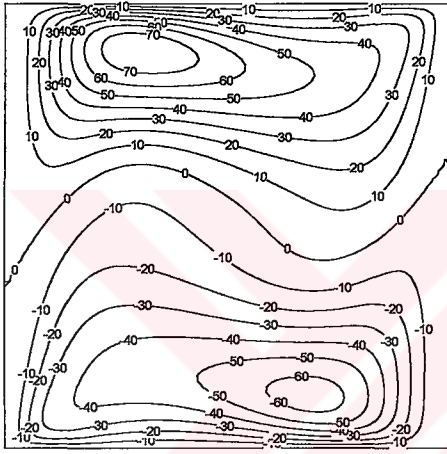
Şekil 3.19'da, yatay hız bileşeninin değiştirilmiş Rayleigh sayısı ile değişimi verilmiştir. Laminer ısı geçişi durumunda neredeyse Rayleigh sayısının bütün değerleri için simetrik olan yatay hız, derişiklik farkının etkisi ile değiştirilmiş Rayleigh sayısının 10^6 değerinden sonra sıcak duvara doğru bozulmaya başlamıştır.



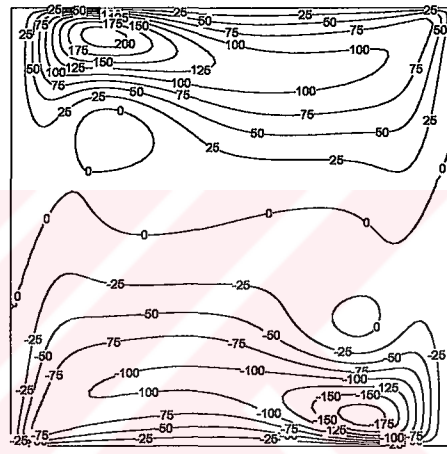
(a)



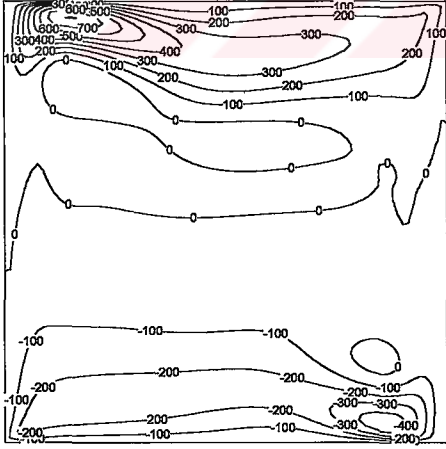
(b)



(c)



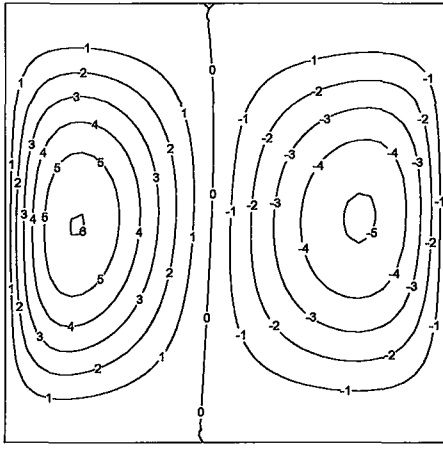
(d)



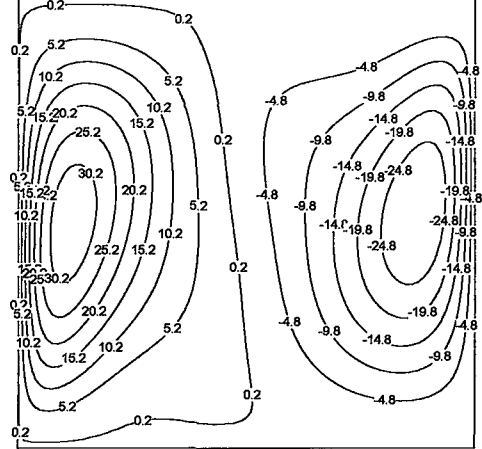
(e)

Şekil 3.19 Yatay hız : (a) $Ra_m=10^3$; (b) $Ra_m=10^4$; (c) $Ra_m=10^5$; (d) $Ra_m=10^6$; (e) $Ra_m=10^7$

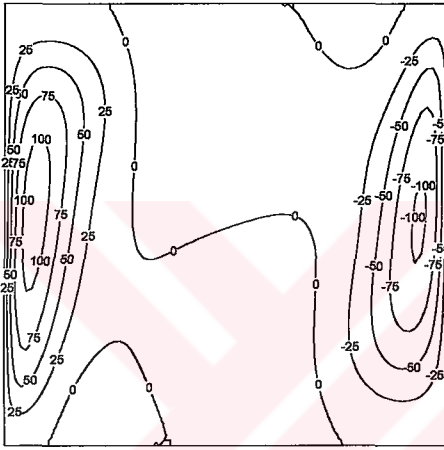
Yatay hız bileşenine benzer şekilde, dikey hız bileşeni de değiştirilmiş Rayleigh sayısının değişimi ile simetriklikten çıkmaktadır. Şekil 3.20'de de görüldüğü gibi, değiştirilmiş Rayleigh sayısının 10^4 ve daha büyük değerlerinde, dikey hız bileşeni sıcak duvara doğru bozulmaktadır.



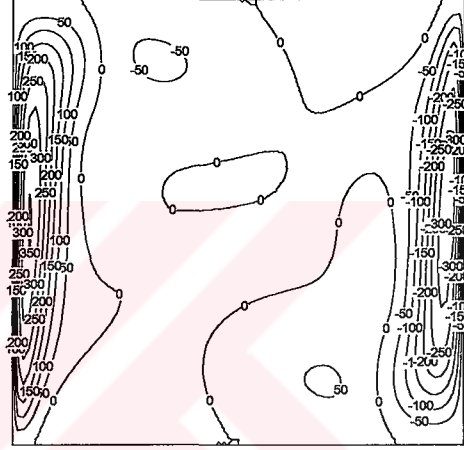
(a)



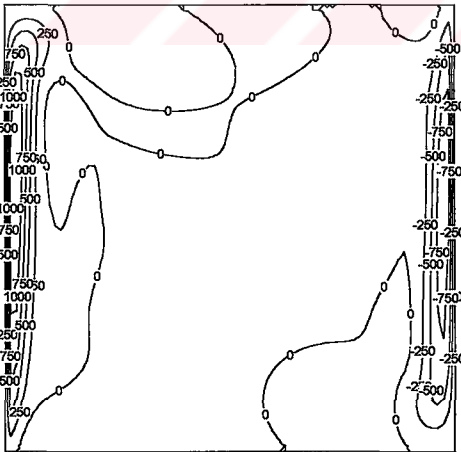
(b)



(c)



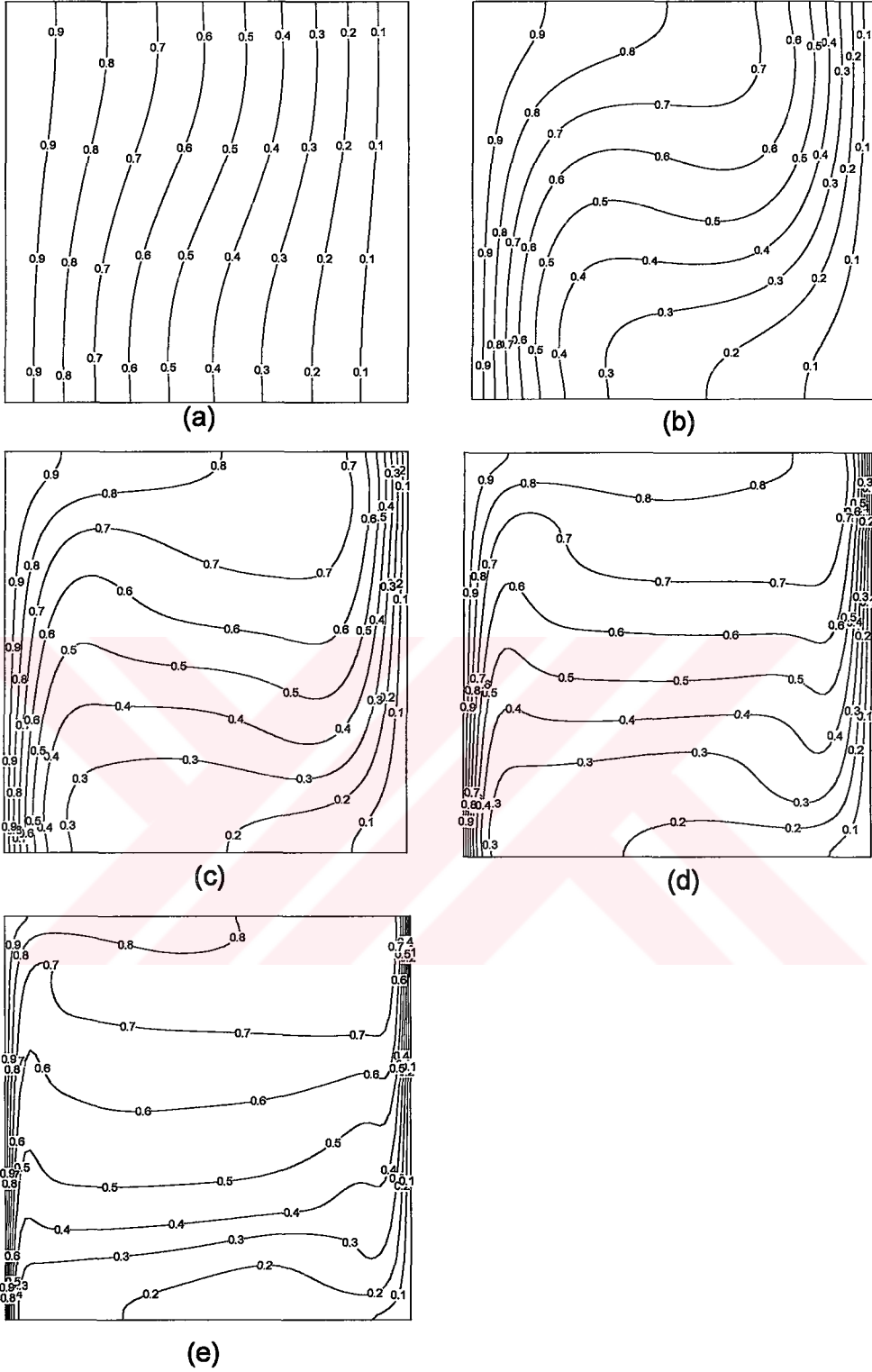
(d)



(e)

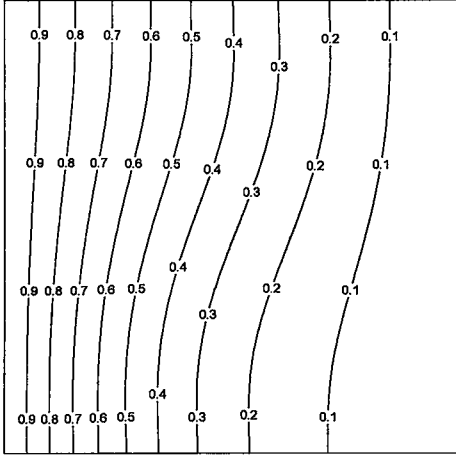
Şekil 3.20 Dikey hız : (a) $Ra_m=10^3$; (b) $Ra_m=10^4$; (c) $Ra_m=10^5$; (d) $Ra_m=10^6$; (e) $Ra_m=10^7$

Şekil 3.21'de, farklı değiştirilmiş Rayleigh sayılarına göre hesaplanmış eşsıcaklık eğrileri görülmektedir. Laminer ısı geçişi problemine benzer şekilde, değiştirilmiş Rayleigh sayısı arttıkça, sıcak ve soğuk duvarlarda ısı sınır tabaka oluşmaya başlamaktadır.

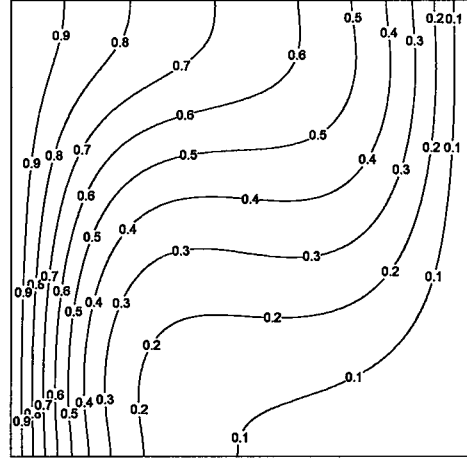


Şekil 3.21 Eşsıcaklık eğrileri : (a) $Ra_m=10^3$; (b) $Ra_m=10^4$; (c) $Ra_m=10^5$; (d) $Ra_m=10^6$; (e) $Ra_m=10^7$

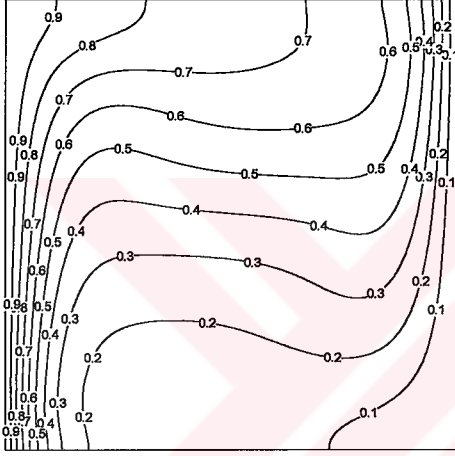
Şekil 3.22’de, eşderişiklik eğrilerinin değiştirilmiş Rayleigh sayısı ile değişimi verilmiştir. Eşsıcaklık eğrilerine çok benzer şekilde, değiştirilmiş Rayleigh sayısı arttıkça, dikey duvarlarda derişiklik sınır tabakası oluşmaktadır.



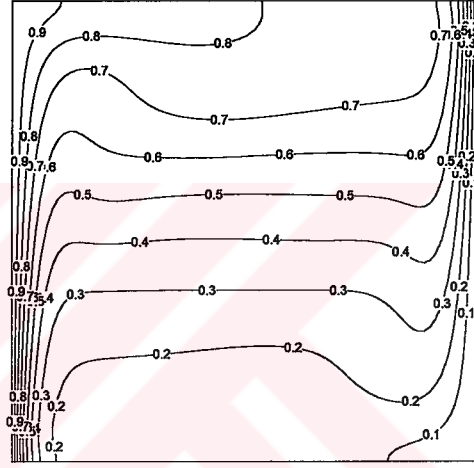
(a)



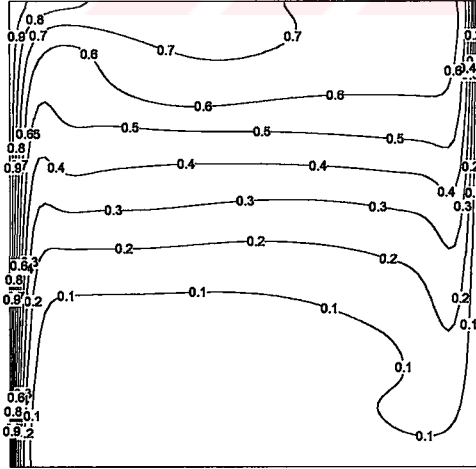
(b)



(c)



(d)



(e)

Şekil 3.22 Eşderişiklik eğrileri : (a) $Ra_m=10^3$; (b) $Ra_m=10^4$; (c) $Ra_m=10^5$; (d) $Ra_m=10^6$; (e) $Ra_m=10^7$

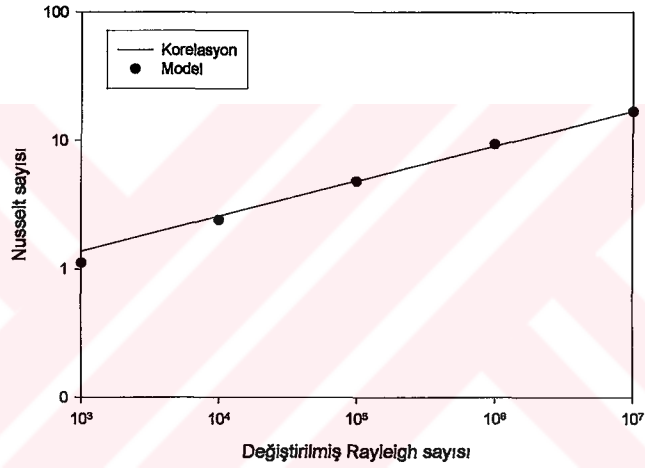
3.4.2. Literatürle Karşılaştırma ve Korelasyonlar

Açık literatürde, çalışılan Rayleigh sayısı aralığı için, bu çalışma ile karşılaştırma yapılabilecek çalışma bulunamamıştır. Yapılan nümerik analizlerin sonucunda, sıcak duvarın Nusselt ve Sherwood sayıları, farklı değiştirilmiş Rayleigh sayıları için hesaplanmış ve aşağıdaki korelasyonlar üretilmiştir.

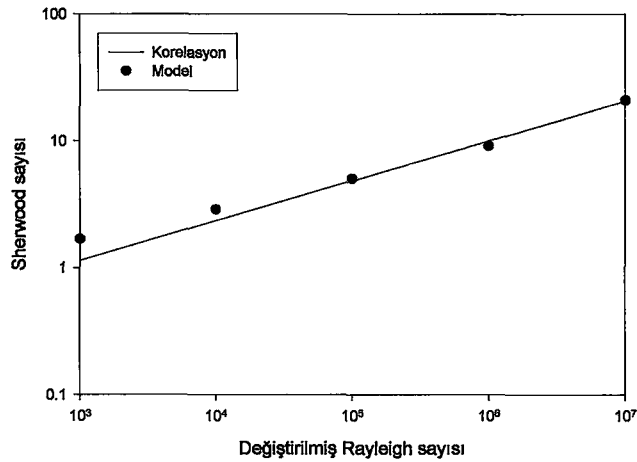
Değiştirilmiş Rayleigh sayısının 10^3 - 10^7 aralığı için,

$$Nu = 0.2087 \cdot Ra_m^{0.2729} \quad (3.84)$$

$$Sh = 0.1308 \cdot Ra_m^{0.3140} \quad (3.85)$$



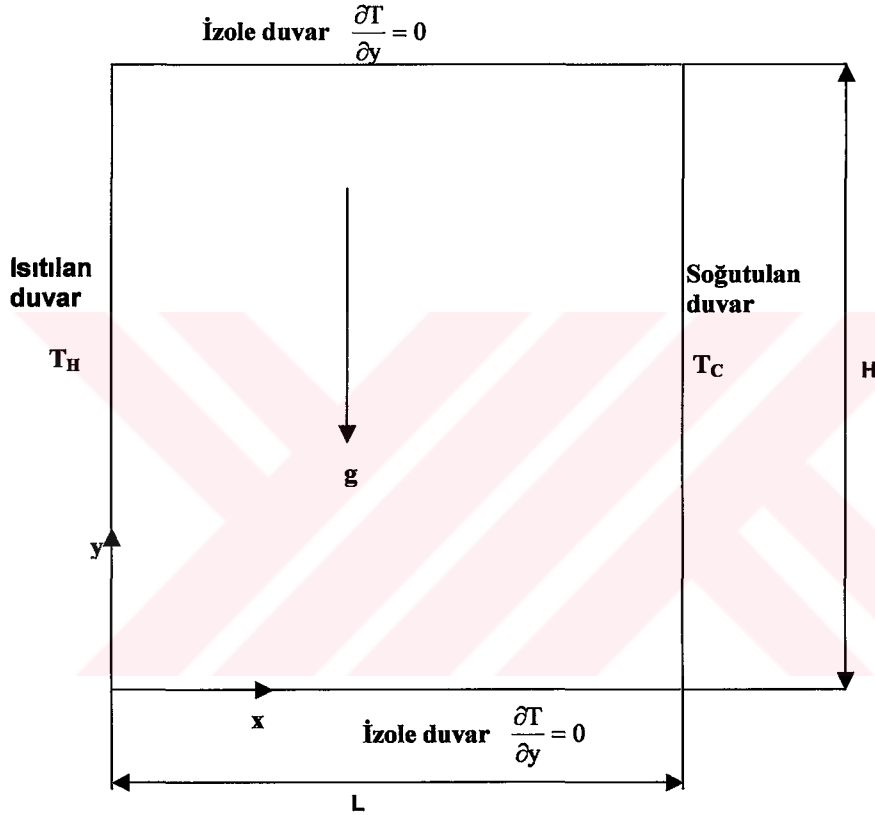
Şekil 3.23 Kapalı kavite içi laminar ısı ve kütle geçişi durumunda sıcak duvarın Nusselt sayısı için korelasyon ve model sonuçları



Şekil 3.24 Kapalı kavite içi laminar ısı ve kütle geçişi durumunda sıcak duvarın Sherwood sayısı için korelasyon ve model sonuçları

3.5. Kapalı Kavite İçinde Türbülanslı Isı Geçişi

Bölüm 2.2.3'de, kapalı kavite içinde türbülanslı ısı geçişi durumu için literatürde tam olarak kabul görmüş bir türbülans modelinin bulunmadığı belirtilmişti. Tez çalışmasının bu kısmında, türbülansın genel özellikleri ve türbülans modelleri hakkında kısaca bilgi verilecektir. Daha fazla bilgi için [50] ve [121] numaralı çalışmalar incelenebilir.



Şekil 3.25 Kapalı kavite içi türbülanslı ısı geçişi için incelenen geometri ve sınır koşulları

Türbülansın özellikleri hakkında kısaca aşağıdakiler söylenebilir.

- Akışın boyut sayısından bağımsız olarak türbülansın kendisi üç boyutludur.
- Akış daimi rejimde olsa bile türbülansın kendisi zamana bağlı değişim gösterir.
- Çok fazla çevrinti oluşumuna sebep olur.
- Akış içinde “Rastgele” akımlara sebep olur, bu özelliği “Kaotik” olarak da belirtilebilir. Ancak bu özelliği, istatistiksek olarak anlaşılabilir kadar basit

değildir. Farklı akışlar için, farklı karakterde “Rastgele” davranışlar gözlenebilmektedir.

Bu özellikler, türbülanslı akışların modellenmesinin neden bu kadar zor olduğunu kısaca açıklamaktadır.

Türbülans modellerinde genelde kullanılan yöntem, akış denklemlerinin (farklı şekillerde) ortalamalarının alınması ve elde edilen denklemin çeşitli yöntemlerle modellenmesidir. Ancak, bu durumda “türbülansın kendisinin zamana bağlı değişim göstermesi özelliği” gözardı edilmiş olunur. Bu tür modellerde, Navier-Stokes denkleminde ek olarak “Reynolds gerilmeleri” terimi oluşur. Bu terim, Eddy viskozitesinin hesaplanması ile ilgilidir. Eddy viskozitesini hesaplamak için, çeşitli modelleme yöntemleri geliştirilmiştir.

- Sıfır-denklemler (zero-equation) modelleri : Bu modellerde, Eddy viskozitesi terimi, ampirik cebirsel şekillerde ifade edilir. (Prandtl karışım uzunluğu teorisi gibi)
- Bir-denklemler (one-equation) modelleri : Bu modellerde, Eddy viskozitesi türbülansın kinetik enerjisi (k) cinsinden tek bir denklemlerle ifade edilir.
- İki-denklemler (two-equation) modelleri : Bu modellerde, denklemler türbülansın kinetik enerjisi (k) ve bu enerjinin dağılımı (dissipasyon) hızı (ϵ) kullanılarak ifade edilir.

Bu türbülans modellerinin yanı sıra, daha kompleks modeller olarak bahsedilebilecek, sadece belirli bir büyüklüğün üzerindeki Eddy’lerin modellendiği ve bu büyüklükten daha küçük ölçekteki Eddy’lerin bir yaklaşım ile hesaplandığı LES (Large Eddy Simulation) yaklaşımı ve bütün denklemlerin herhangi bir yaklaşım kullanılmadan çözüldüğü DNS (Direct Numerical Simulation) yaklaşımı mevcuttur. Her iki yaklaşım da, yukarıda anlatılan diğer modellere göre, özellikle kompleks akışlarda daha iyi sonuçlar vermektedir. Ancak, DNS yaklaşımında çözüm yapabilmek için büyük kapasiteli süperbilgisayarlara ihtiyaç duyulmaktadır. Bu tez çalışmasında, yukarıdaki açıklamaların ışığında LES (Large Eddy Simulation) türbülans yaklaşımı kullanılmıştır.

Bu modelde, bütün değişkenler filtrelenmiş ve değişken parçalar olmak üzere ikiye ayrılır.

$$f(x, y) = \bar{f}(x, y) + f'(x, y) \quad (3.86)$$

Bu ifadede $\bar{f}(x, y)$, $f(x, y)$ değişkeninin filtrelenmiş parçasıdır ve aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$\bar{f}(x, y) = \int G(x - x', y - y') \cdot f(x', y') \cdot dA \quad (3.87)$$

Yukarıdaki ifadede G filtre fonksiyonu, A ise çözüm bölgesidir. Filtre fonksiyonu,

$$G(x - \bar{x}, y - \bar{y}) = \begin{cases} |x - \bar{x}, y - \bar{y}| < \frac{1}{2} \Delta \Rightarrow \Delta^{-2} \\ |x - \bar{x}, y - \bar{y}| \geq \frac{1}{2} \Delta \Rightarrow 0 \end{cases} \quad (3.88)$$

olarak tanımlanmıştır. Bu ifadede Δ , filtre genişliğidir ve aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$\Delta = [(\Delta x) \cdot (\Delta y)]^{1/2} \quad (3.89)$$

Bu filtreleme yöntemi uygulanırsa, aşağıdaki boyutsuz denklem takımı elde edilecektir.

$$\bar{u}' = \frac{\partial \bar{\psi}}{\partial x'} \quad (3.90)$$

$$\bar{v}' = -\frac{\partial \bar{\psi}}{\partial y'} \quad (3.91)$$

$$\bar{\omega} = \frac{\partial \bar{v}'}{\partial x'} - \frac{\partial \bar{u}'}{\partial y'} = -\frac{\partial^2 \bar{\psi}}{\partial x'^2} - \frac{\partial^2 \bar{\psi}}{\partial y'^2} = -\left(\frac{\partial^2 \bar{\psi}}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 \bar{\psi}}{\partial y'^2} \right) \quad (3.92)$$

$$\frac{\partial \bar{\omega}}{\partial t'} + \frac{\partial}{\partial x'} (\bar{u}' \cdot \bar{\omega}) + \frac{\partial}{\partial y'} (\bar{v}' \cdot \bar{\omega}) = \frac{\partial^2 \bar{\omega}}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 \bar{\omega}}{\partial y'^2} + Gr \cdot \frac{\partial \bar{\theta}}{\partial x'} + \Omega \quad (3.93)$$

$$\frac{\partial \bar{\theta}}{\partial t'} + \frac{\partial (\bar{u}' \cdot \bar{\theta})}{\partial x'} + \frac{\partial (\bar{v}' \cdot \bar{\theta})}{\partial y'} = \frac{1}{Pr} \cdot \left(\frac{\partial^2 \bar{\theta}}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 \bar{\theta}}{\partial y'^2} \right) + \Theta \quad (3.94)$$

Bu ifadelerde,

$$\Omega = \frac{\partial}{\partial x'} (\overline{u' \cdot \omega} - \overline{u'} \cdot \overline{\omega}) + \frac{\partial}{\partial y'} (\overline{v' \cdot \omega} - \overline{v'} \cdot \overline{\omega}) \quad (3.95)$$

$$\Theta = \frac{\partial}{\partial x'} (\overline{u' \cdot \theta} - \overline{u'} \cdot \overline{\theta}) + \frac{\partial}{\partial y'} (\overline{v' \cdot \theta} - \overline{v'} \cdot \overline{\theta}) \quad (3.96)$$

olarak bulunmuştur. Bu denklemlerdeki bilinmeyen terimlerin modellenmesi için, Eddy viskozitesi hipotezi ve Boussinesq analojisi kullanılarak,

$$-(\overline{u' \cdot \omega} - \overline{u'} \cdot \overline{\omega}) = \nu_T \cdot \frac{\partial \overline{\omega}}{\partial x'} \quad (3.97)$$

$$-(\overline{v' \cdot \omega} - \overline{v'} \cdot \overline{\omega}) = \nu_T \cdot \frac{\partial \overline{\omega}}{\partial y'} \quad (3.98)$$

$$-(\overline{u' \cdot \theta} - \overline{u'} \cdot \overline{\theta}) = K_T \cdot \frac{\partial \overline{\theta}}{\partial x'} \quad (3.99)$$

$$-(\overline{v' \cdot \theta} - \overline{v'} \cdot \overline{\theta}) = K_T \cdot \frac{\partial \overline{\theta}}{\partial y'} \quad (3.100)$$

ifadeleri yazılır.

Bu ifadelerde,

K_T : Eddy ısı iletkenliği

ν_T : Eddy viskozitesi

olarak tanımlanmışlardır.

Eddy viskozitesi terimi,

$$\nu_T = (C \cdot \Delta)^3 \cdot \left[\left(\frac{\partial \overline{\omega}}{\partial x'} \right)^2 + \left(\frac{\partial \overline{\omega}}{\partial y'} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.101)$$

olarak tanımlanmıştır. [81, 122]

Bu ifadece C, model sabitidir ve

$$C=0.04 \quad (3.102)$$

olarak alınmıştır. [50, 65]

Son olarak, türbülans yaklaşımındaki eksik terim için,

$$Pr_T = \frac{\nu_T}{K_T} = 1 \quad (3.103)$$

yazılırsa, bütün terimler modellenmiş olur. Burada Pr_T , türbülanslı Prandtl sayısıdır ve literatürde 0.8 ile 1 arasında alınmaktadır. [50, 65, 122]

Sınır koşulları ve başlangıç koşulları Bölüm 3.3'deki problemin aynısıdır. Denklemler, Bölüm 3.3 ve 3.4'de anlatılan şekilde Sonlu Farklar denklemleri olarak yazılmışlardır. Elde edilen Sonlu Farklar denklemleri, FORTRAN programlama dilinde yazılmış bir program kullanılarak çözülmüştür. Çözümleme sırasında, akım fonksiyonunun hesaplanması için Ardışık Aşırı Gevşetme (Successive Over-Relaxation) metodu kullanılmıştır.

Çözümün daimi rejime ulaşması için,

$$\max \frac{|\omega_{i,j}^{n+1} - \omega_{i,j}^n|}{|\omega_{i,j}^{n+1}|} \leq 10^{-4} \quad (3.104)$$

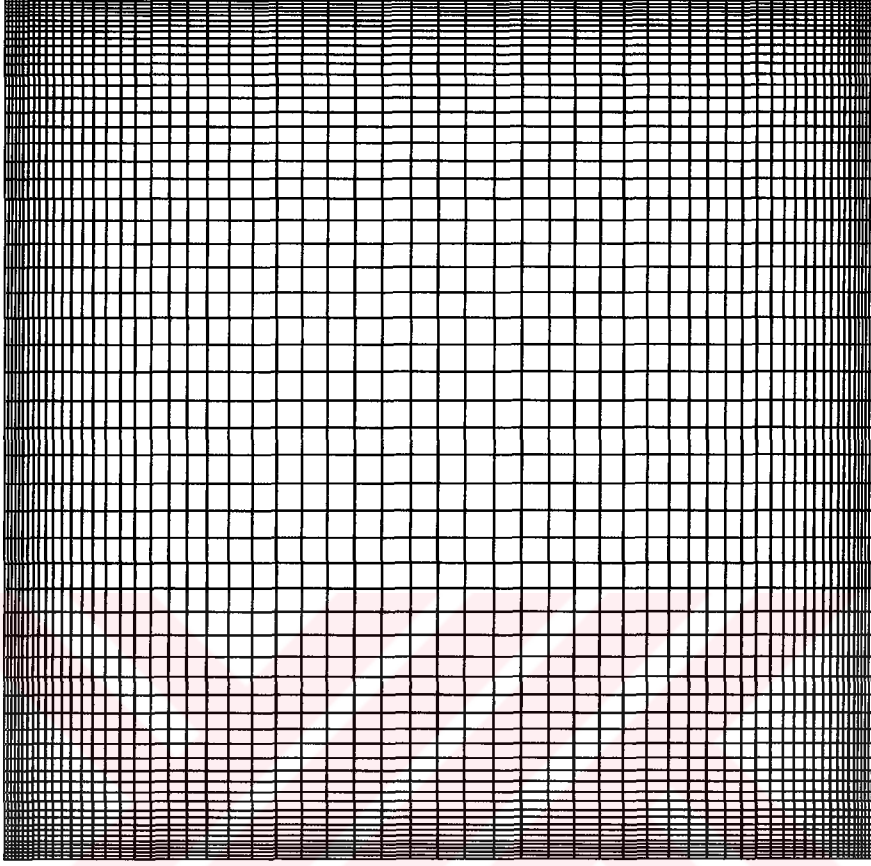
kriteri kullanılmıştır. Bu kriterin sağlandığı durumda, boyutsuz akım fonksiyonu ve boyutsuz sıcaklık değerlerindeki farklar çok daha küçük olmaktadır.

3.5.1. Sonuçlar

Yazılan programda, sınır tabakayı yakalayabilmek için, özel fonksiyonlar kullanılarak duvar diplerine doğru sıklaşan homojen olmayan bir çözüm ağı oluşturulmuş ve Rayleigh sayısının 10^8 - $5 \cdot 10^{10}$ aralığı için zamana bağlı çözümleme yapılmıştır. Çözümlemede, 61X61'lik çözüm ağı kullanılmıştır.

FORTRAN programı, Arçelik A.Ş. ATGM bünyesinde bulunan 28 işlemciye sahip SGI 2000 süperbilgisayarda, SGI Fortran Compiler kullanılarak çok işlemci ile çözümleme yapılacak şekilde derlenmiş, optimize edilmiş ve 28 işlemci kullanılarak çözümleme yapılmıştır.

Kullanılan çözüm ağı Şekil 3.26'da görülmektedir.

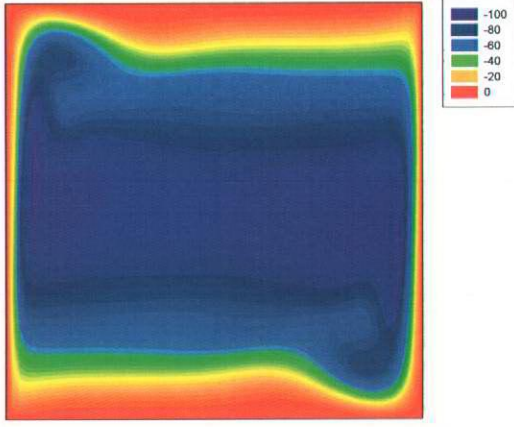


Şekil 3.26 Kapalı kavite içi türbülanslı ısı geçişi durumu için kullanılan çözüm ağı

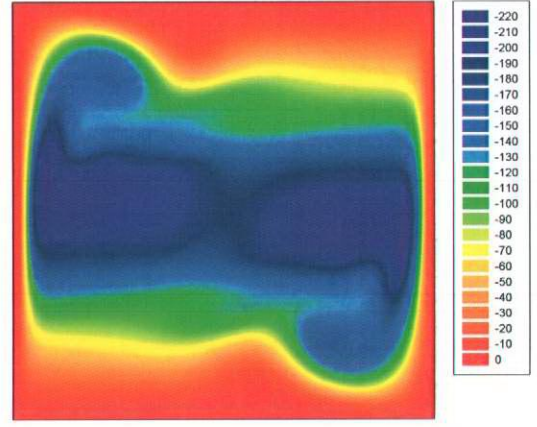
Yapılan çözümleme sonucunda elde edilen sonuçlar, aşağıda değerlendirilmiştir.

Şekil 3.27'de, akım fonksiyonunun Rayleigh sayısı ile değişimi verilmiştir. Bu değişim incelenecek olursa, türbülanslı akış durumunda Rayleigh sayısının artması halinde, kavitenin orta kısmındaki durağan bölgenin bozulmaya başladığı anlaşılar. Türbülansın sebep olduğu çevriler sebebiyle kavitenin sol üst ve sağ alt kısımlarında ikincil akışlar oluşmaktadır. Özellikle Rayleigh sayısının $5 \cdot 10^{10}$ değerinden sonra, bu akışların ana akıştan kopacağı beklenmektedir.

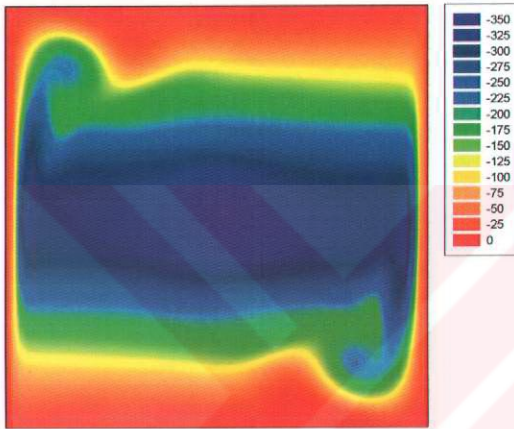
Şekil 3.28'de ise, çevri eğrilerinin Rayleigh sayısı ile değişimi verilmiştir. Çevri eğrileri, dikey duvarlarda en yüksek değerlerini almaktadır. Ayrıca, Rayleigh sayısının artması ile dikey duvarlardaki çevri eğrilerinin giderek incelendiği, çünkü oluşan sınır tabakanın Rayleigh sayısının artması ile incelendiği söylenebilir.



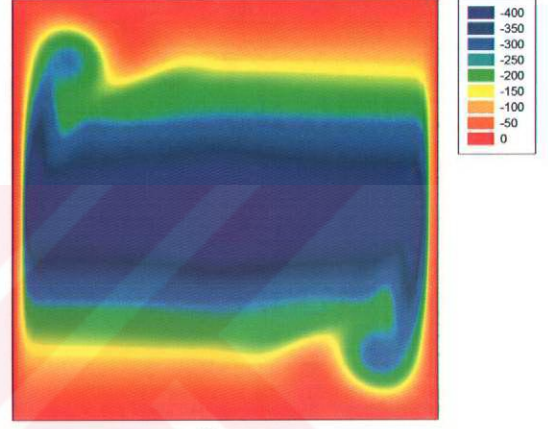
(a)



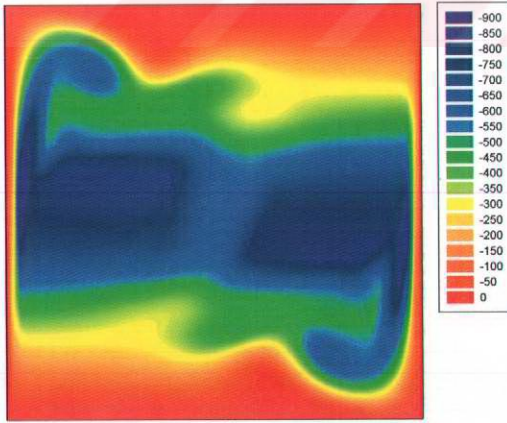
(b)



(c)

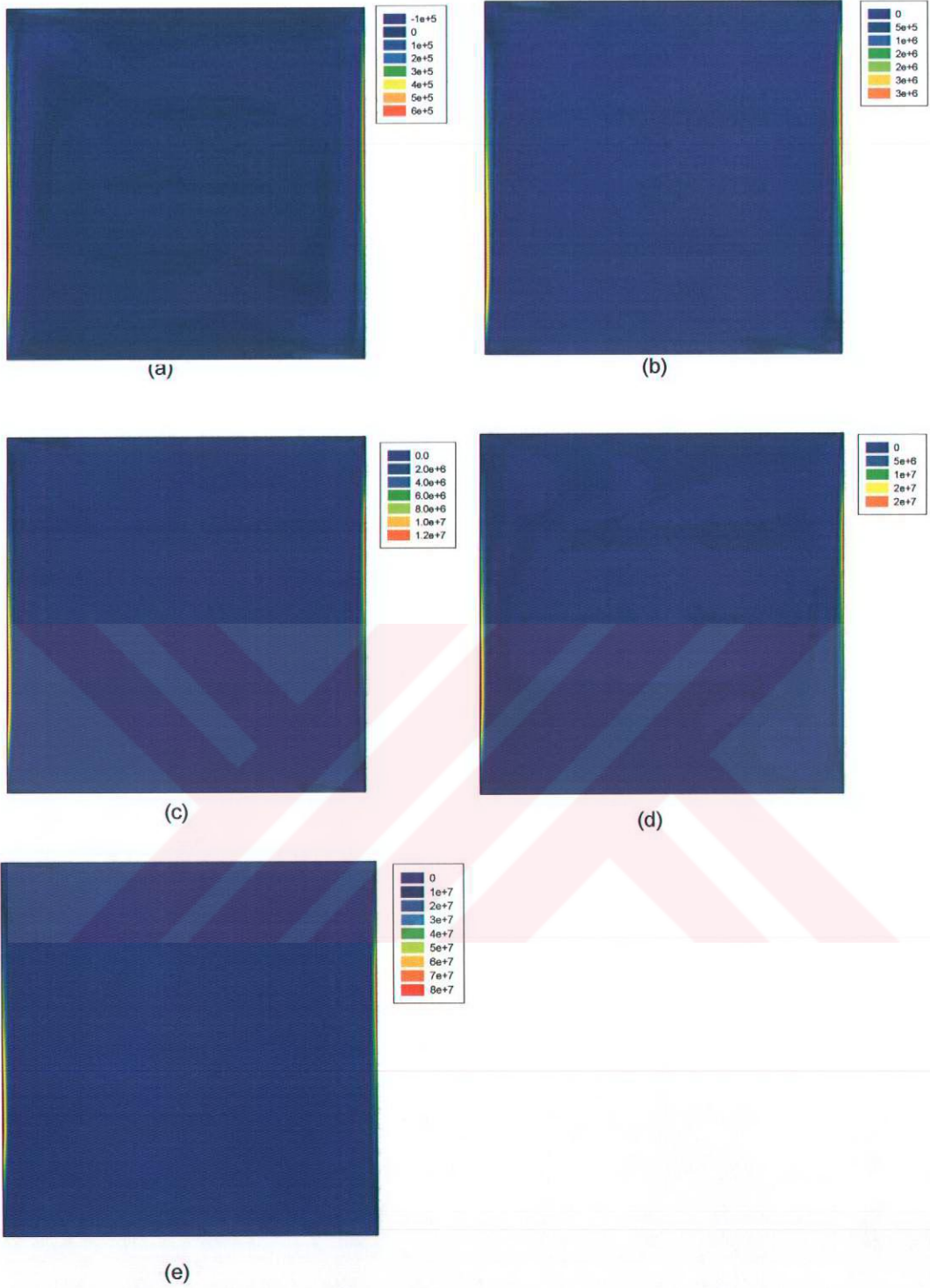


(d)



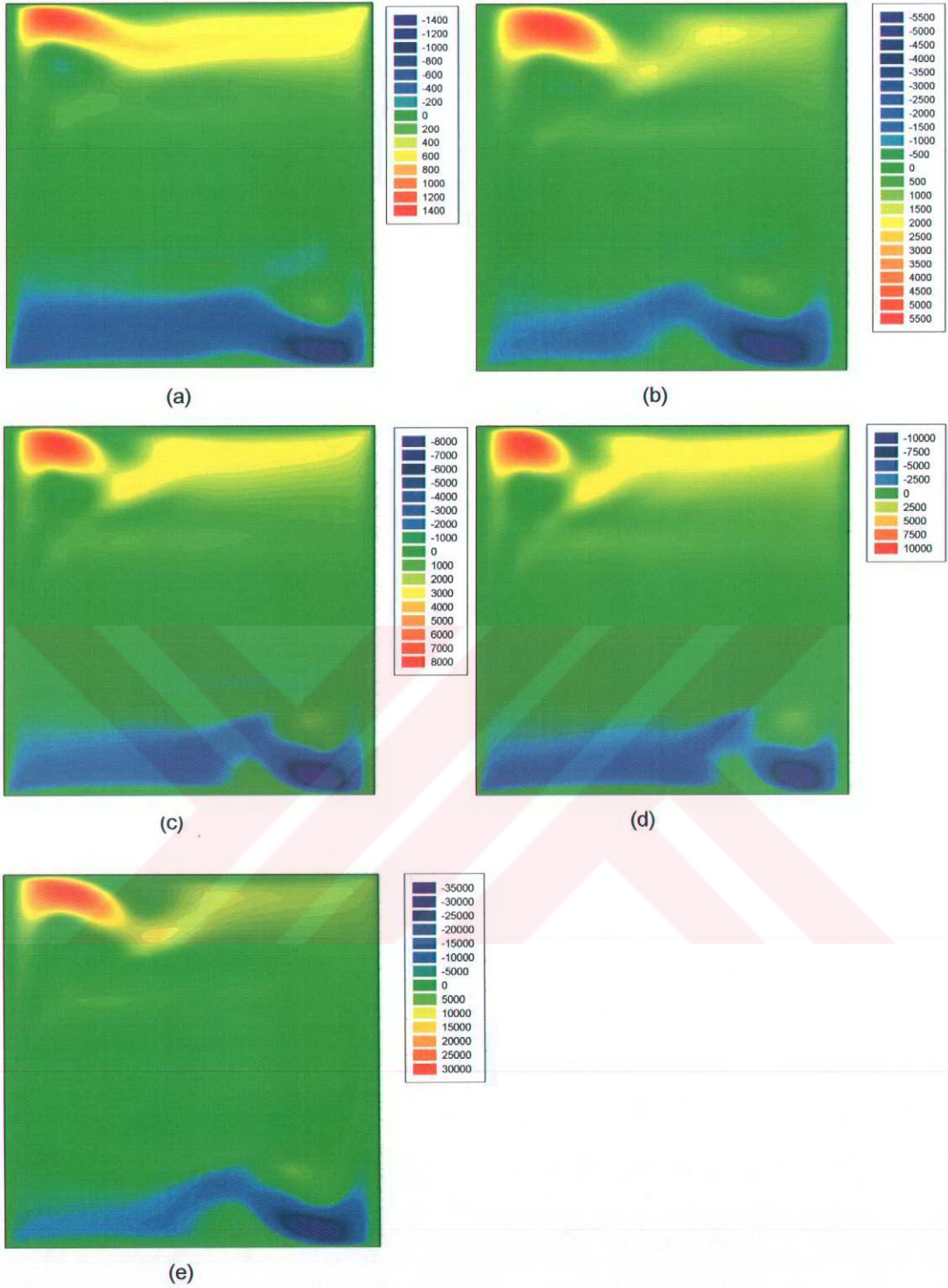
(e)

Şekil 3.27 Akım fonksiyonu (a) $Ra=10^8$ (b) $Ra=10^9$ (c) $Ra=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra=10^{10}$ (e) $Ra=5 \cdot 10^{10}$



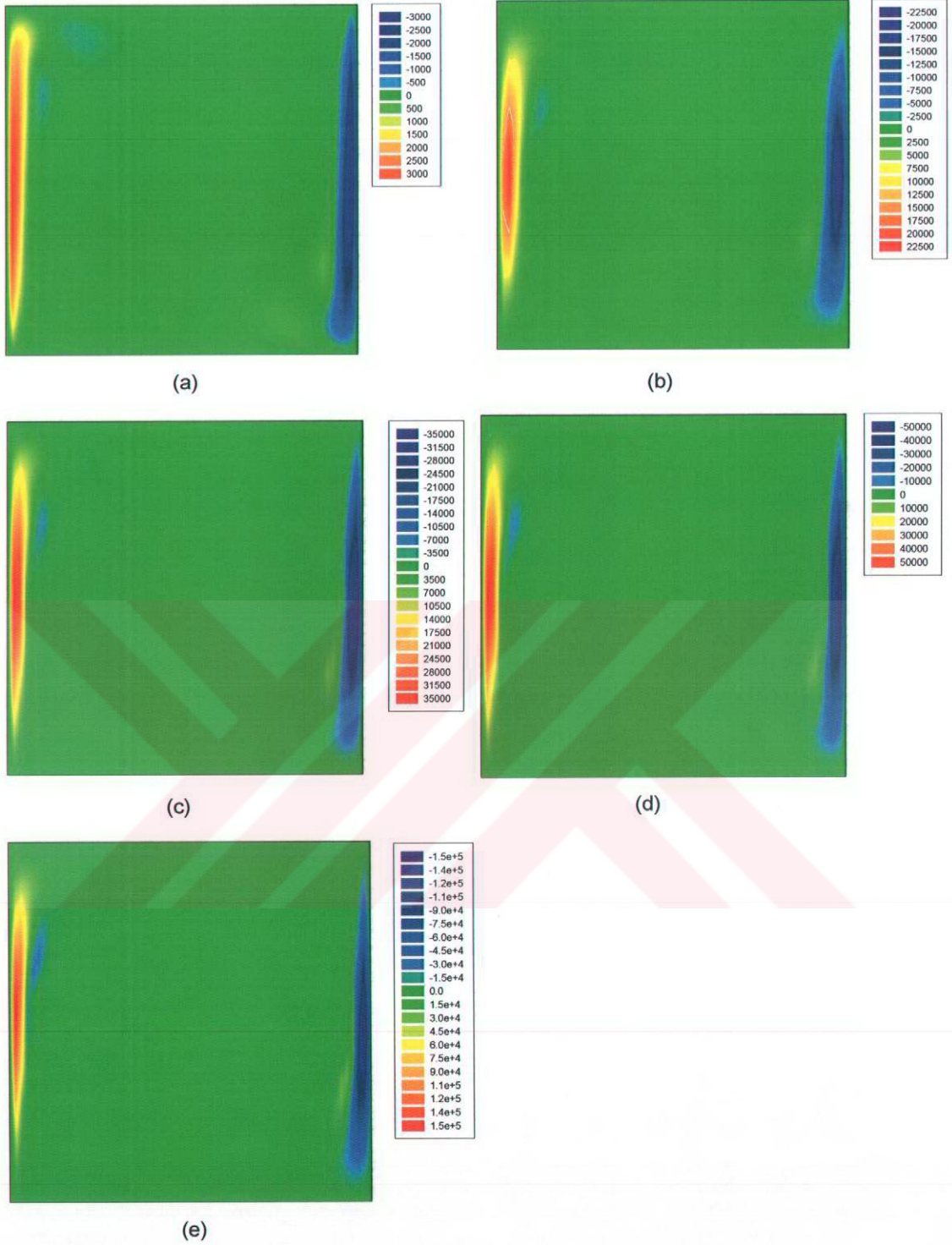
Şekil 3.28 Çevri eğrileri (a) $Ra=10^8$ (b) $Ra=10^9$ (c) $Ra=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra=10^{10}$ (e) $Ra=5 \cdot 10^{10}$

Şekil 3.29, yatay hız değerlerinin Rayleigh sayısı ile değişimini göstermektedir. Laminer akış durumuna benzer olarak, yatay hız değerleri en yüksek ve en düşük değerlerini yatay duvarlar civarında almaktadır. Özellikle sıcak duvar sebebiyle ısınan hava, adyabatik yatay duvara gelince yatay hız maksimum değerini almakta, soğuk duvar sebebi ile hava aşağı çöktüğünde de minimum değere ulaşmaktadır.



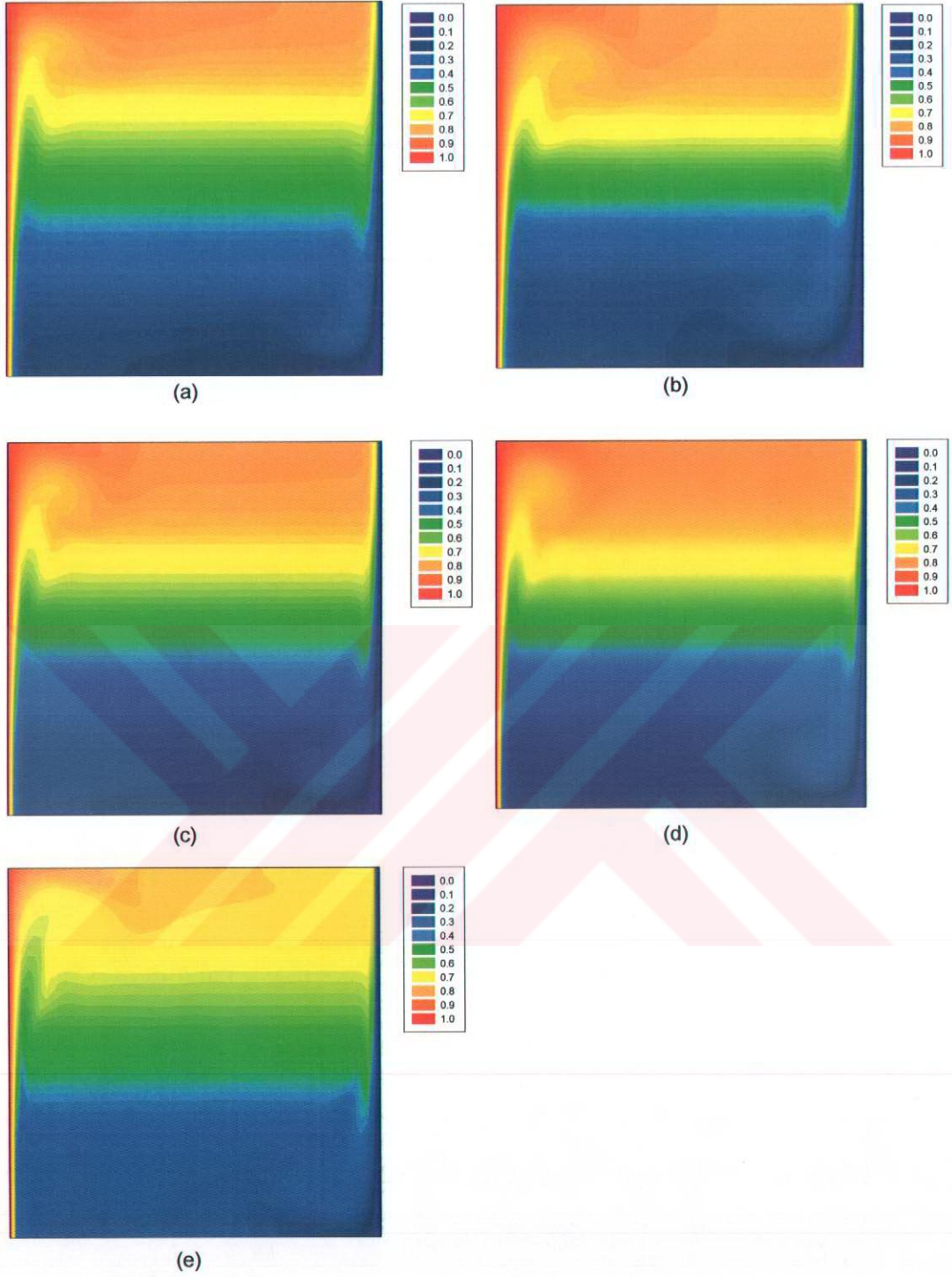
Şekil 3.29 Yatay hız (a) $Ra=10^8$ (b) $Ra=10^9$ (c) $Ra=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra=10^{10}$ (e) $Ra=5 \cdot 10^{10}$

Şekil 3.30'dan da anlaşılacağı gibi, sıcak duvar sebebi ile ısınan hava, türbülansın da etkisi ile burada en yüksek dikey hız değerini alırken, soğuk duvar sebebi ile de aşağı inerken minimum değerine ulaşmaktadır. Rayleigh sayısının artması sonucunda sınır tabaka incelmekte ve bu eğriler dikey duvarlara doğru yaklaşmaktadırlar.



Şekil 3.30 Dikey hız (a) $Ra=10^8$ (b) $Ra=10^9$ (c) $Ra=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra=10^{10}$ (e) $Ra=5 \cdot 10^{10}$

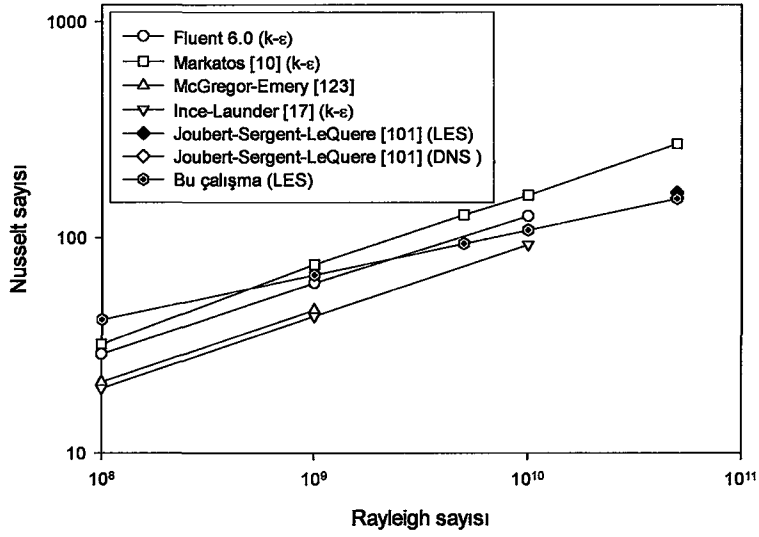
Sınır tabaka oluşumu sebebi ile, eşsıcaklık eğrilerinin artan Rayleigh sayısı sonucunda sıcak ve soğuk duvarlarda bozulmaya başlaması Şekil 3.30'dan anlaşılmaktadır.



Şekil 3.31 Eşsıcaklık eğrileri (a) $Ra=10^8$ (b) $Ra=10^9$ (c) $Ra=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra=10^{10}$ (e) $Ra=5 \cdot 10^{10}$

3.5.2. Literatürle Karşılaştırma ve Korelasyon

Yapılan nümerik analizler sonucu, sıcak duvar üzerinde hesaplanan Nusselt sayısı, literatürle karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucu, aşağıdaki grafikte, referans ve kullanılan türbülans modeli ile birlikte verilmiştir. Türbülans modeli belirtilmeyen çalışmalar deneyseldir.



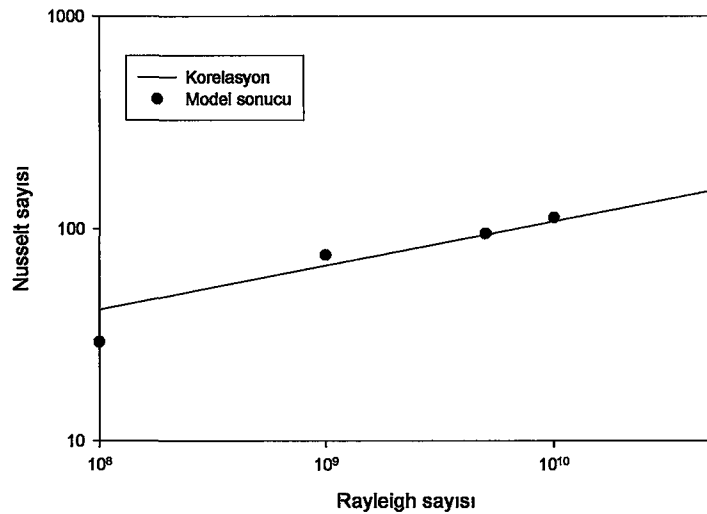
Şekil 3.32Türlüanslı ısı geçişi ile ilgili elde edilen sonuçların literatürle karşılaştırılması

Yazılan program, Rayleigh sayısının daha yüksek değeri için de çalıştırılmış ve güvenilir sonuçlar elde edilmiştir. Ancak, buzdolabı durumunda karşılaşılabilecek maksimum Rayleigh sayısının 10^{10} lar civarında kalması sebebiyle bu sonuçlara bu çalışmada yer verilmemiştir.

Elde edilen nümerik sonuçlara göre, En Küçük Kareler yöntemi kullanılarak aşağıdaki korelasyon önerilmektedir.

Rayleigh sayısının 10^8 - $5 \cdot 10^{10}$ aralığı için,

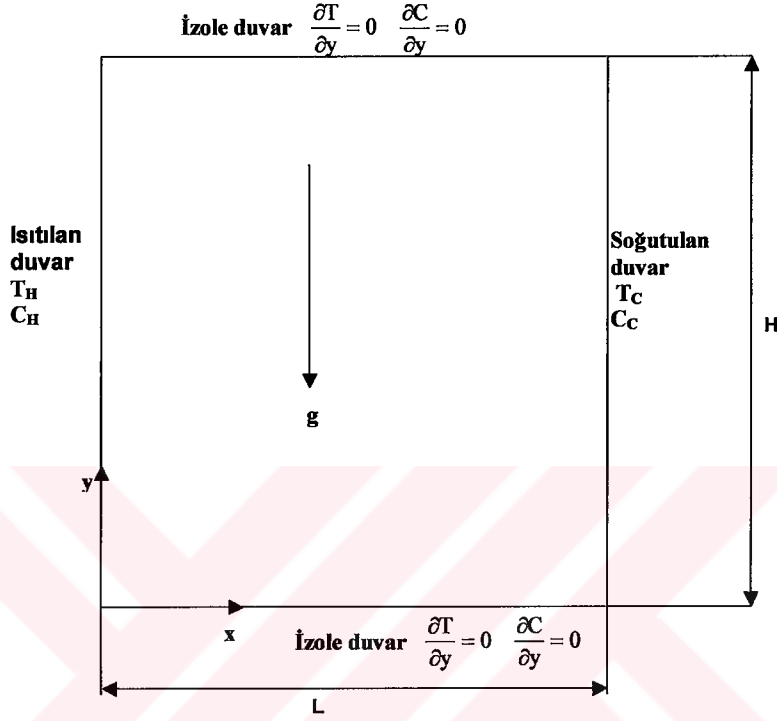
$$Nu = 0.9016 \cdot Ra^{0.2079} \quad (3.105)$$



Şekil 3.33 Kapalı kavite içi türlüanslı ısı durumunda sıcak duvarın Nusselt sayısı için korelasyon ve model sonuçları

3.6. Kapalı Kavite İçinde Türbülanslı Isı ve Kütle Geçişi

Tez çalışmasının bu bölümünde, kapalı kavite içinde, hem ısı geçişinin hem de kütle geçişinin türbülanslı olduğu durum incelenmiştir.



Şekil 3.34 Kapalı kavite içi türbülanslı ısı ve kütle geçişi için incelenen geometri ve sınır koşulları

Bölüm 3.5'de kullanılan filtreleme yöntemi kullanılır ve ek olarak derişiklik denklemi de probleme eklenirse, aşağıda verilen boyutsuz, filtrelenmiş lineer olmayan diferansiyel denklem sistemi elde edilecektir.

$$\bar{u}' = \frac{\partial \bar{\psi}}{\partial x'} \quad (3.106)$$

$$\bar{v}' = -\frac{\partial \bar{\psi}}{\partial y'} \quad (3.107)$$

$$\bar{\omega} = \frac{\partial \bar{v}'}{\partial x'} - \frac{\partial \bar{u}'}{\partial y'} = -\frac{\partial^2 \bar{\psi}}{\partial x'^2} - \frac{\partial^2 \bar{\psi}}{\partial y'^2} = -\left(\frac{\partial^2 \bar{\psi}}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 \bar{\psi}}{\partial y'^2} \right) \quad (3.108)$$

$$\frac{\partial \bar{\omega}}{\partial t'} + \frac{\partial}{\partial x'} (\bar{u}' \cdot \bar{\omega}) + \frac{\partial}{\partial y'} (\bar{v}' \cdot \bar{\omega}) = \frac{\partial^2 \bar{\omega}}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 \bar{\omega}}{\partial y'^2} + Gr \cdot \frac{\partial \bar{\theta}}{\partial x'} + Gr_c \cdot \frac{\partial \bar{\Gamma}}{\partial x'} + \Omega \quad (3.109)$$

$$\frac{\partial \bar{\theta}}{\partial t'} + \frac{\partial(\bar{u}' \cdot \bar{\theta})}{\partial x'} + \frac{\partial(\bar{v}' \cdot \bar{\theta})}{\partial y'} = \frac{1}{Pr} \cdot \left(\frac{\partial^2 \bar{\theta}}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 \bar{\theta}}{\partial y'^2} \right) + \Theta \quad (3.110)$$

$$\frac{\partial \bar{\Gamma}}{\partial t'} + \frac{\partial(\bar{u}' \cdot \bar{\Gamma})}{\partial x'} + \frac{\partial(\bar{v}' \cdot \bar{\Gamma})}{\partial y'} = \frac{1}{Sc} \cdot \left(\frac{\partial^2 \bar{\Gamma}}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 \bar{\Gamma}}{\partial y'^2} \right) + \Pi$$

Bu ifadelerdeki Ω ve Θ ifadeleri, Eşitlik (3.95) ve (3.96)'daki gibi tanımlanmışlardır.

Π terimi ise,

$$\Pi = \frac{\partial}{\partial x'} (\bar{u}' \cdot \bar{\Gamma} - \bar{u} \cdot \bar{\Gamma}) + \frac{\partial}{\partial y'} (\bar{v}' \cdot \bar{\Gamma} - \bar{v} \cdot \bar{\Gamma}) \quad (3.111)$$

olarak hesaplanır. Türbülanslı kütle geçişi için de, Eddy viskozitesi ve Boussineq analojisinin geçerli olduğu düşünülerek,

$$-(\bar{u}' \cdot \bar{\Gamma} - \bar{u} \cdot \bar{\Gamma}) = D_T \cdot \frac{\partial \bar{\Gamma}}{\partial x'} \quad (3.112)$$

$$-(\bar{v}' \cdot \bar{\Gamma} - \bar{v} \cdot \bar{\Gamma}) = D_T \cdot \frac{\partial \bar{\Gamma}}{\partial y'} \quad (3.113)$$

ifadeleri yazılabilir. Bu ifadelerde,

D_T : Eddy kütle difüzyon katsayısı

olarak tanımlanmıştır. Son denklem,

$$Sc_T = \frac{\nu_T}{D_T} = 1 \quad (3.114)$$

olarak yazılır. Sc_T , türbülanslı Schmidt sayısıdır ve bu tez çalışmasında 1.0 olarak alınarak, Eddy kütle difüzyon katsayısının, Eddy viskozitesine bağlı olarak hesaplanması sağlanmıştır.

Sınır koşulları ve bağlangıç koşulları Bölüm 3.4'deki problemin aynısıdır. Denklemler, Bölüm 3.3 ve 3.4'de anlatılan şekilde Sonlu Farklar denklemleri olarak yazılmışlardır. Elde edilen Sonlu Farklar denklemleri, FORTRAN programlama dilinde yazılmış bir program kullanılarak çözülmüştür. Çözümleme sırasında, akım fonksiyonunun hesaplanması için Ardışık Aşırı gevşetme (Successive Over-Relaxation) metodu kullanılmıştır.

Çözümün daimi rejime ulaşması için,

$$\max \frac{|\omega_{i,j}^{n+1} - \omega_{i,j}^n|}{|\omega_{i,j}^{n+1}|} \leq 10^{-4} \quad (3.115)$$

kriteri kullanılmıştır. Bu kriterin sağlandığı durumda, boyutsuz akım fonksiyonu, boyutsuz sıcaklık ve boyutsuz derişiklik değerlerindeki farklar çok daha küçük olmaktadır.

3.6.1. Sonuçlar

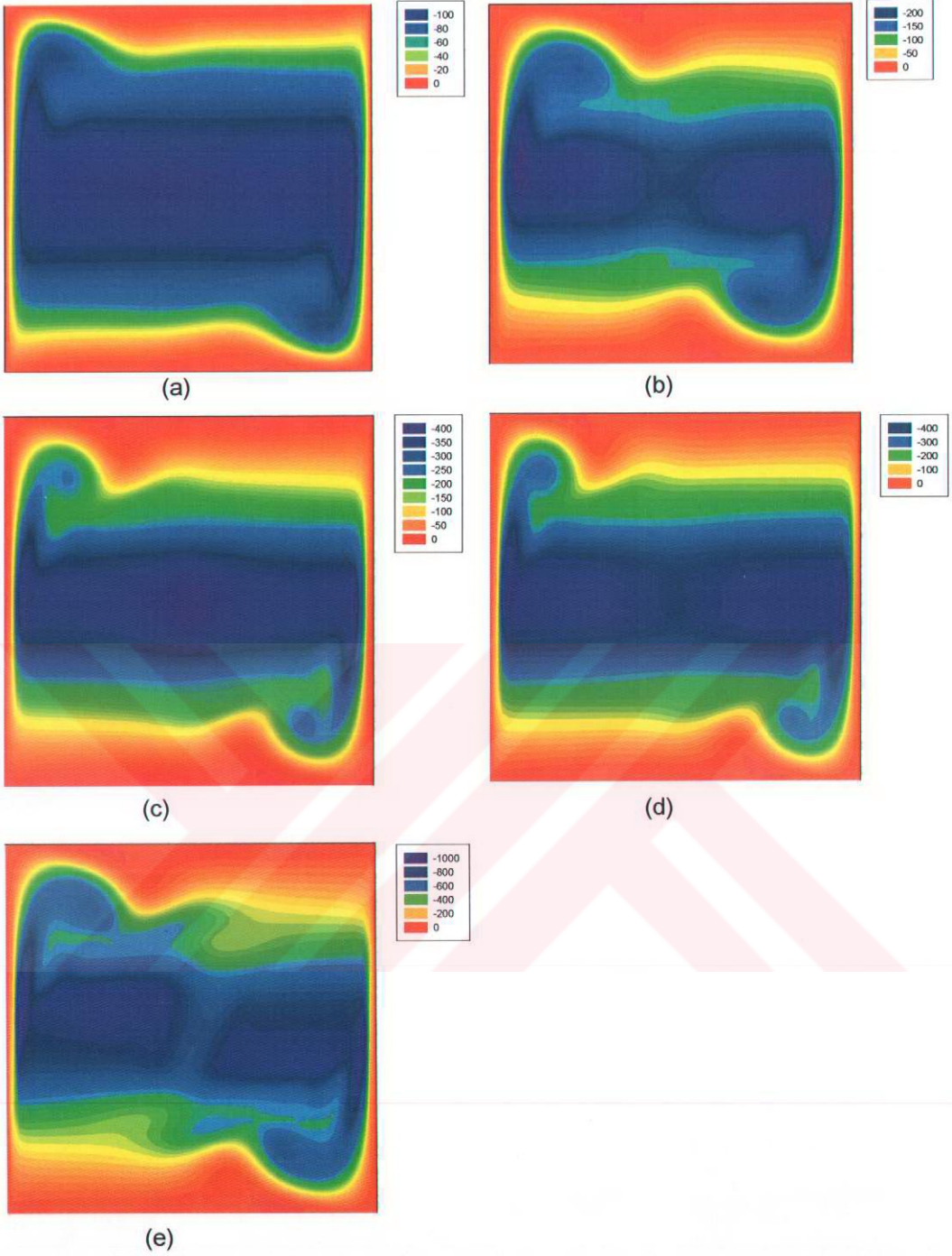
Yazılan programda, sınır tabakayı yakalayabilmek için, özel fonksiyonlar kullanılarak duvar diplerine doğru sıklaşan homojen olmayan bir çözüm ağı oluşturulmuş ve Rayleigh sayısının 10^8 - $5 \cdot 10^{10}$ aralığı için zamana bağlı çözümleme yapılmıştır. Çözümlemede, 61X61'lik çözüm ağı kullanılmıştır. Kullanılan çözüm ağı, Bölüm 3.5.1'de anlatılan çözüm ağının aynısıdır.

FORTRAN programı, Arçelik A.Ş. ATGM bünyesinde bulunan 28 işlemciye sahip SGI 2000 süperbilgisayarda, SGI Fortran Compiler kullanılarak çokişlemci ile çözümleme yapılacak şekilde derlenmiş, optimize edilmiş ve 28 işlemci kullanılarak çözümleme yapılmıştır.

Bölüm 3.4'e benzer şekilde, değiştirilmiş Rayleigh sayısı (Ra_m) tanımı yapılmıştır.

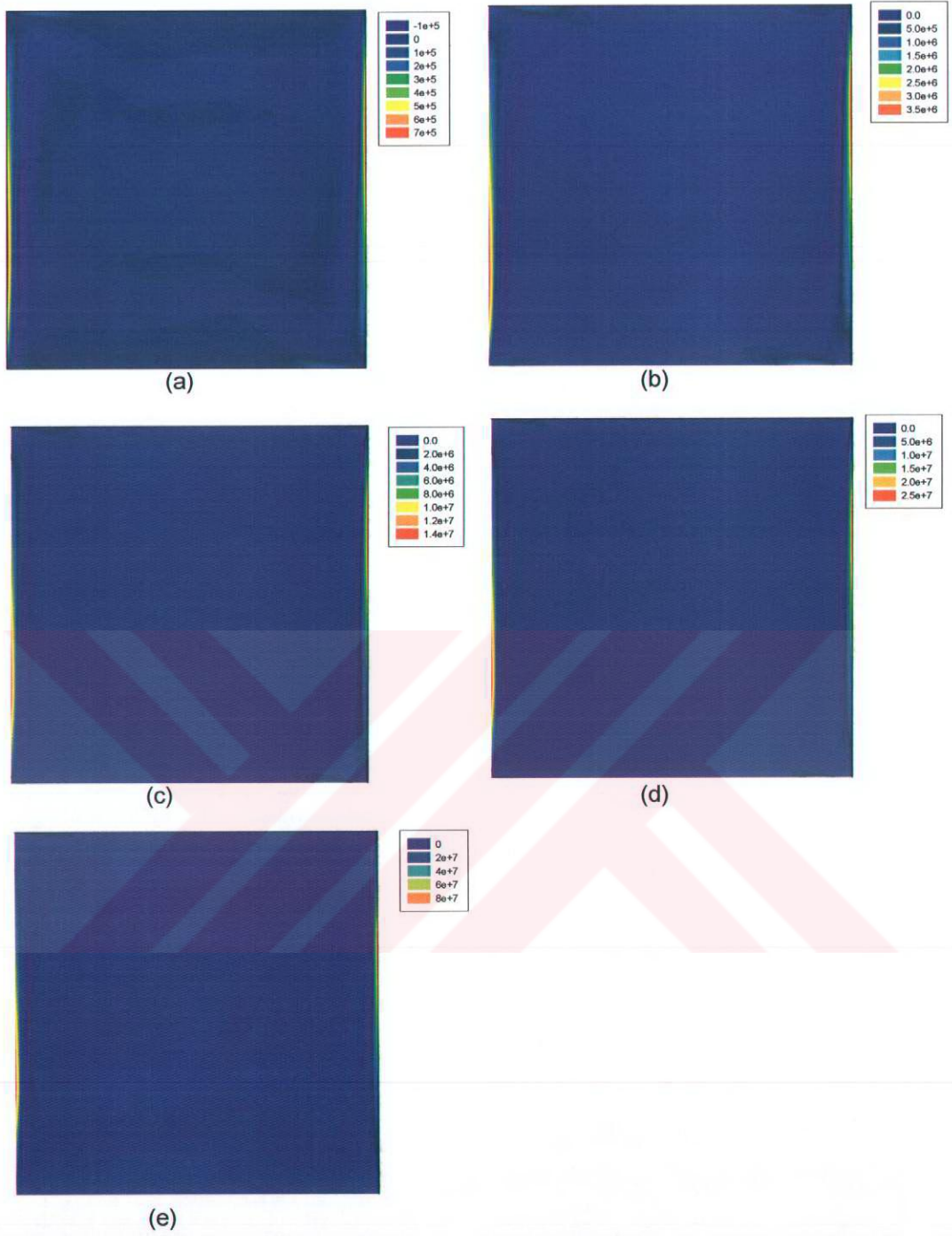
$$Ra_m = Gr \cdot Pr + Gr_C \cdot Sc \quad (3.116)$$

Çalışmada, sıcaklık ve derişikliğin etkisinin birbirine eşit olduğu kabul edilerek, nümerik analizler yapılmıştır. Örnek olarak, değiştirilmiş Rayleigh sayısı 10^{10} ise, bu durumda $Gr \cdot Pr = Gr_C \cdot Sc = 5 \cdot 10^9$ olarak alınmıştır.



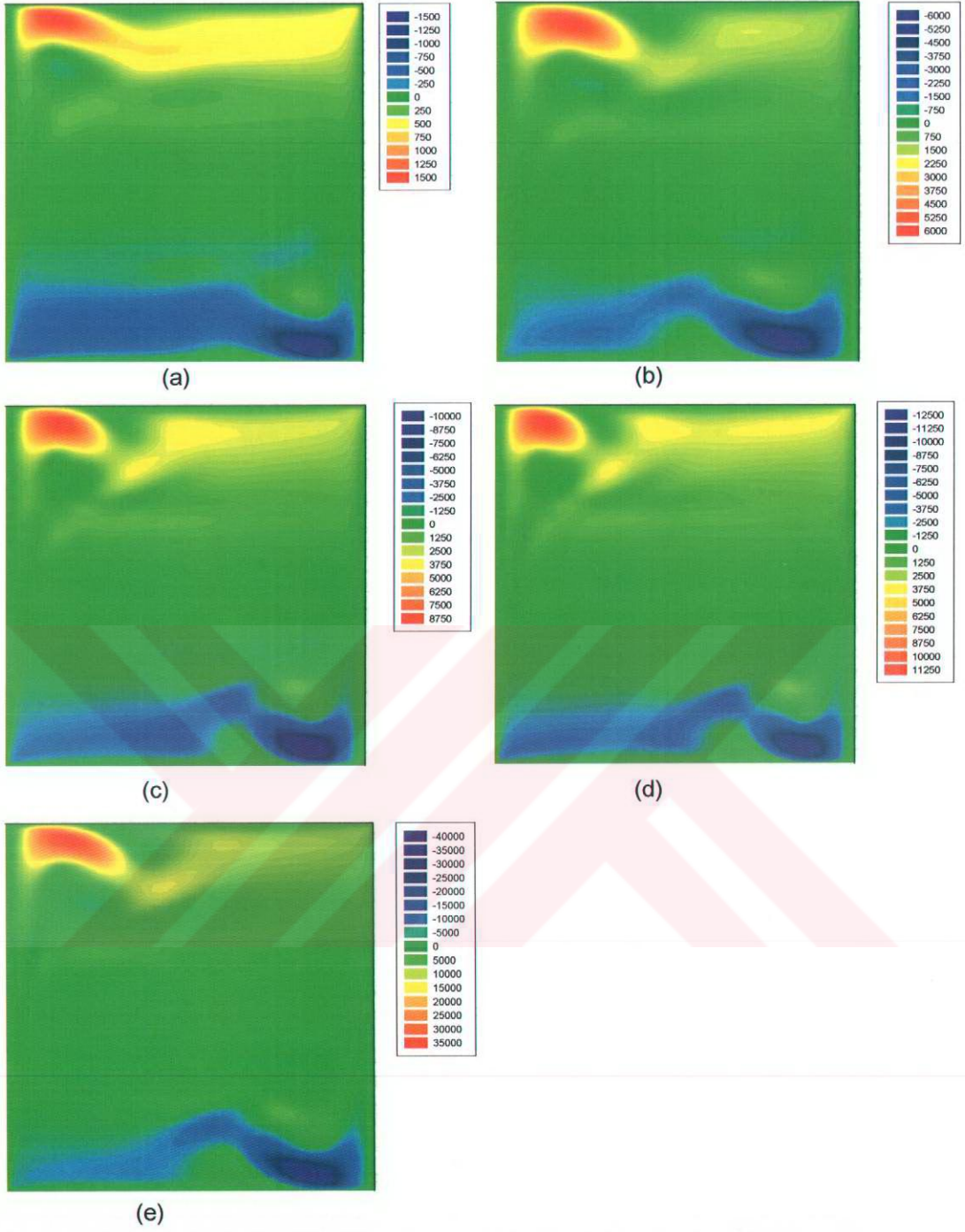
Şekil 3.35 Akım fonksiyonu (a) $Ra_m=10^8$ (b) $Ra_m=10^9$ (c) $Ra_m=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra_m=10^{10}$ (e) $Ra_m=5 \cdot 10^{10}$

Şekil 3.35’de, akım fonksiyonunun değiştirilmiş Rayleigh sayısı ile değişimi incelenmiştir. Değiştirilmiş Rayleigh sayısı arttıkça, kavitenin ortasındaki durağan kısım, dikey duvarlardaki sınır tabakalara doğru bozulmaya başlamaktadır. Kavitenin sol üst ve sağ alt kısımlarında ise, ana akımdan kopmalar başlamak üzeredir.



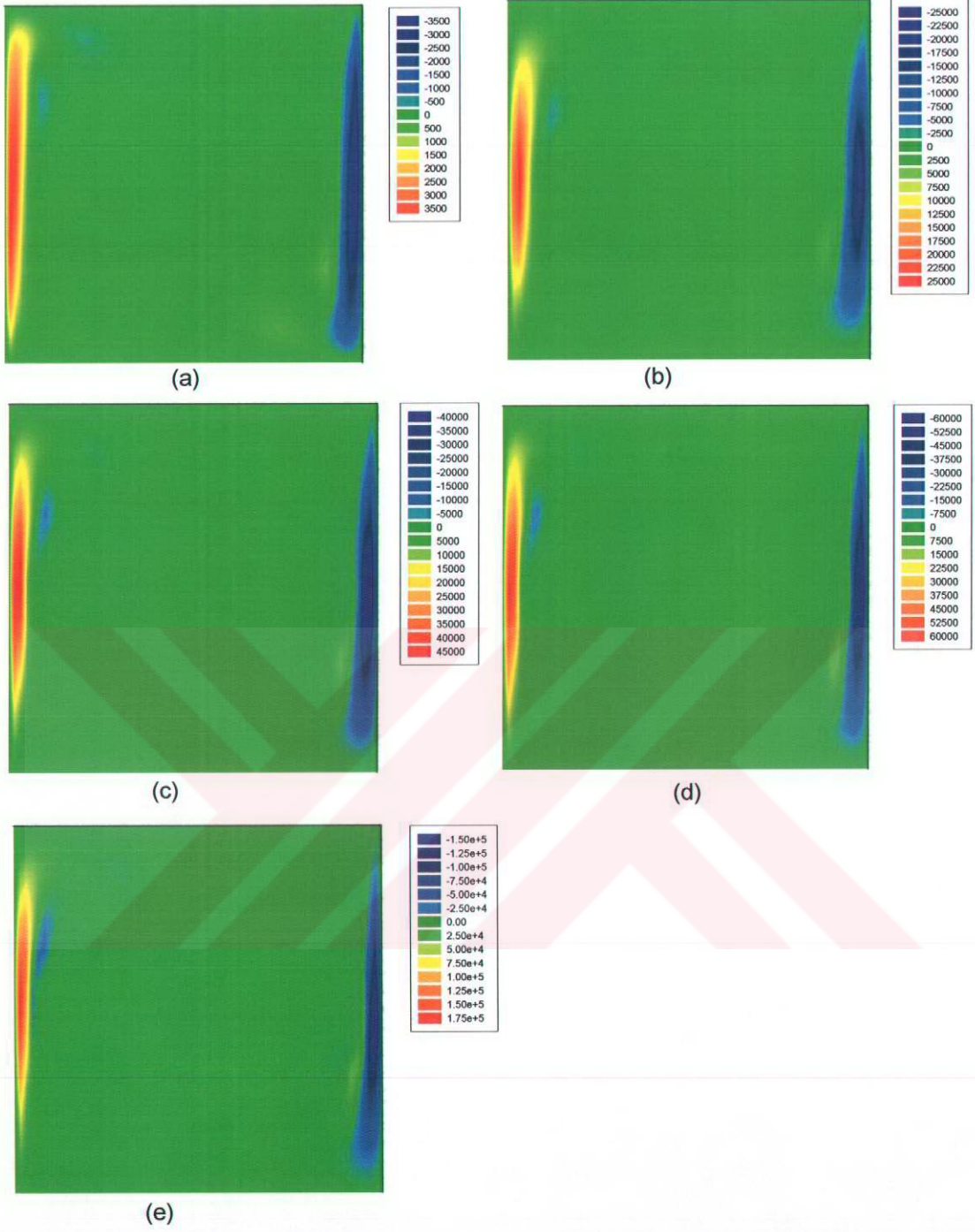
Şekil 3.36 Çevri eğrileri (a) $Ra_m = 10^8$ (b) $Ra_m = 10^9$ (c) $Ra_m = 5 \cdot 10^9$ (d) $Ra_m = 10^{10}$ (e) $Ra_m = 5 \cdot 10^{10}$

Şekil 3.36'dan da anlaşılacağı gibi, çevri eğrileri dikey duvarlarda maksimum değerlere ulaşmaktadır. Değiştirilmiş Rayleigh sayısı arttıkça sınır tabaka da incelmektedir.



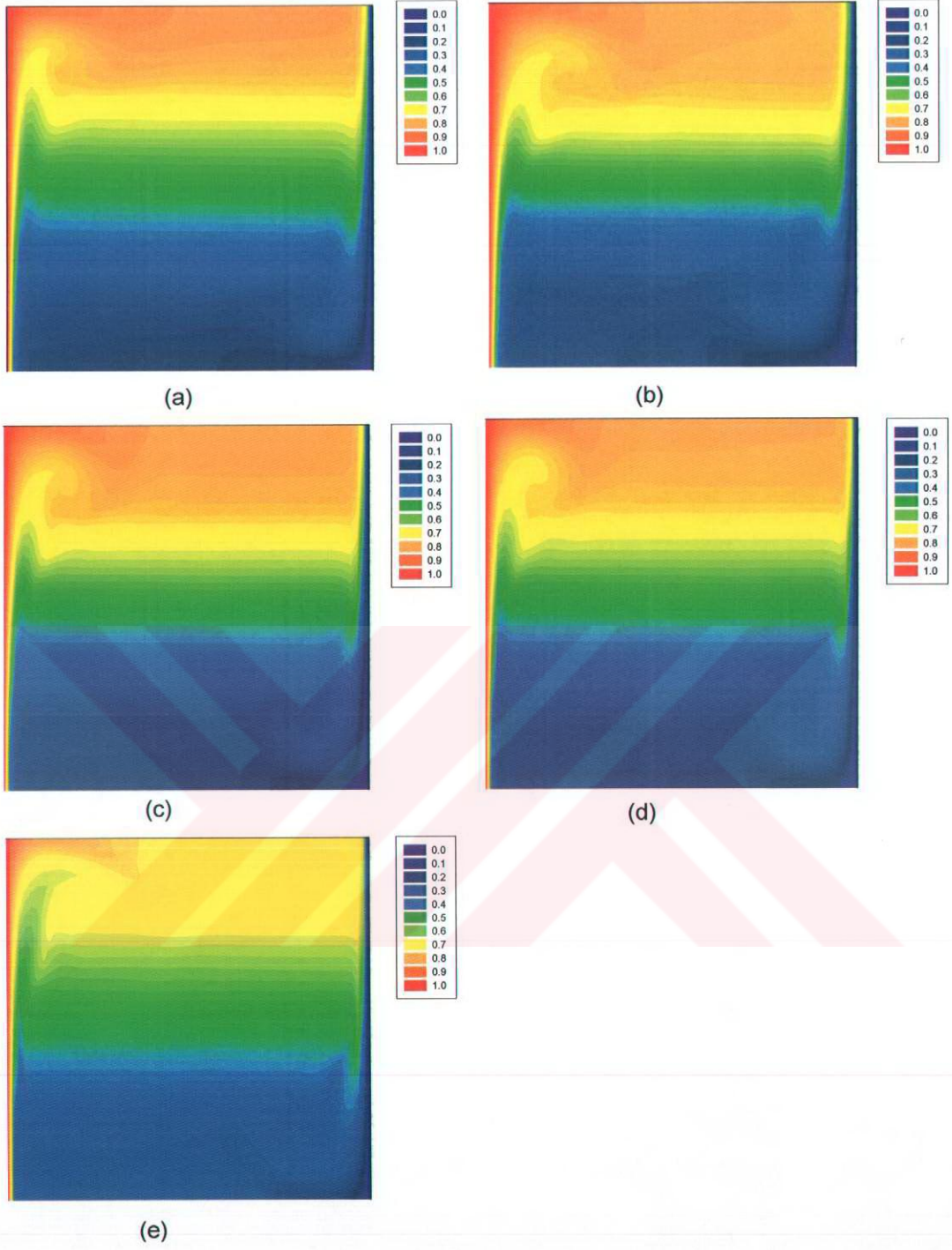
Şekil 3.37 Yatay hız (a) $Ra_m=10^8$ (b) $Ra_m=10^9$ (c) $Ra_m=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra_m=10^{10}$ (e) $Ra_m=5 \cdot 10^{10}$

Şekil 3.37, yatay hız değerlerinin Rayleigh sayısı ile değişimini göstermektedir. Laminer akış durumuna benzer olarak, yatay hız değerleri en yüksek ve en düşük değerlerini yatay duvarlar civarında almaktadır. Özellikle sıcak duvar sebebiyle ısınan hava, adyabatik yatay duvara gelince yatay hız maksimum değerini almakta, soğuk duvar sebebi ile hava aşağı çöktüğünde de minimum değere ulaşmaktadır.



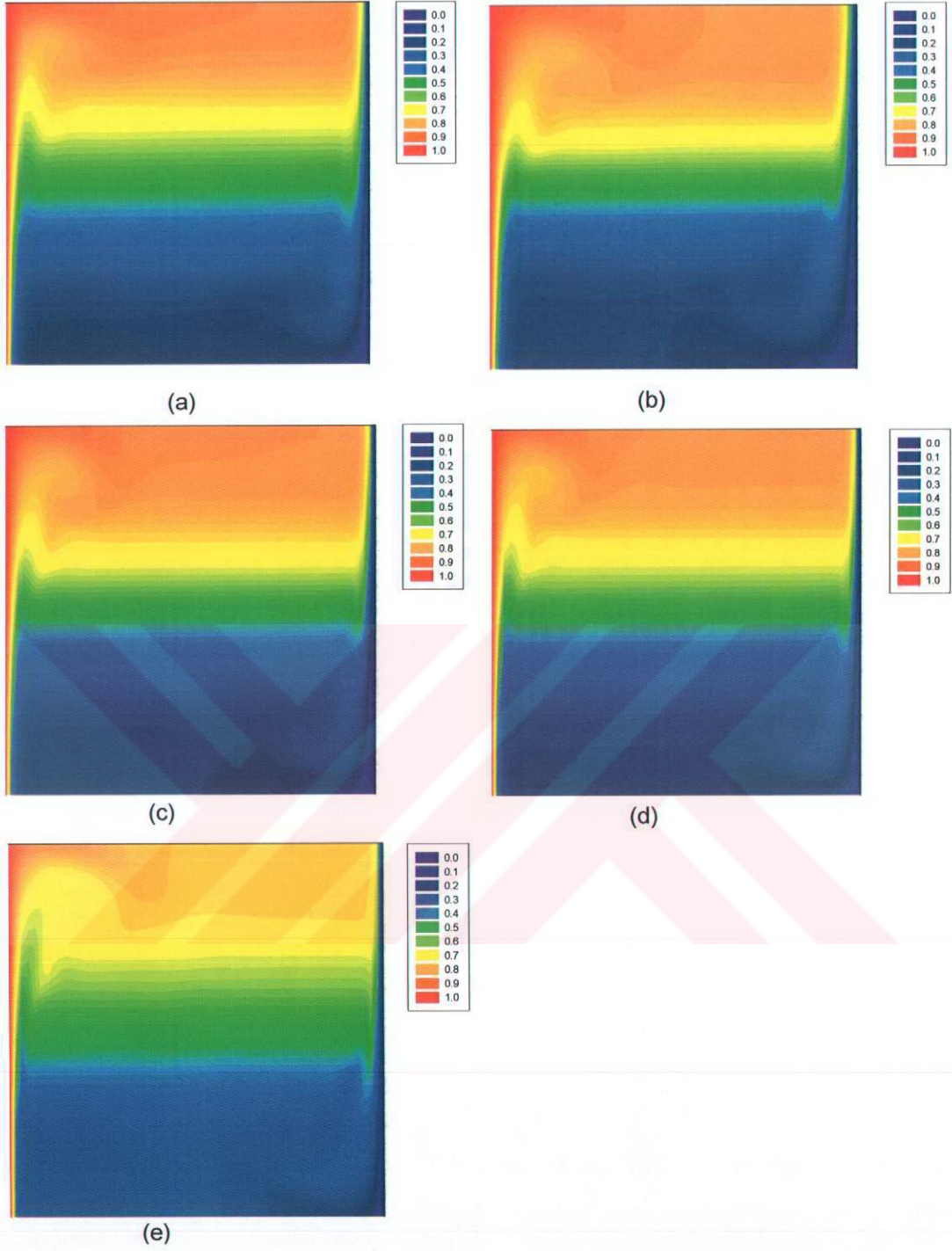
Şekil 3.38 Dikey hız (a) $Ra_m=10^8$ (b) $Ra_m=10^9$ (c) $Ra_m=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra_m=10^{10}$ (e) $Ra_m=5 \cdot 10^{10}$

Türbülanslı ısı geçişi durumuna benzer şekilde, Şekil 3.38'den de anlaşılacağı gibi, sıcak duvar sebebi ile ısınan hava, türbülansın da etkisi ile burada en yüksek dikey hız değerini alırken, soğuk duvar sebebi ile de aşağı inerken minimum değerine ulaşmaktadır. Rayleigh sayısının artması sonucunda sınır tabaka incelmekte ve bu eğriler dikey duvarlara doğru yaklaşmaktadırlar.



Şekil 3.39 Eşsıcaklık eğrileri (a) $Ra_m=10^8$ (b) $Ra_m=10^9$ (c) $Ra_m=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra_m=10^{10}$ (e) $Ra_m=5 \cdot 10^{10}$

Değiştirilmiş Rayleigh sayısının artmasıyla, ısı sınır tabakanın incelmesi ve adiabatik duvarlara doğru bozulmanın başladığı, Şekil 3.39'da görülmektedir.



Şekil 3.40 Eşderişlik eğrileri (a) $Ra_m=10^8$ (b) $Ra_m=10^9$ (c) $Ra_m=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra_m=10^{10}$ (e) $Ra_m=5 \cdot 10^{10}$

Kütle geçişi denklemi, ısı geçişi denklemi ile tamamen aynı karakteri gösterdiği için, elde edilen eşderişlik eğrileri, eşsıcaklık eğrilerine oldukça benzemektedir (Şekil 3.40). Değiştirilmiş Rayleigh sayısının artması ile, derişiklik sınır tabakası giderek incelmektedir.

3.6.2. Literatürle Karşılaştırma ve Korelasyonlar

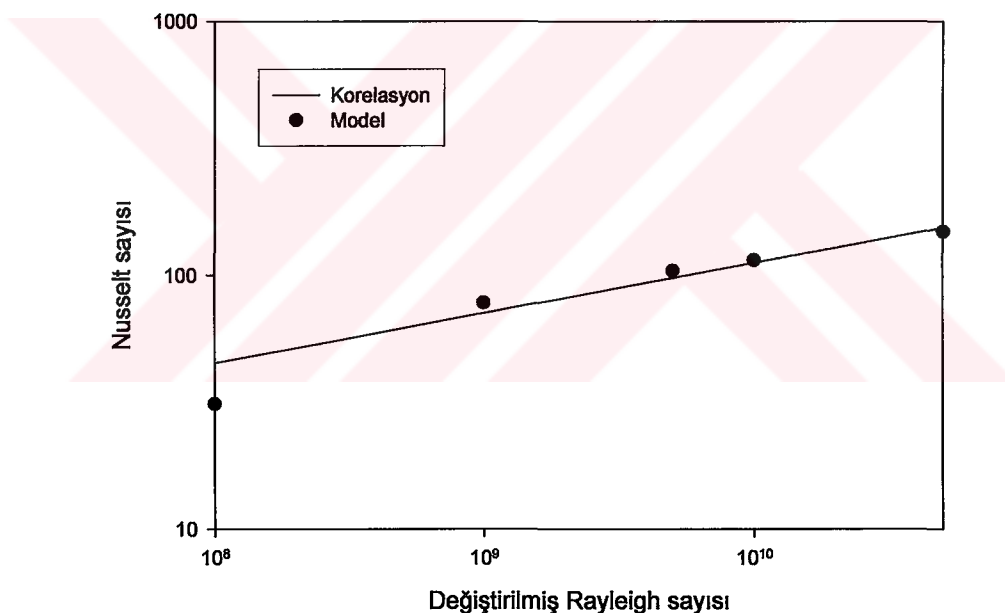
Açık literatürde, bu çalışma ile karşılaştırma yapılabilecek çalışma bulunamamıştır.

Yapılan nümerik analizlerin sonucunda, sıcak duvarın Nusselt ve Sherwood sayıları farklı değiştirilmiş Rayleigh sayıları için hesaplanmış ve aşağıdaki korelasyonlar üretilmiştir.

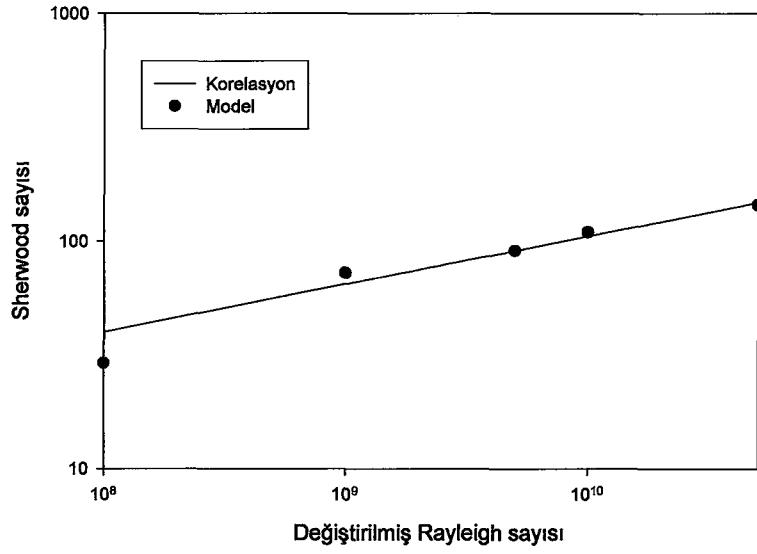
Değiştirilmiş Rayleigh sayısının 10^8 - $5 \cdot 10^{10}$ aralığı için,

$$Nu = 1.1883 \cdot Ra_m^{0.1974} \quad (3.117)$$

$$Sh = 0.2107 \cdot Ra_m^{0.2107} \quad (3.118)$$



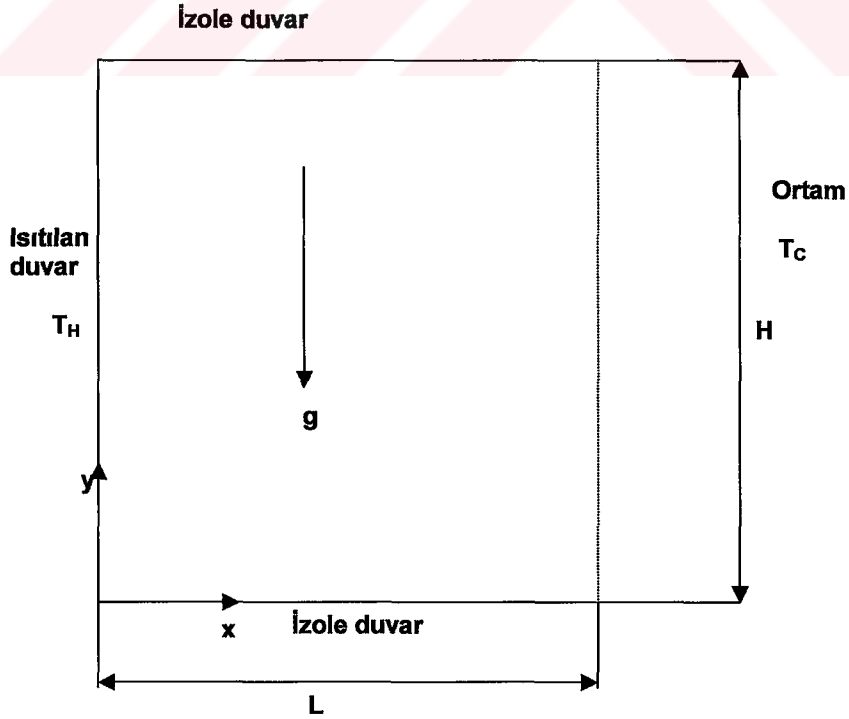
Şekil 3.41 Kapalı kavite içi türbülanslı ısı ve kütle geçişi durumunda sıcak duvarın Nusselt sayısı için korelasyon ve model sonuçları



Şekil 3.42 Kapalı kavite içi türbülanslı ısı ve kütle geçişi durumunda sıcak duvarın Sherwood sayısı için korelasyon ve model sonuçları

3.7. Açık Kavite İçinde Laminer Isı Geçişi

Tez çalışmasının bu kısmında, dikey duvarlarından birisi açık olan kavitelerin içinde oluşan laminer ısı geçişi incelenmiştir.



Şekil 3.43 Açık kavite içi laminer ısı geçişi için incelenen geometri ve sınır koşulları

Akış denklemleri, boyutsuzlaştırma parametreleri ve Sonlu Farklar denklemleri Bölüm 3.3'de anlatılan problem ile tamamen aynıdır. Değişken olan kısım, kavitenin açık duvarıdır.

Kavitenin açık duvarı için, yatay hız değeri yazılırsa,

$$u' = \frac{\partial \psi}{\partial x'} \quad (3.119)$$

ifadesi elde edilir. Bu ifade Sonlu Farklar cinsinden yazılırsa,

$$u'_{i,j} = \frac{\psi_{i,j+1} - \psi_{i,j-1}}{2 \cdot \Delta y'} \quad (3.120)$$

ifadesi elde edilir.

Eğer bahsi geçen i,j noktası için $u'_{i,j} > 0$ ise, bu durumda taşınımın etkisi baskın kabul edilerek (outflow),

$$\frac{\partial \theta}{\partial x'} = \frac{\partial \omega}{\partial x'} = 0 \quad (3.121)$$

alınmıştır.

Diğer durumda (yani $u'_{i,j} < 0$) ise (inflow) dışarı çıkış durumu için,

$$\theta = \omega = 0 \quad (3.122)$$

alınmıştır. [81,114]

Elde edilen Sonlu Farklar denklemleri, FORTRAN programlama dilinde yazılmış bir program kullanılarak çözülmüştür. Çözümleme sırasında, akım fonksiyonunun hesaplanması için Ardışık Aşırı Gevşetme (Successive Over-Relaxation) metodu kullanılmıştır. Çözümlemede 41X41'lik üniform çözüm ağı kullanılmıştır.

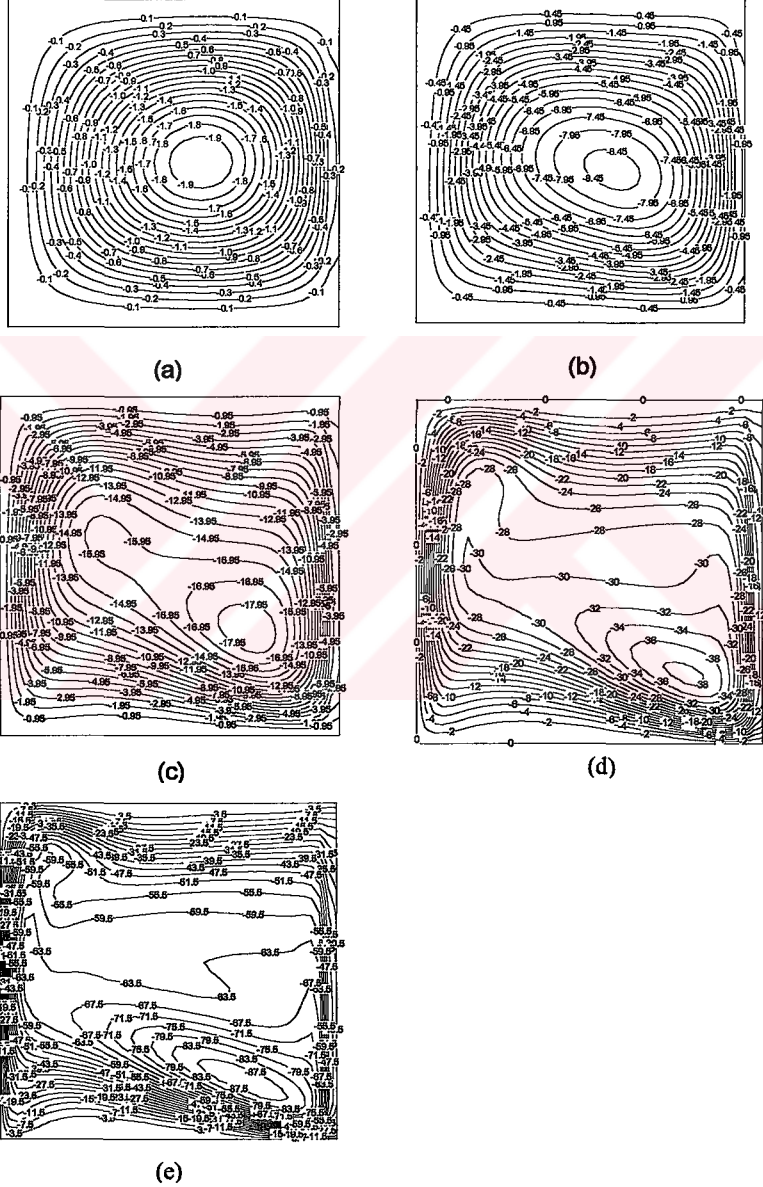
Çözümün daimi rejime ulaşması için,

$$\max \frac{|\omega_{i,j}^{n+1} - \omega_{i,j}^n|}{|\omega_{i,j}^{n+1}|} \leq 10^{-5} \quad (3.123)$$

kriteri kullanılmıştır. Bu kriterin sağlandığı durumda, boyutsuz akım fonksiyonu ve boyutsuz sıcaklık değerlerindeki farklar çok daha küçük olmaktadır.

3.7.1. Sonuçlar

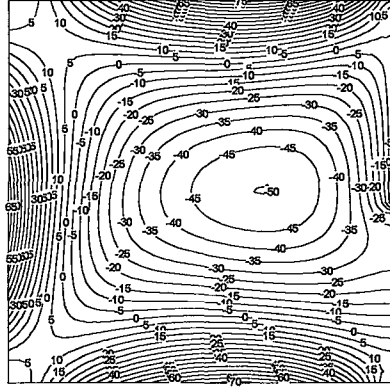
Yazılan programda, Rayleigh sayısının 10^3 - 10^7 aralığı için zamana bağlı çözümleme yapılmıştır.



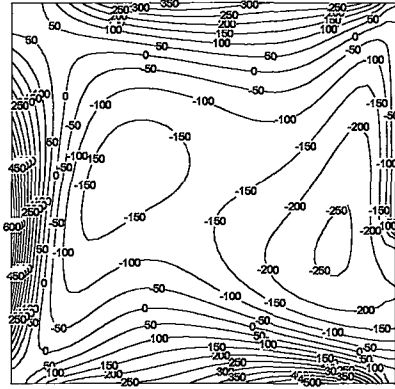
Şekil 3.44 Akım fonksiyonu : (a) $Ra=10^3$; (b) $Ra=10^4$; (c) $Ra=10^5$; (d) $Ra=10^6$; (e) $Ra=10^7$

Şekil 3.44'den de anlaşılacağı gibi, kapalı kavite içi laminar ısı geçişi durumunda merkezde oluşan çevrinti, açık kavite durumunda Rayleigh sayısının artması ile açık duvara doğru bozulmaktadır. Kapalı kavite durumuna benzer olarak, Rayleigh

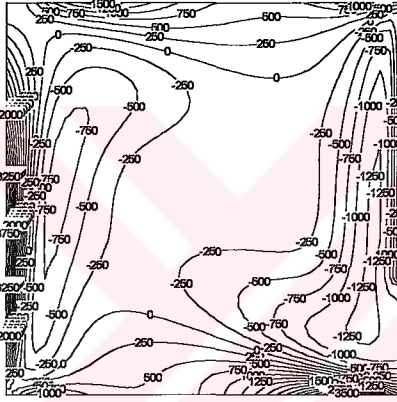
sayısının artması ile kavitenin ortasında durağan bir bölge oluşmakta, dikey duvarlarda ise sınır tabaka oluşumu başlamaktadır.



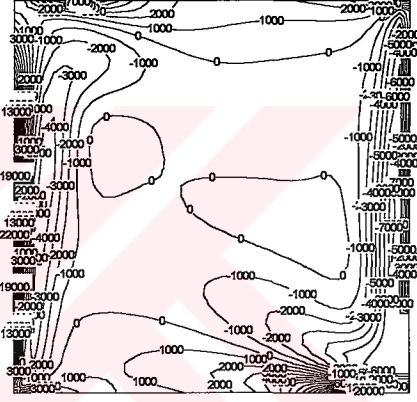
(a)



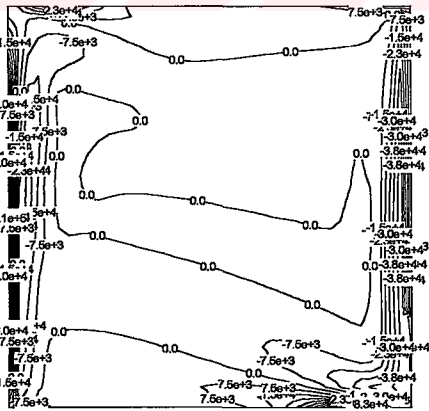
(b)



(c)



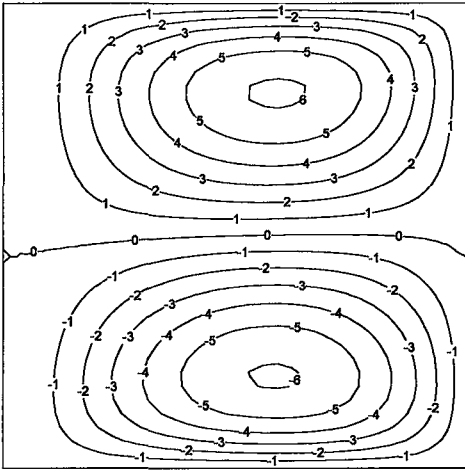
(d)



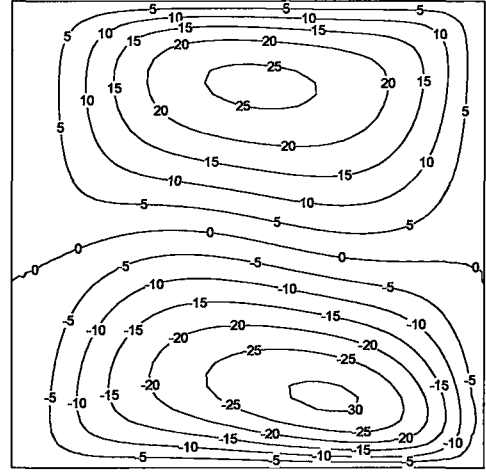
(e)

Şekil 3.45 Çevri eğrileri : (a) $Ra=10^3$; (b) $Ra=10^4$; (c) $Ra=10^5$; (d) $Ra=10^6$; (e) $Ra=10^7$

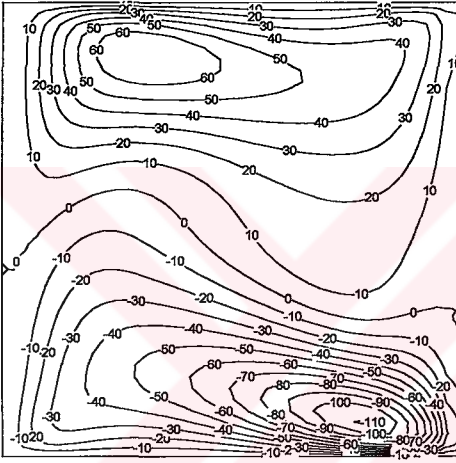
Çevri eğrilerinin açık kavite içinde Rayleigh sayısı ile değişimi Şekil 3.45'de verilmiştir. Dışarıdan içeriye giren akımın etkisi ile, kavite merkezindeki çevrinti bozulmakta ve Rayleigh sayısı arttıkça dikey duvarda sınır tabaka oluşumu başlamaktadır.



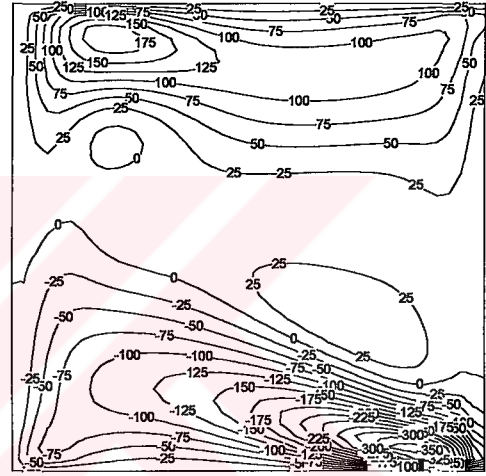
(a)



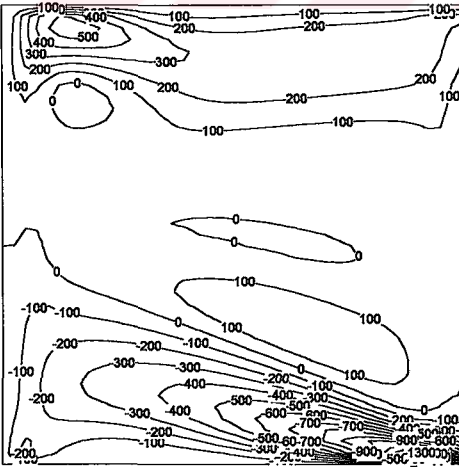
(b)



(c)



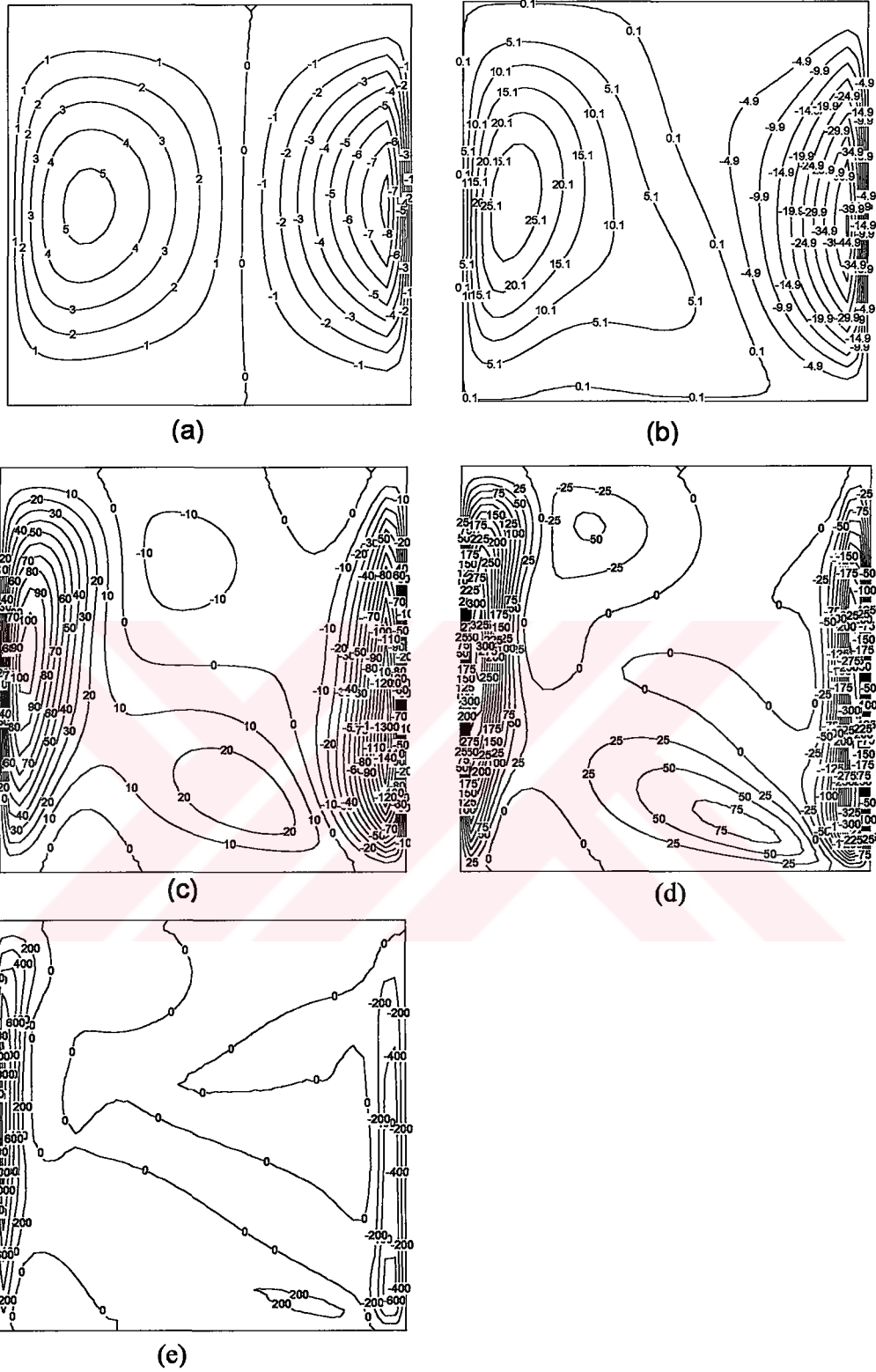
(d)



(e)

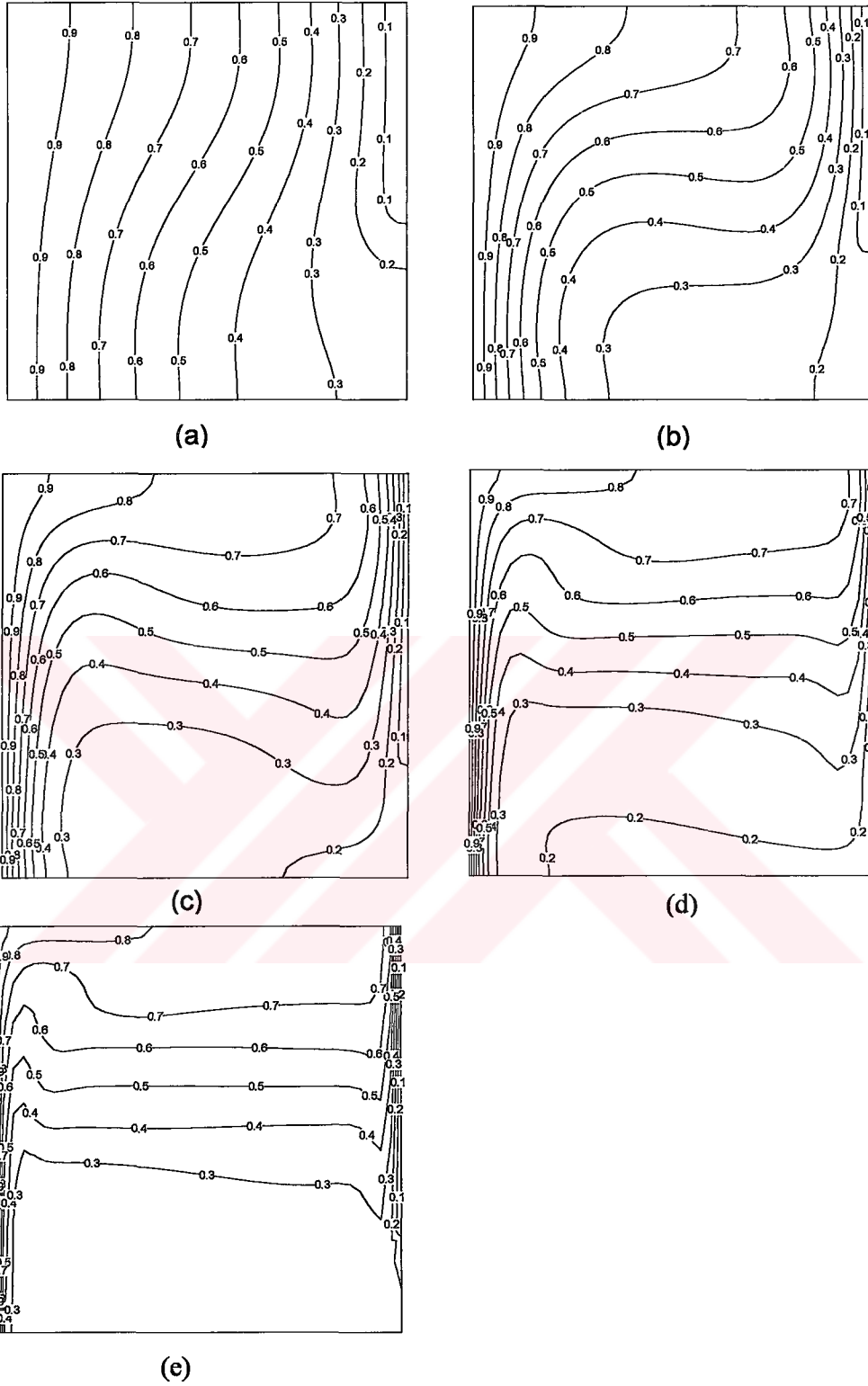
Şekil 3.46 Yatay hız : (a) $Ra=10^3$; (b) $Ra=10^4$; (c) $Ra=10^5$; (d) $Ra=10^6$; (e) $Ra=10^7$

Rayleigh sayısının artması sonucunda, yatay hız eğrilerinin yatay duvara yaklaştıkları, Şekil 3.46'da belirtilmiştir.



Şekil 3.47 Dikey hız : (a) $Ra=10^3$; (b) $Ra=10^4$; (c) $Ra=10^5$; (d) $Ra=10^6$; (e) $Ra=10^7$

Kapalı kavite durumuna çok benzer olarak, dikey hız eğrileri Rayleigh sayısının artması sonucunda, dikey duvarlara doğru bozulmaktadır.



Şekil 3.48 Eşsıcaklık eğrileri : (a) $Ra=10^3$; (b) $Ra=10^4$; (c) $Ra=10^5$; (d) $Ra=10^6$; (e) $Ra=10^7$

Eşsıcaklık eğrileri, kapalı kavite durumuna benzer gözükmeyle birlikte, kavitenin açık olan duvarında farklılık göstermektedir. Rayleigh sayısının artması durumunda, sıcak olan dikey duvarda sınır tabaka başlangıcı gözükmetedir.

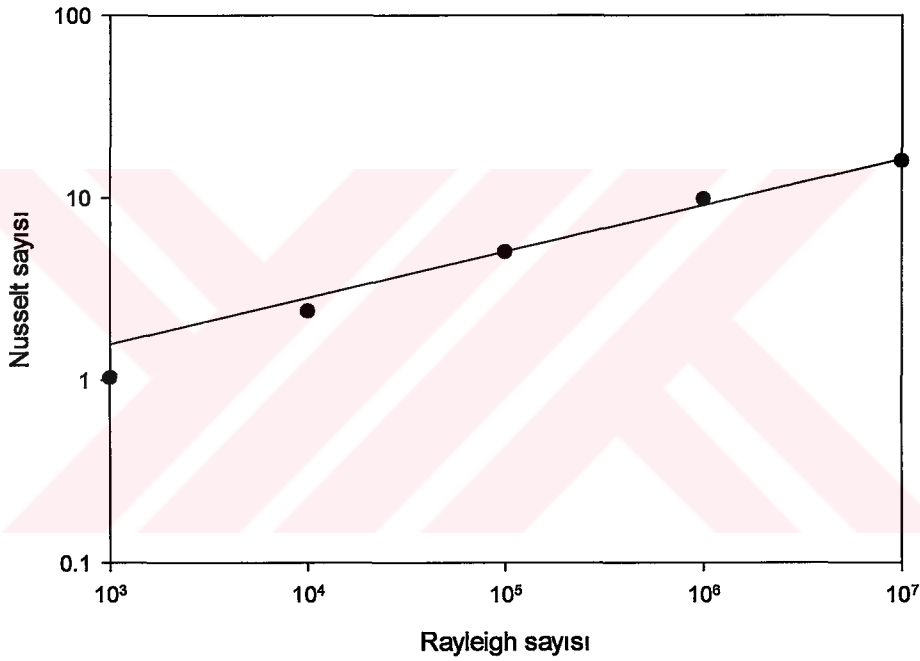
3.7.2. Literatürle Karşılaştırma ve Korelasyonlar

Rayleigh sayısının 10^3 - 10^7 aralığı için, literatürde karşılaştırılacak çalışma bulunamamıştır.

Elde edilen nümerik sonuçlara göre, En Küçük Kareler yöntemi kullanılarak aşağıdaki korelasyon önerilmektedir.

Rayleigh sayısının 10^3 - 10^7 aralığı için,

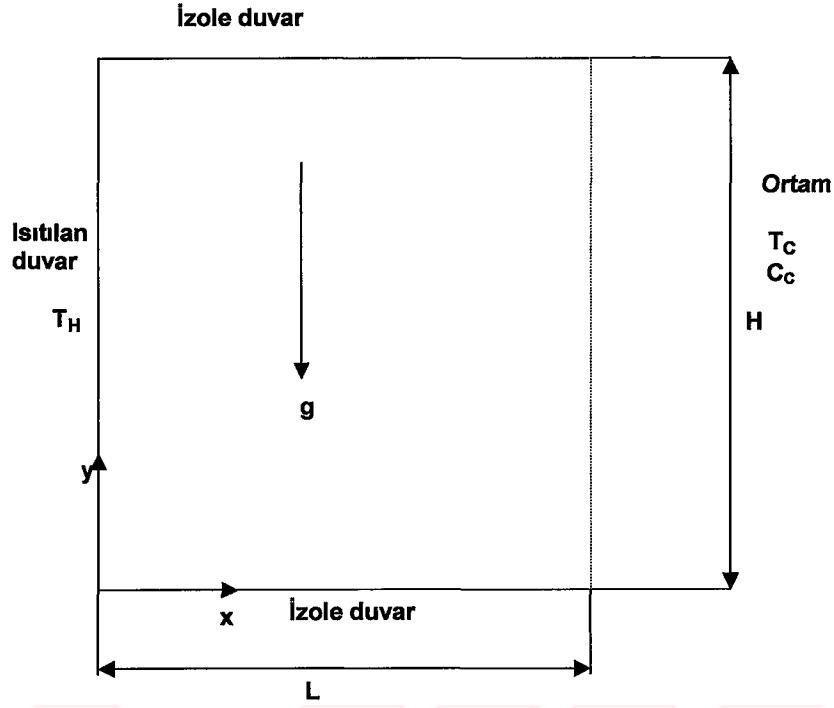
$$Nu = 0.2735 \cdot Ra^{0.2535} \quad (3.124)$$



Şekil 3.49 Açık kavite içi laminar ısı geçişi durumunda sıcak duvarın Nusselt sayısı için korelasyon ve model sonuçları

3.8. Açık Kavite İçinde Laminer Isı ve Kütle Geçişi

Tez çalışmasının bu kısmında, dikey duvarlarından birisi açık olan kavitelerin içinde laminar ısı ve kütle geçişi incelenmiştir.



Şekil 3.50 Açık kavite içi laminar ısı ve kütle geçişi için incelenen geometri ve sınır koşulları

Akış denklemleri, boyutsuzlaştırma parametreleri ve Sonlu Farklar denklemleri Bölüm 3.4’de anlatılan problem tamamen aynıdır. Bölüm 3.7’ye benzer şekilde kavitenin açık duvarı için, yatay hız değeri yazılırsa,

$$u' = \frac{\partial \psi}{\partial x'} \quad (3.125)$$

ifadesi elde edilir. Bu ifade Sonlu Farklar cinsinden yazılırsa,

$$u'_{i,j} = \frac{\psi_{i,j+1} - \psi_{i,j-1}}{2 \cdot \Delta y'} \quad (3.126)$$

ifadesi elde edilir.

Eğer bahsi geçen i, j noktası için $u'_{i,j} > 0$ ise, bu durumda taşınımın etkisi baskın kabul edilerek (outflow),

$$\frac{\partial \theta}{\partial x'} = \frac{\partial \omega}{\partial x'} = \frac{\partial \Gamma}{\partial x'} = 0 \quad (3.127)$$

alınmıştır.

Diğer durumda (yani $u'_{i,j} < 0$) ise (inflow) dışarı çıkış durumu için,

$$\theta = \omega = \Gamma = 0 \quad (3.128)$$

alınmıştır.

Elde edilen Sonlu Farklar denklemleri, FORTRAN programlama dilinde yazılmış bir program kullanılarak çözülmüştür. Çözümleme sırasında, akım fonksiyonunun hesaplanması için Ardışık Aşırı Gevşetme (Successive Over-Relaxation) metodu kullanılmıştır. Çözümlemede 41X41'lik üniform çözüm ağı kullanılmıştır.

Çözümün daimi rejime ulaşması için,

$$\max \frac{|\omega_{i,j}^{n+1} - \omega_{i,j}^n|}{|\omega_{i,j}^{n+1}|} \leq 10^{-5} \quad (3.129)$$

kriteri kullanılmıştır. Bu kriterin sağlandığı durumda, boyutsuz akım fonksiyonu, boyutsuz sıcaklık ve boyutsuz derişiklik değerlerindeki farklar çok daha küçük olmaktadır.

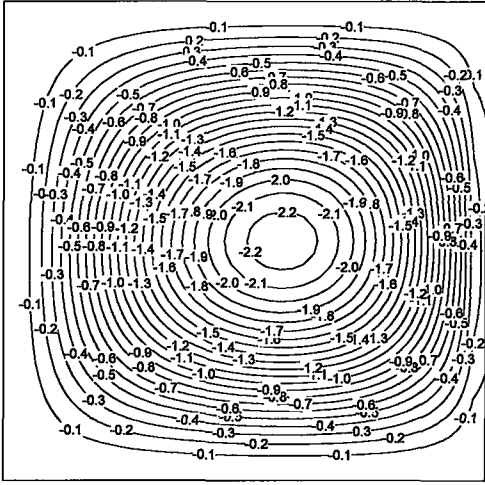
3.8.1. Sonuçlar

Yazılan programda, homojen bir çözüm ağı (grid) oluşturulmuş ve değiştirilmiş Rayleigh sayısının 10^3 - 10^7 aralığı için zamana bağlı çözümleme yapılmıştır. Isı ve kütle geçişi birarada olduğu için, Rayleigh sayısına hem sıcaklık hem de derişiklik farkı dolayısıyla olan etkilerin birarada incelenmesi gereklidir. Bu amaçla, Bölüm 3.4'e benzer şekilde, değiştirilmiş Rayleigh sayısı (Ra_m) tanımı yapılmıştır.

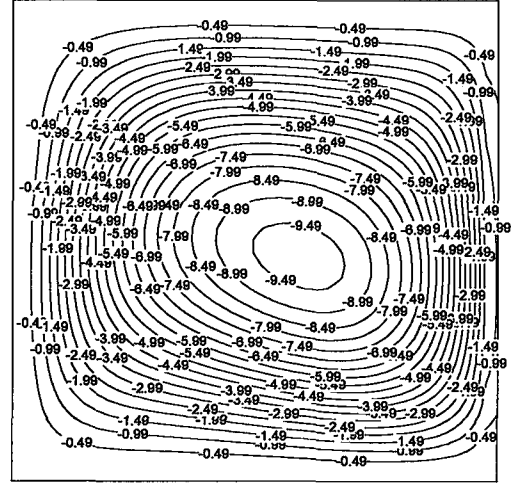
$$Ra_m = Gr \cdot Pr + Gr_C \cdot Sc$$

Çalışmada, sıcaklık ve derişikliğin etkisinin birbirine eşit olduğu kabul edilerek, nümerik analizler yapılmıştır.

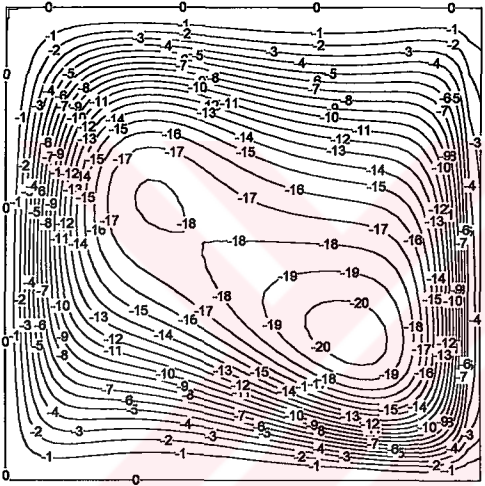
Şekil 3.51'den de anlaşılacağı gibi, değiştirilmiş Rayleigh sayısının artması sonucunda, merkezde oluşan büyük çevrinti açık duvara doğru bozulmakta ve akım fonksiyonu eğrileri dikey duvarlara doğru sıklaşarak sınır tabakayı oluşturmaya başlamaktadır.



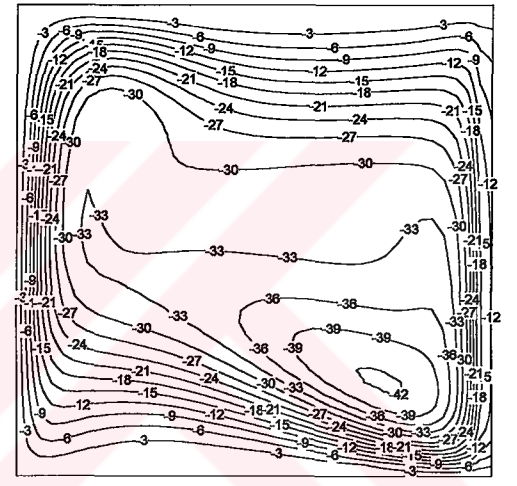
(a)



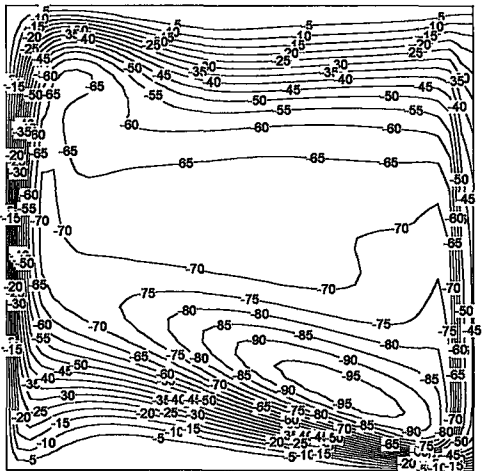
(b)



(c)

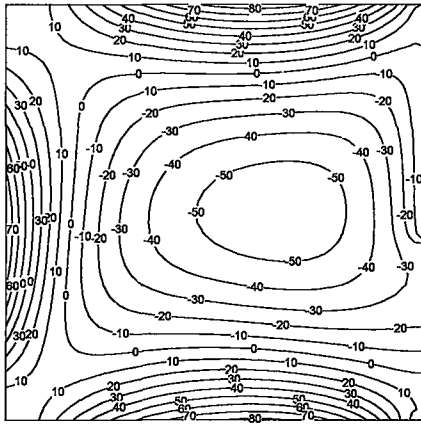


(d)

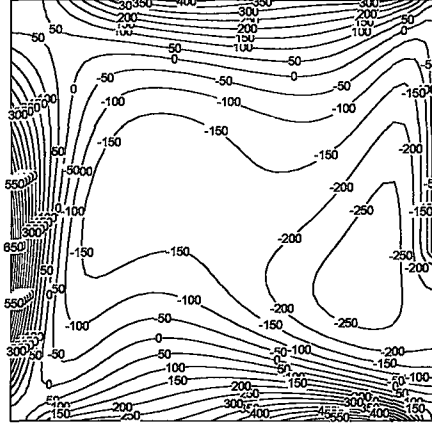


(e)

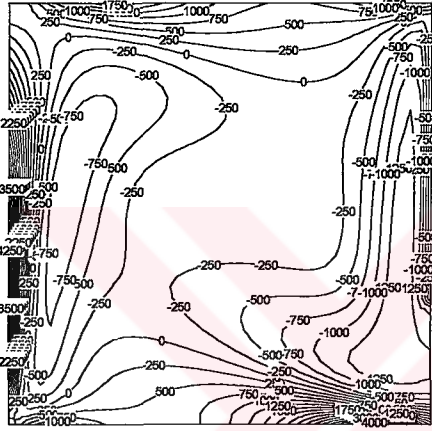
Şekil 3.51 Akım fonksiyonu : (a) $Ra_m=10^3$, (b) $Ra_m=10^4$, (c) $Ra_m=10^5$, (d) $Ra_m=10^6$, (e) $Ra_m=10^7$



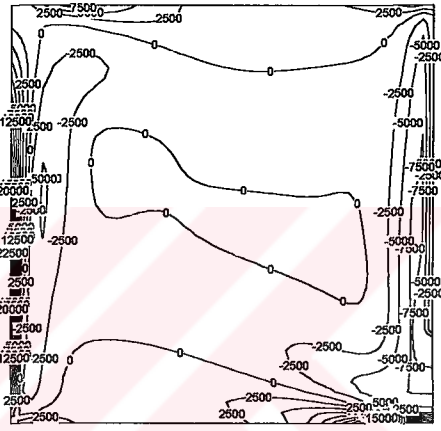
(a)



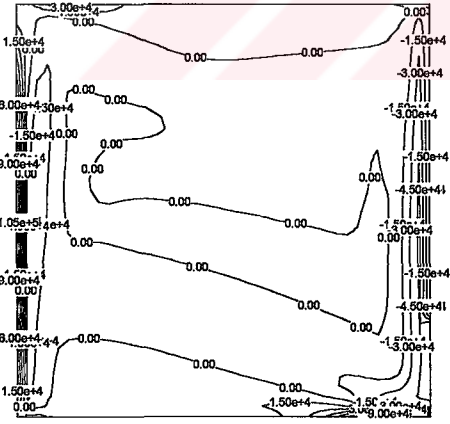
(b)



(c)



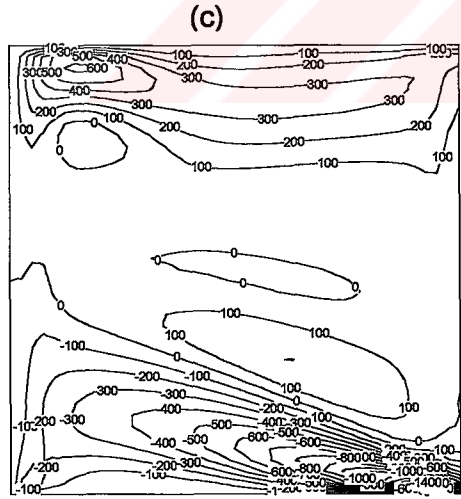
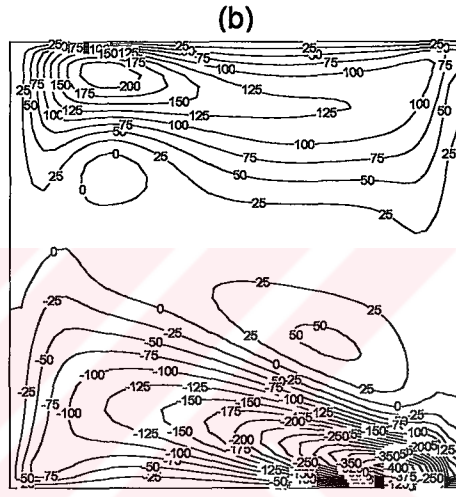
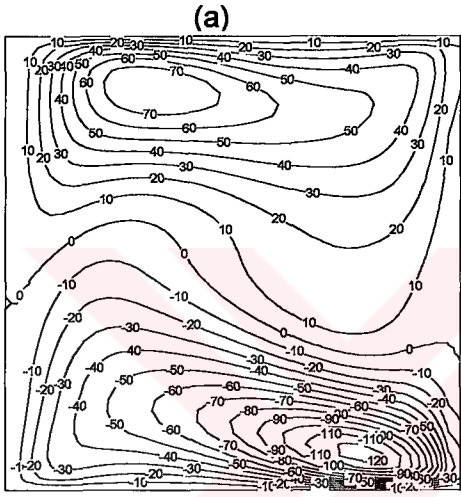
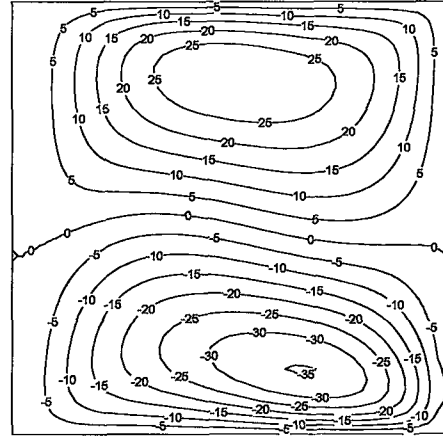
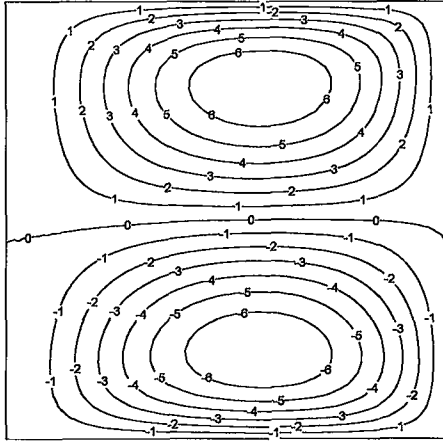
(d)



(e)

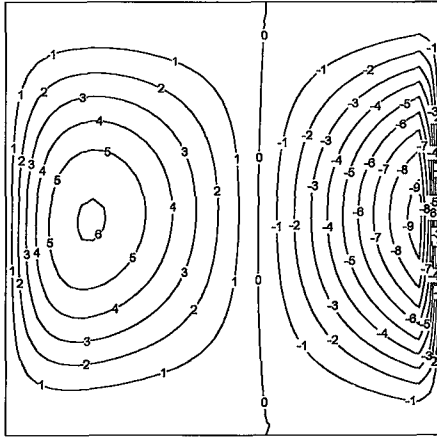
Şekil 3.52 Çevri eğrileri : (a) $Ra_m=10^3$; (b) $Ra_m=10^4$; (c) $Ra_m=10^5$; (d) $Ra_m=10^6$; (e) $Ra_m=10^7$

Çevri eğrilerinin değiştirilmiş Rayleigh sayısı ile değişimi Şekil 3.52'de verilmiştir. Kapalı kavite durumunda simetrik olan çevri eğrileri, açık kavite durumunda bu özelliğini kaybederler. Çevri eğrileri en yüksek değerlerini dikey duvarlarda almaktadır.

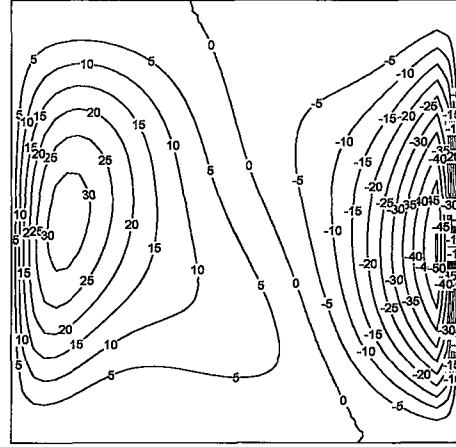


Şekil 3.53 Yatay hız : (a) $Ra_m=10^3$; (b) $Ra_m=10^4$; (c) $Ra_m=10^5$; (d) $Ra_m=10^6$; (e) $Ra_m=10^7$

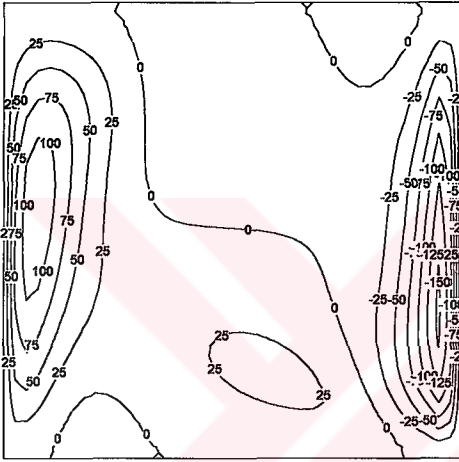
Yatay hız eğrileri, Rayleigh sayısının artması sonucunda yatay duvarlara doğru yaklaşmaktadır. Bu durum, Şekil 3.53'de belirtilmiştir.



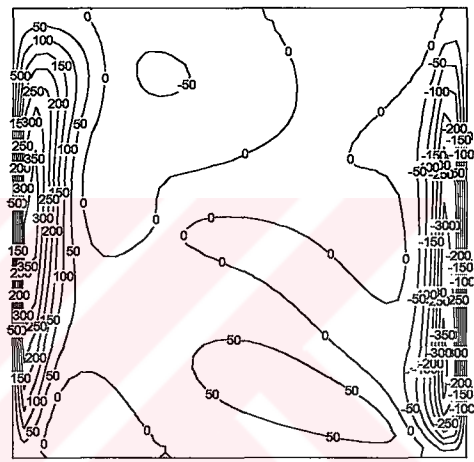
(a)



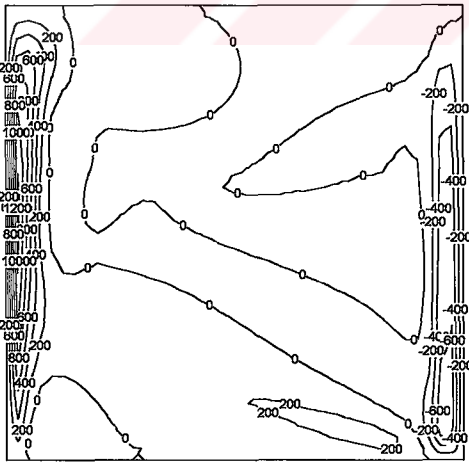
(b)



(c)



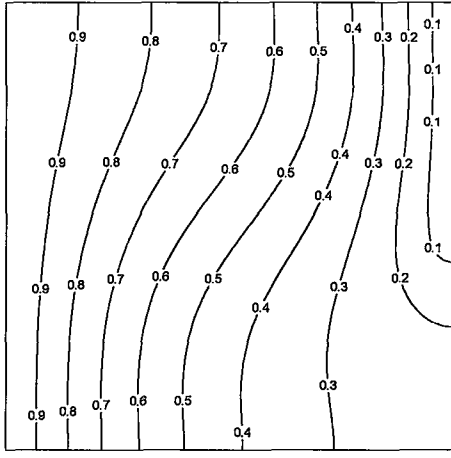
(d)



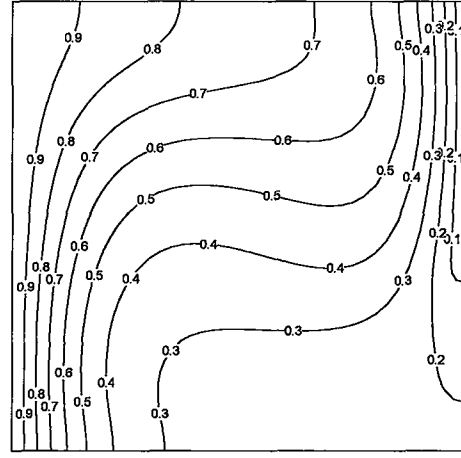
(e)

Şekil 3.54 Dikey hız : (a) $Ra_m=10^3$; (b) $Ra_m=10^4$; (c) $Ra_m=10^5$; (d) $Ra_m=10^6$; (e) $Ra_m=10^7$

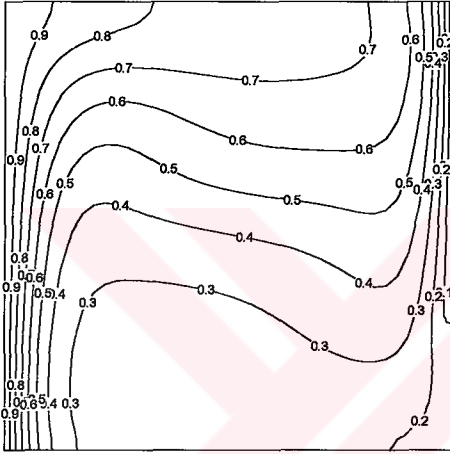
Değiştirilmiş Rayleigh sayısının artması ile dikey hız eğrilerinin değişimi Şekil 3.54'de verilmiştir. Özellikle değiştirilmiş Rayleigh sayısının 10^5 değerinden sonra, eğriler dikey duvarlara doğru sıklaşmakta ve sınır tabaka oluşumu başlamaktadır.



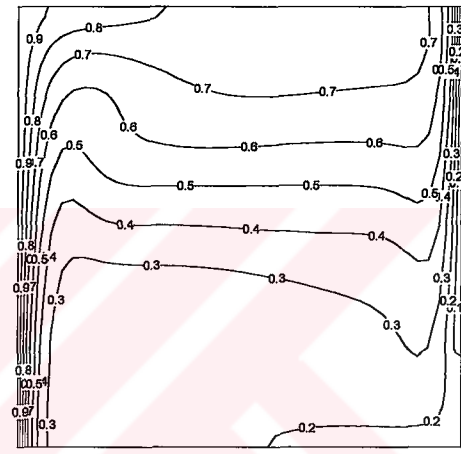
(a)



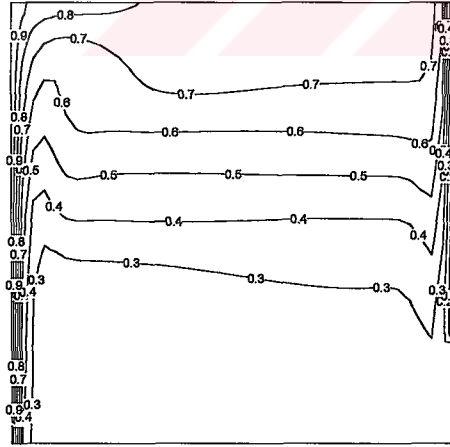
(b)



(c)



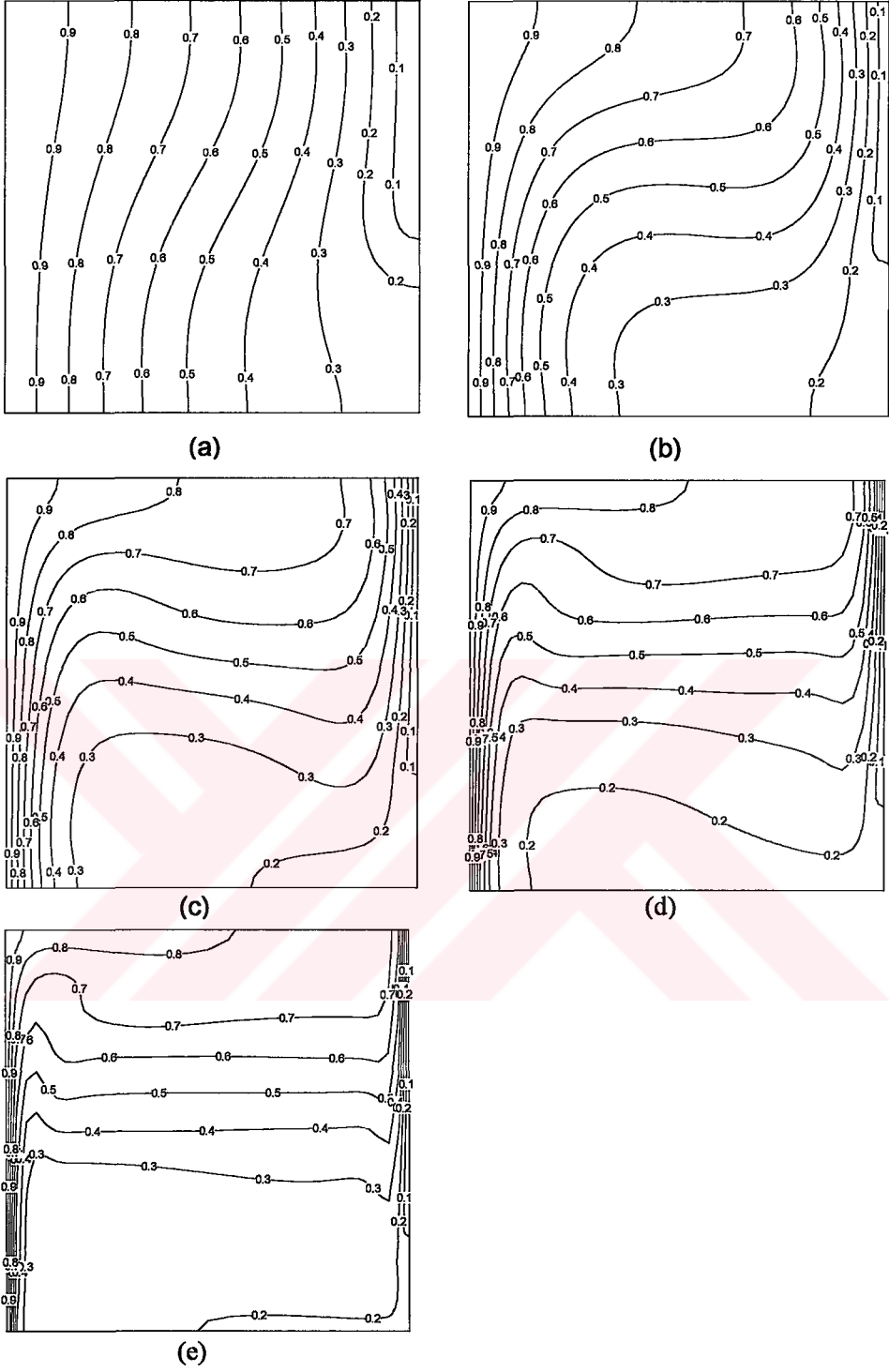
(d)



(e)

Şekil 3.55 Eşsıcaklık eğrileri : (a) $Ra_m=10^3$; (b) $Ra_m=10^4$; (c) $Ra_m=10^5$; (d) $Ra_m=10^6$; (e) $Ra_m=10^7$

Eşsıcaklık eğrilerinin değiştirilmiş Rayleigh sayısı ile değişimleri Şekil 3.55'de verilmiştir. Değiştirilmiş Rayleigh sayısının artması ile kavitenin ortasında düzgün bir sıcaklık dağılımı oluşurken, sıcak duvarda ve açık duvarda ısıl sınır tabakanın etkileri görülmektedir.



Şekil 3.56 Eşderişiklik eğrileri : (a) $Ra_m=10^3$; (b) $Ra_m=10^4$; (c) $Ra_m=10^5$; (d) $Ra_m=10^6$; (e) $Ra_m=10^7$

Kütle geçişi denklemi, enerji denklemi ile tamamen aynı karakterde olduğu için, eşderişiklik eğrileri, eşsıcaklık eğrileri ile aynı dağılımı göstermektedir. Değiştirilmiş Rayleigh sayısının artması ile, dikey duvarlarda derişiklik sınır tabakasının etkileri artmaktadır.

3.8.2. Literatürle Karşılaştırma ve Korelasyonlar

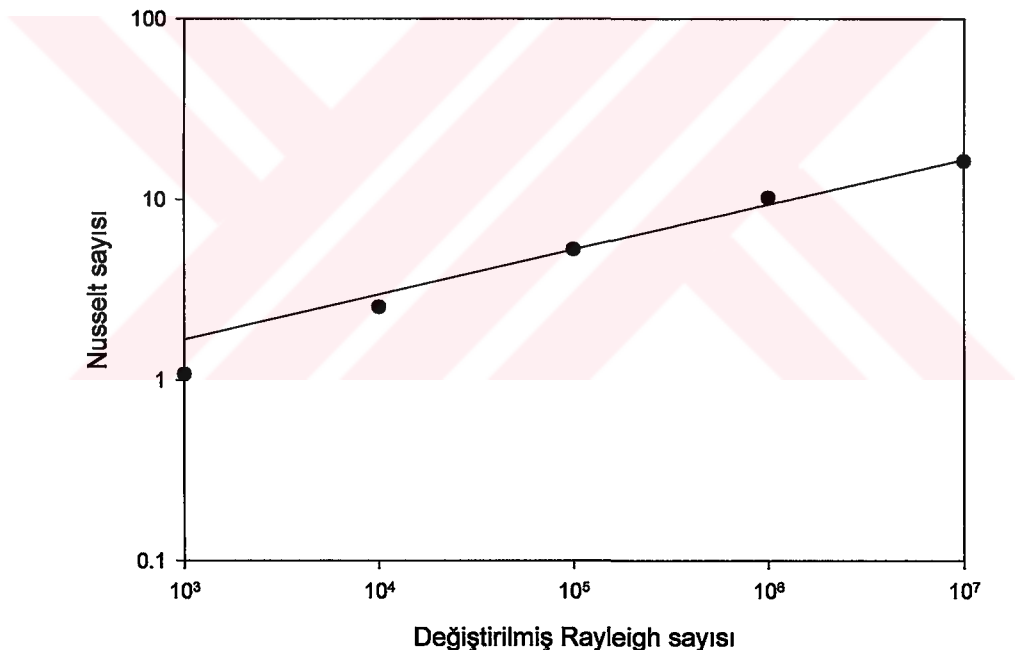
Açık literatürde, bu çalışma ile karşılaştırma yapılabilecek çalışma bulunamamıştır.

Yapılan nümerik analizlerin sonucunda, sıcak duvarın Nusselt ve Sherwood sayıları farklı değiştirilmiş Rayleigh sayıları için hesaplanmış ve aşağıdaki korelasyonlar üretilmiştir.

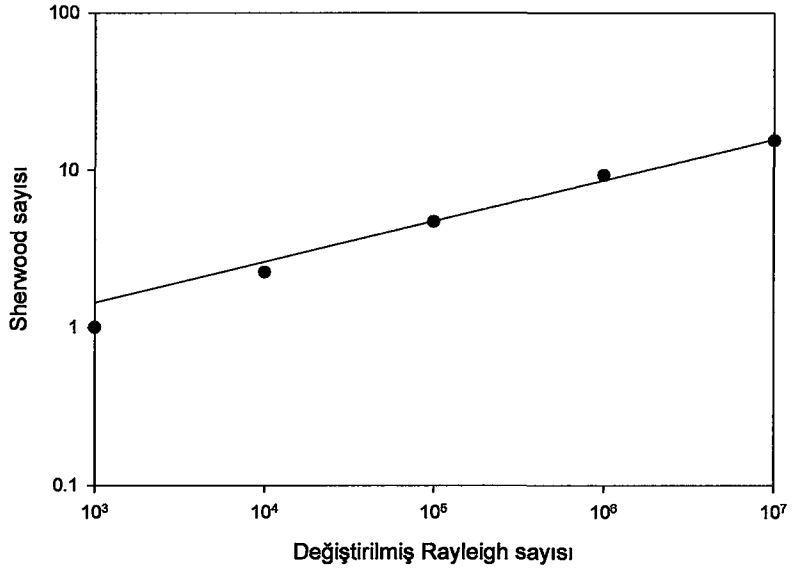
Değiştirilmiş Rayleigh sayısının 10^3 - 10^7 aralığı için,

$$Nu = 0.3006 \cdot Ra_m^{0.249} \quad (3.130)$$

$$Sh = 0.2398 \cdot Ra_m^{0.2593} \quad (3.131)$$



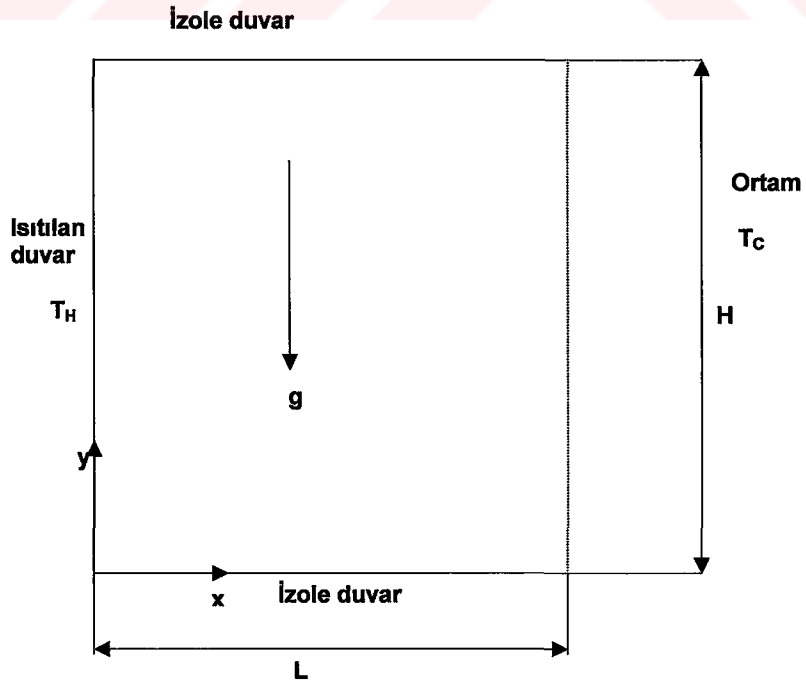
Şekil 3.57 Açık kavite içi laminar ısı ve kütle geçişi durumunda sıcak duvarın Nusselt sayısı için korelasyon ve model sonuçları



Şekil 3.58 Açık kavite içi laminar ısı ve kütle geçişi durumunda sıcak duvarın Sherwood sayısı için korelasyon ve model sonuçları

3.9. Açık Kavite İçinde Türbülanslı Isı Geçişi

Tez çalışmasının bu kısmında, dikey duvarlarından birisi açık olan kavitelerin içinde türbülanslı ısı geçişi incelenmiştir.



Şekil 3.59 Açık kavite içi türbülanslı ısı geçişi için incelenen geometri ve sınır koşulları

Akışı yöneten denklemler, boyutsuzlaştırma parametreleri ve Sonlu Farklar denklemleri Bölüm 3.5’de anlatılan problem ile tamamen aynıdır. Değişken olan kısım, kavitenin açık duvarıdır. Açık duvardaki sınır koşulları, Bölüm 3.7’de verildiği için burada tekrarlanmayacaktır.

Elde edilen Sonlu Farklar denklemleri, FORTRAN programlama dilinde yazılmış bir program kullanılarak çözülmüştür. Çözümleme sırasında, akım fonksiyonunun hesaplanması için Ardışık Aşırı Gevşetme (Successive Over-Relaxation) metodu kullanılmıştır. Çözümün daimi rejime ulaşması için,

$$\max \frac{|\omega_{i,j}^{n+1} - \omega_{i,j}^n|}{|\omega_{i,j}^{n+1}|} \leq 10^{-4} \quad (3.132)$$

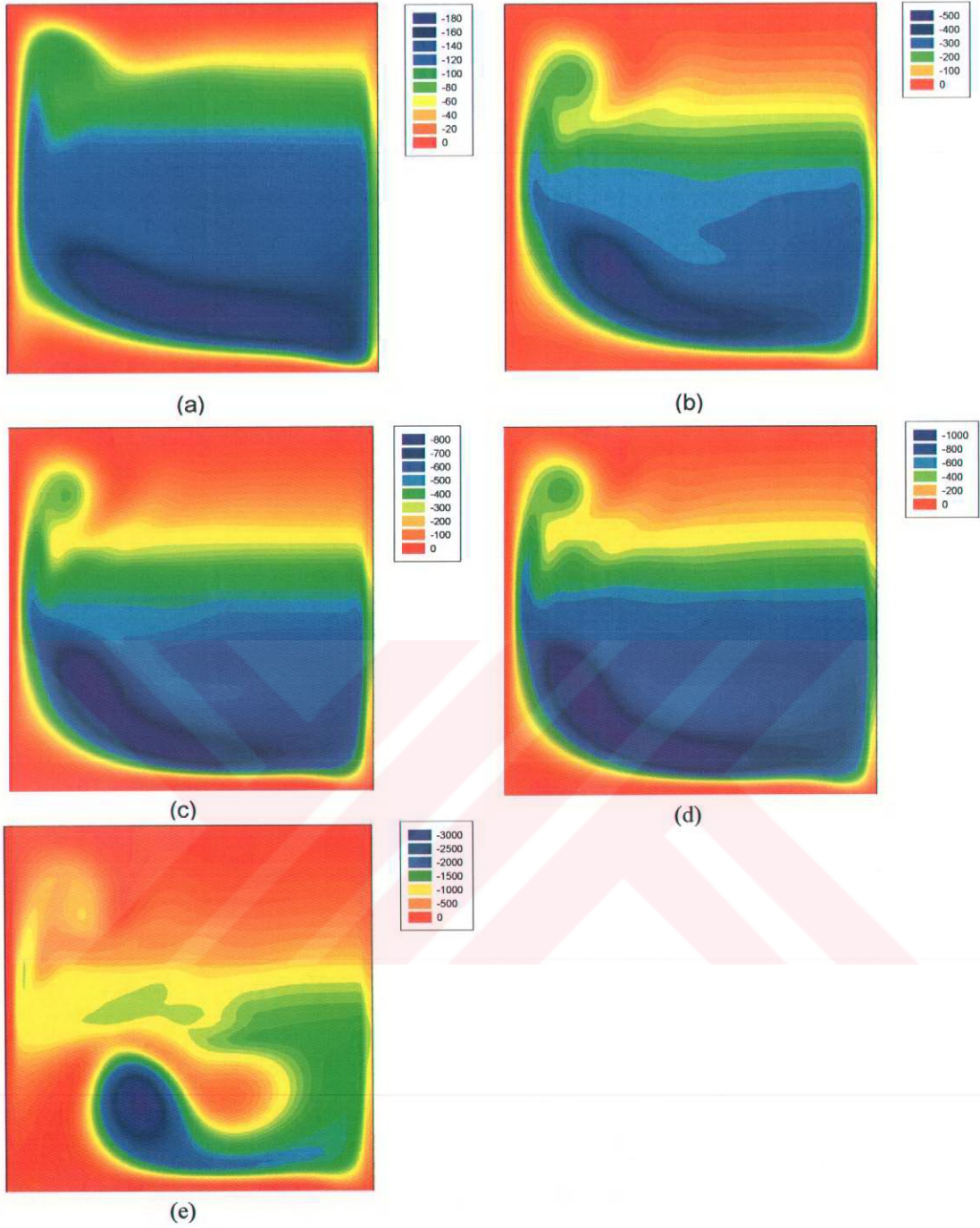
kriteri kullanılmıştır. Bu kriterin sağlandığı durumda, boyutsuz akım fonksiyonu ve boyutsuz sıcaklık değerlerindeki farklar çok daha küçük olmaktadır.

3.9.1. Sonuçlar

Yazılan programda, sınır tabakayı yakalayabilmek için, özel fonksiyonlar kullanılarak duvar diplerine doğru sıklaşan homojen olmayan bir çözüm ağı oluşturulmuş ve Rayleigh sayısının 10^8 - $5 \cdot 10^{10}$ aralığı için zamana bağlı çözümleme yapılmıştır. Çözümlemede, 61X61’lik çözüm ağı kullanılmıştır. Kullanılan çözüm ağı, Bölüm 3.5.1’de anlatılan çözüm ağının aynıdır.

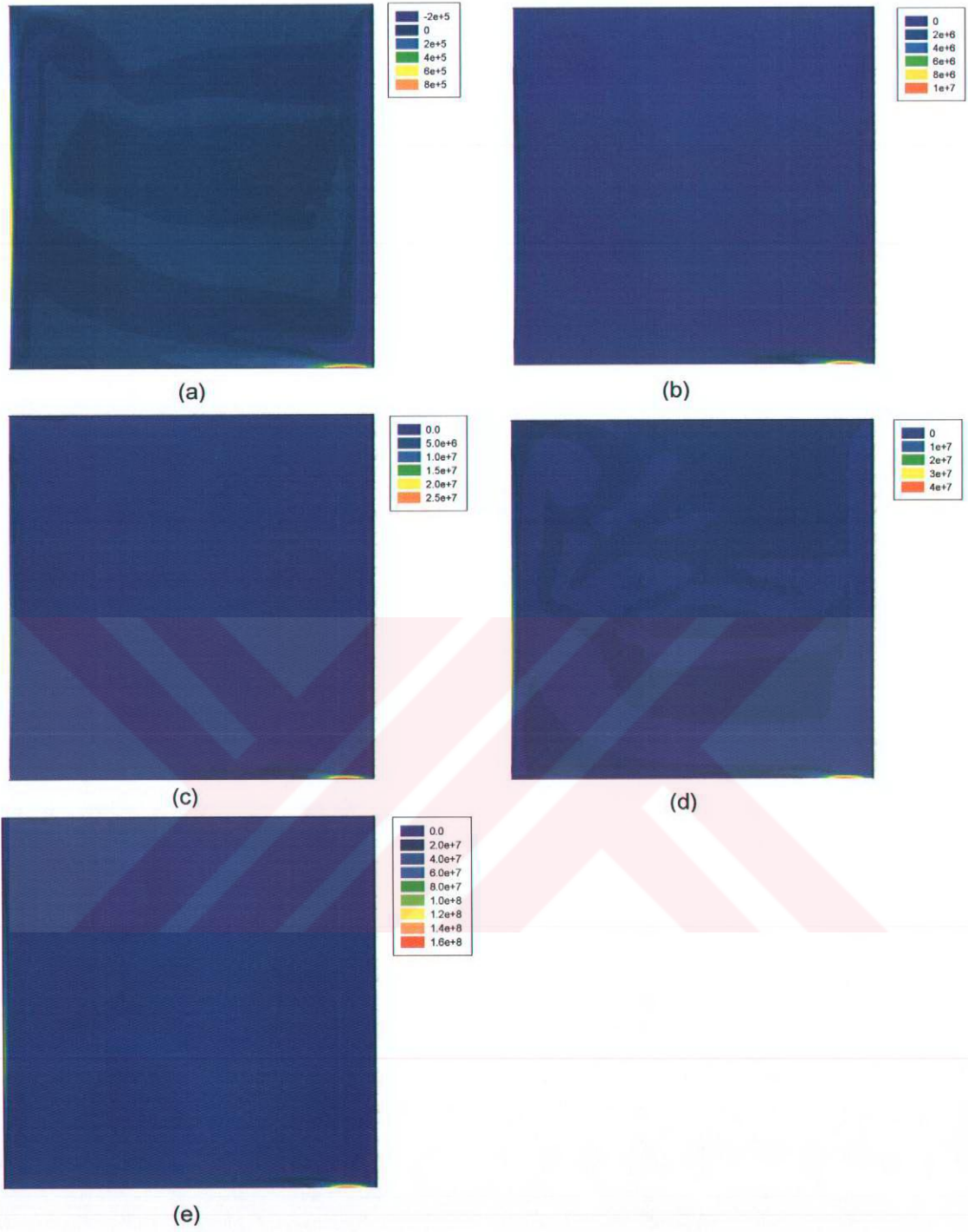
FORTRAN programı, Arçelik A.Ş. ATGM bünyesinde bulunan 28 işlemciye sahip SGI 2000 süperbilgisayarda, SGI Fortran Compiler kullanılarak çok işlemci ile çözümleme yapılacak şekilde derlenmiş, optimize edilmiş ve 28 işlemci kullanılarak çözümleme yapılmıştır.

Şekil 3.60’da, Rayleigh sayısının değişimi ile akım fonksiyonunun değişimi görülmektedir. Rayleigh sayısı arttıkça, türbülansın etkisi dolayısıyla, durağan kısım, giderek küçülmektedir. Kavite içerisinde lokal hareketler başlamaktadır.



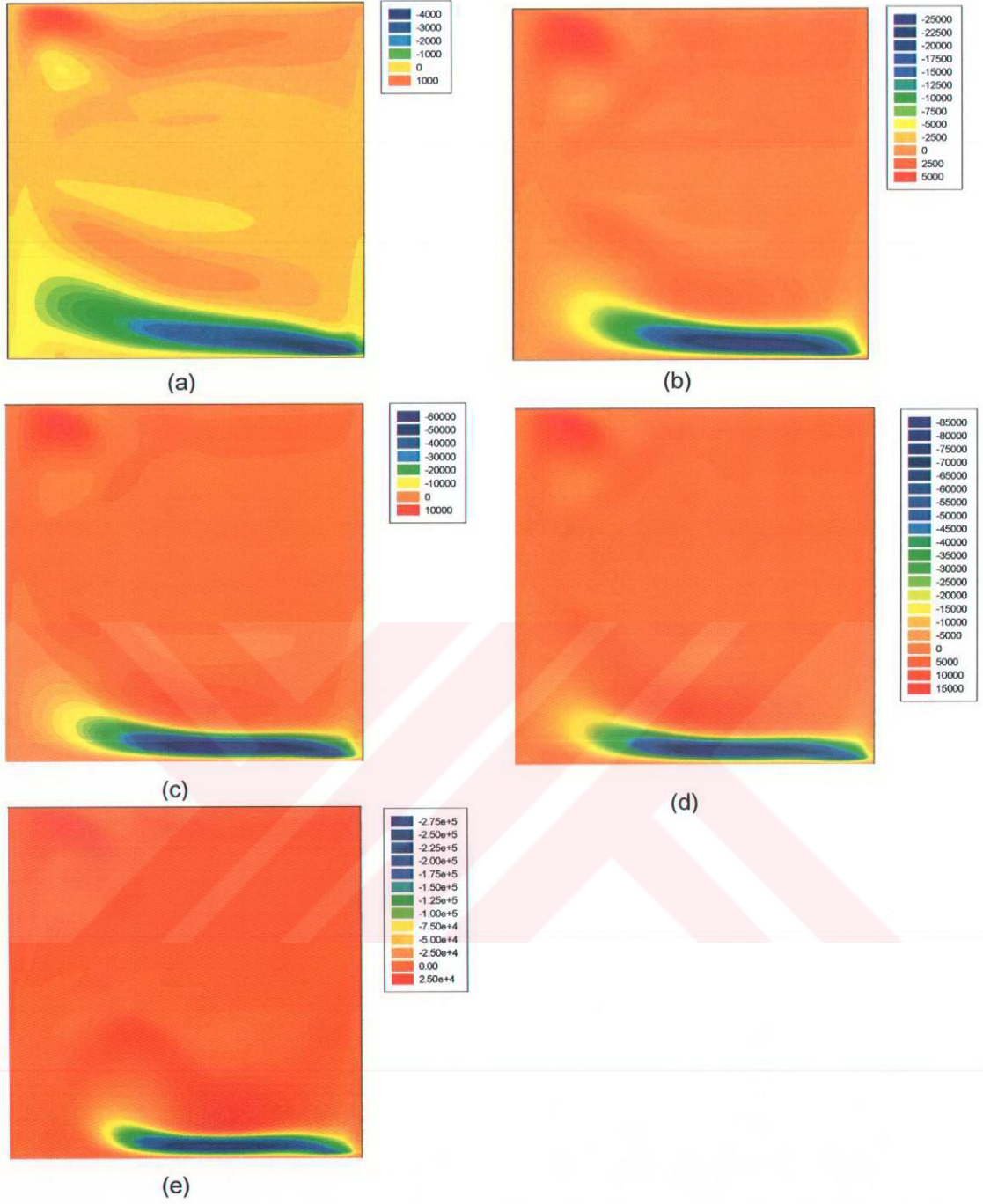
Şekil 3.60 Akım fonksiyonu (a) $Ra=10^8$ (b) $Ra=10^9$ (c) $Ra=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra=10^{10}$ (e) $Ra=5 \cdot 10^{10}$

Çevri eğrilerinin Rayleigh sayısı ile değişimi, Şekil 3.61'de verilmiştir. Rayleigh sayısı arttıkça, sıcak olan sol dikey duvarda çok ince bir sınır tabaka oluşmakta ve çevri eğrileri bu tabakada büyük değişimler göstermektedir. Ayrıca, açık duvar sebebiyle de çevri eğrileri değişim göstermektedir.



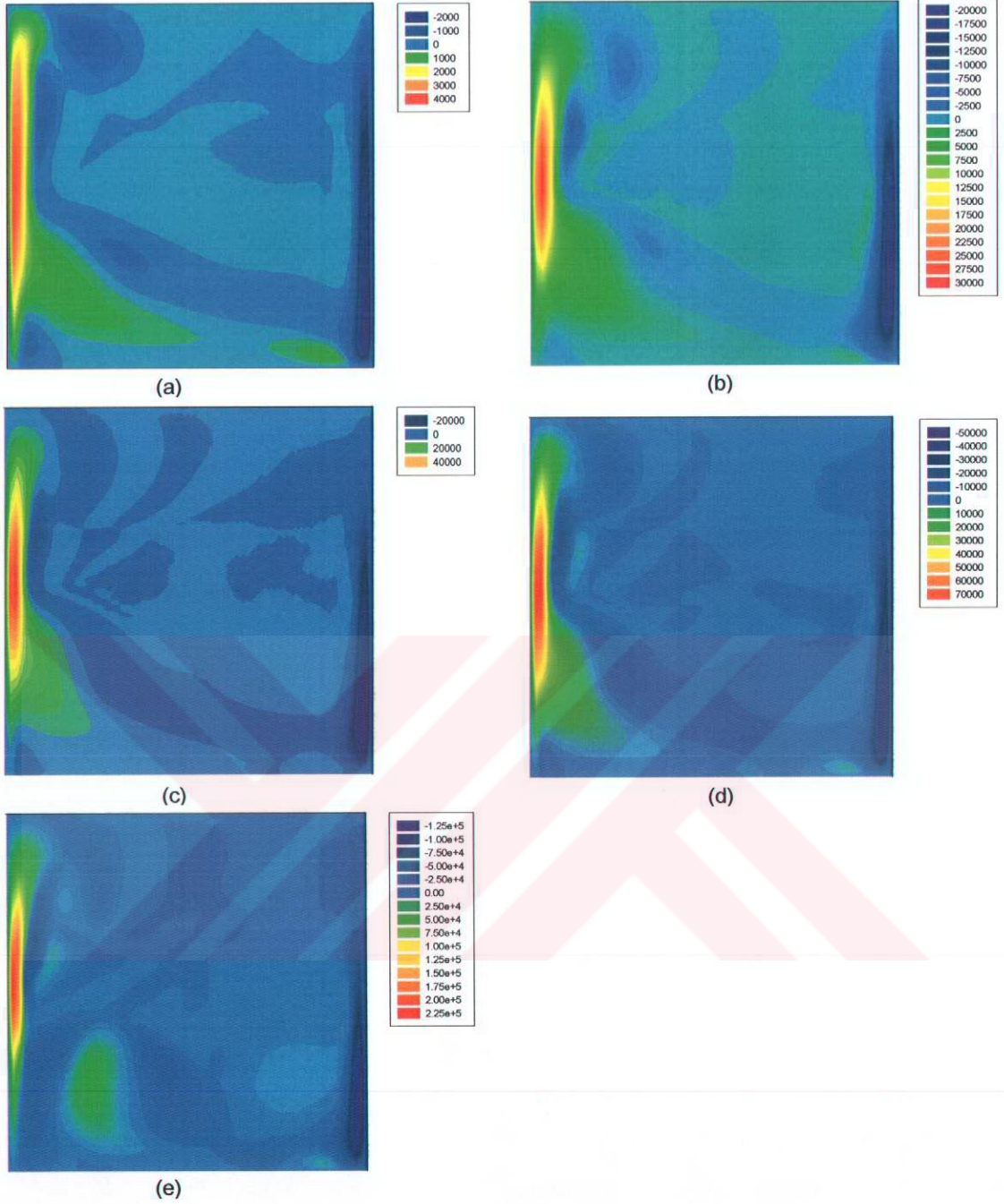
Şekil 3.61 Çevri eğrileri (a) $Ra=10^8$ (b) $Ra=10^9$ (c) $Ra=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra=10^{10}$ (e) $Ra=5 \cdot 10^{10}$

Yatay hız eğrilerinin, kapalı kavite durumuna benzer şekilde, yatay duvarlarda maksimum ve minimum değerlerini aldığı, Şekil 3.62'de gösterilmiştir.



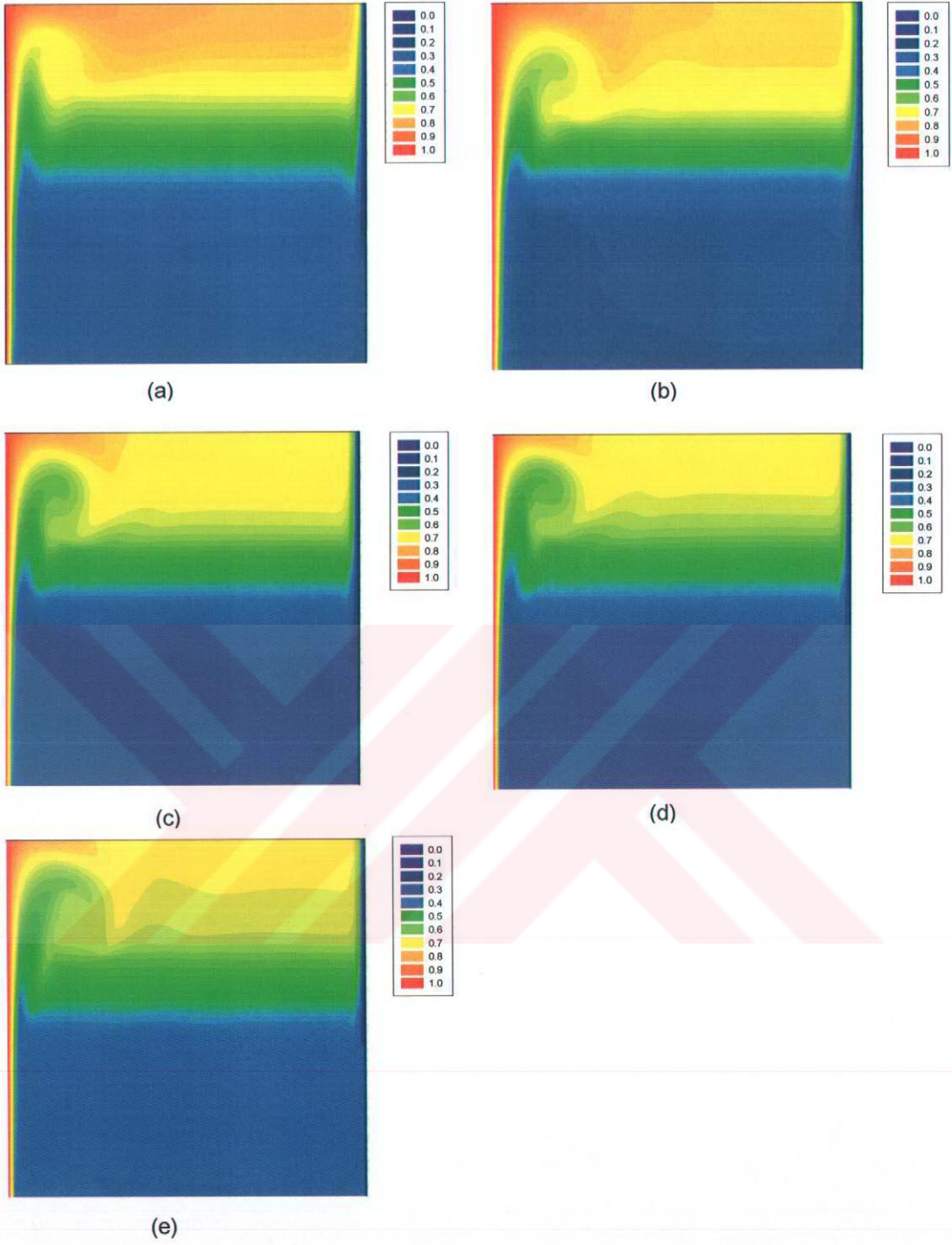
Şekil 3.62 Yatay hız (a) $Ra=10^8$ (b) $Ra=10^9$ (c) $Ra=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra=10^{10}$ (e) $Ra=5 \cdot 10^{10}$

Dikey hız eğrileri de, kapalı kavite durumuna benzer şekilde, dikey duvarlarda maksimum ve minimum değerlerini almaktadır. Bu durumun Rayleigh sayısı ile değişimi Şekil 3.63'de verilmiştir.



Şekil 3.63 Dikey hız (a) $Ra=10^8$ (b) $Ra=10^9$ (c) $Ra=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra=10^{10}$ (e) $Ra=5 \cdot 10^{10}$

Eşsıcaklık eğrileri de, kapalı kavite durumuna benzerlik göstermektedir. Ancak, ortam sıcaklığının etkisi, açık kavite sebebi ile çok daha fazla görülmektedir. Rayleigh sayısı arttıkça, ısıl sınır tabaka incelmektedir.



Şekil 3.64 Eşsıcaklık eğrileri (a) $Ra=10^8$ (b) $Ra=10^9$ (c) $Ra=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra=10^{10}$ (e) $Ra=5 \cdot 10^{10}$

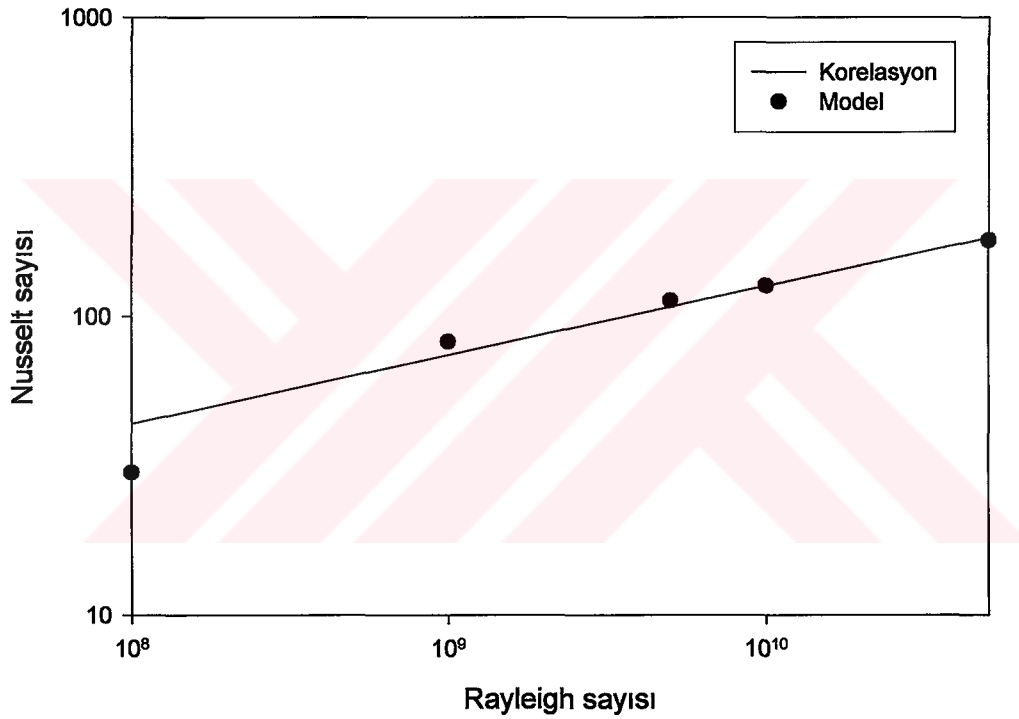
3.9.2. Literatürle Karşılaştırma ve Korelasyon

Rayleigh sayısının 10^8 - $5 \cdot 10^{10}$ aralığı için, literatürde karşılaştırılacak çalışma bulunamamıştır.

Elde edilen nümerik sonuçlara göre, En Küçük Kareler yöntemi kullanılarak aşağıdaki korelasyon önerilmektedir.

Rayleigh sayısının 10^8 - $5 \cdot 10^{10}$ aralığı için,

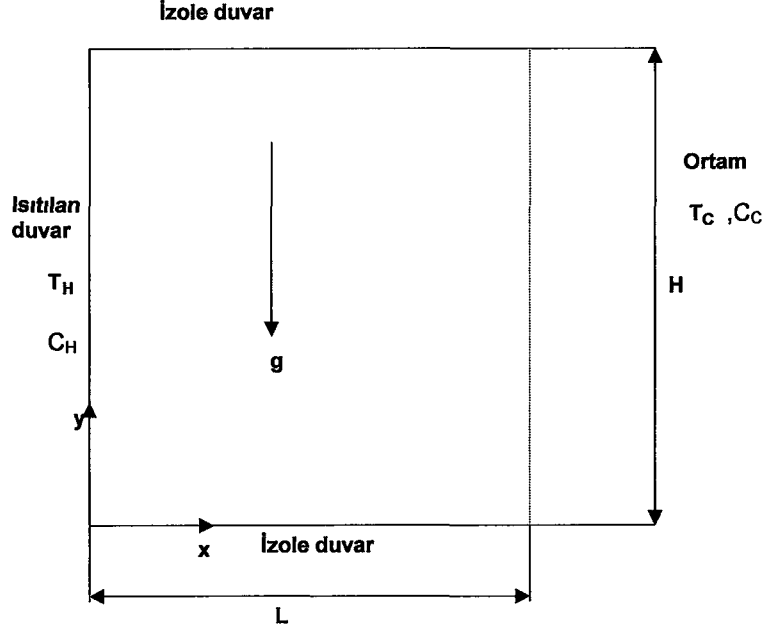
$$Nu = 0.6284 \cdot Ra^{0.2302} \quad (3.133)$$



Şekil 3.65 Açık kavite içi türbülanslı ısı durumunda sıcak duvarın Nusselt sayısı için korelasyon ve model sonuçları

3.10. Açık Kavite İçinde Türbülanslı Isı ve Kütle Geçişi

Tez çalışmasının bu kısmında, dikey duvarlarından birisi açık olan kavitelerin içinde oluşan zamana bağlı türbülanslı ısı geçişi incelenmiştir.



Şekil 3.66 Açık kavite içi türbülanslı ısı ve kütle geçişi için incelenen geometri ve sınır koşulları

Akış denklemleri, boyutsuzlaştırma parametreleri ve Sonlu Farklar denklemleri Bölüm 3.6'da anlatılan problem ile tamamen aynıdır. Değişken olan kısım, kavitenin açık duvarıdır. Açık duvardaki sınır koşulları, Bölüm 3.8'de verildiği için burada tekrarlanmayacaktır.

Elde edilen Sonlu Farklar denklemleri, FORTRAN programlama dilinde yazılmış bir program kullanılarak çözülmüştür. Çözümleme sırasında, akım fonksiyonunun hesaplanması için Ardışık Aşırı Gevşetme (Successive Over-Relaxation) metodu kullanılmıştır. Çözümün daimi rejime ulaşması için,

$$\max \frac{|\omega_{i,j}^{n+1} - \omega_{i,j}^n|}{|\omega_{i,j}^{n+1}|} \leq 10^{-4} \quad (3.134)$$

kriteri kullanılmıştır. Bu kriterin sağlandığı durumda, boyutsuz akım fonksiyonu, boyutsuz sıcaklık ve boyutsuz derişiklik değerlerindeki farklar çok daha küçük olmaktadır.

3.10.1. Sonuçlar

Yazılan programda, sınır tabakayı yakalayabilmek için, özel fonksiyonlar kullanılarak duvar diplerine doğru sıklaşan homojen olmayan bir çözüm ağı oluşturulmuş ve Rayleigh sayısının 10^8 - $5 \cdot 10^{10}$ aralığı için zamana bağlı çözümler yapılmıştır. Çözümlerde, 61X61'lik çözüm ağı kullanılmıştır. Kullanılan zm ağı, Bölüm 3.5.1'de anlatılan çözüm ağının aynısıdır.

FORTTRAN programı, Arçelik A.ř. ATGM bünyesinde bulunan 28 işlemciye sahip SGI 2000 süperbilgisayarda, SGI Fortran Compiler kullanılarak çok işlemci ile çözümler yapılacak şekilde derlenmiş, optimize edilmiş ve 28 işlemci kullanılarak çözümler yapılmıştır.

Bölüm 3.4'e benzer şekilde, değiştirilmiş Rayleigh sayısı (Ra_m) tanımı yapılmıştır.

$$Ra_m = Gr \cdot Pr + Gr_c \cdot Sc \quad (3.135)$$

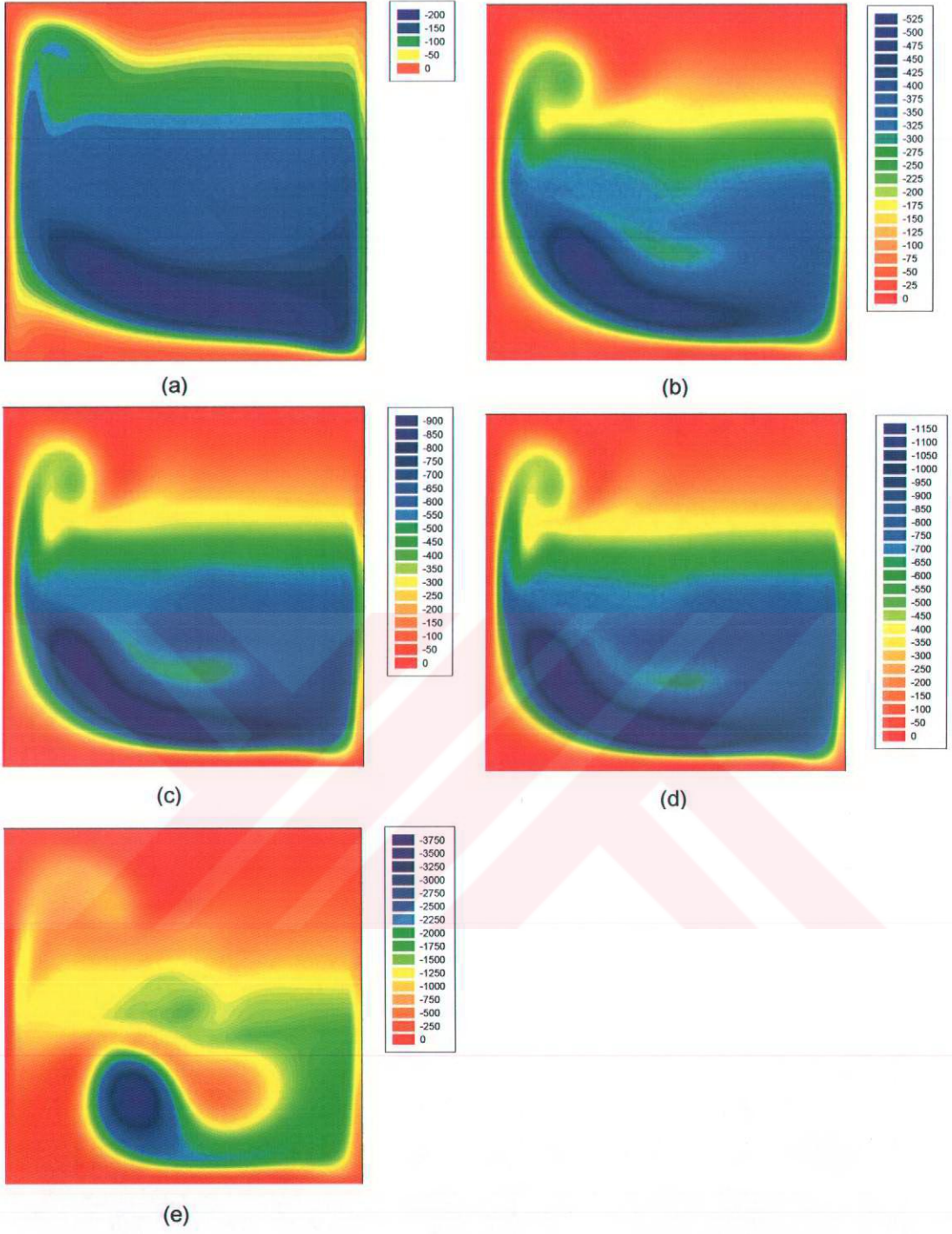
Çalışmada, sıcaklık ve derişikliğin etkisinin birbirine eşit olduğu kabul edilerek, nümerik analizler yapılmıştır.

şekil 3.67'de, değiştirilmiş Rayleigh sayısının değişimi ile akım fonksiyonunun değişimi görülmektedir. Değiştirilmiş Rayleigh sayısı arttıkça, türbülansın etkisi dolayısıyla, durağan kısım, giderek küçülmektedir. Değiştirilmiş Rayleigh sayısının $5 \cdot 10^{10}$ değeri için kavite içinde lokal hareketler göze çarpmaktadır.

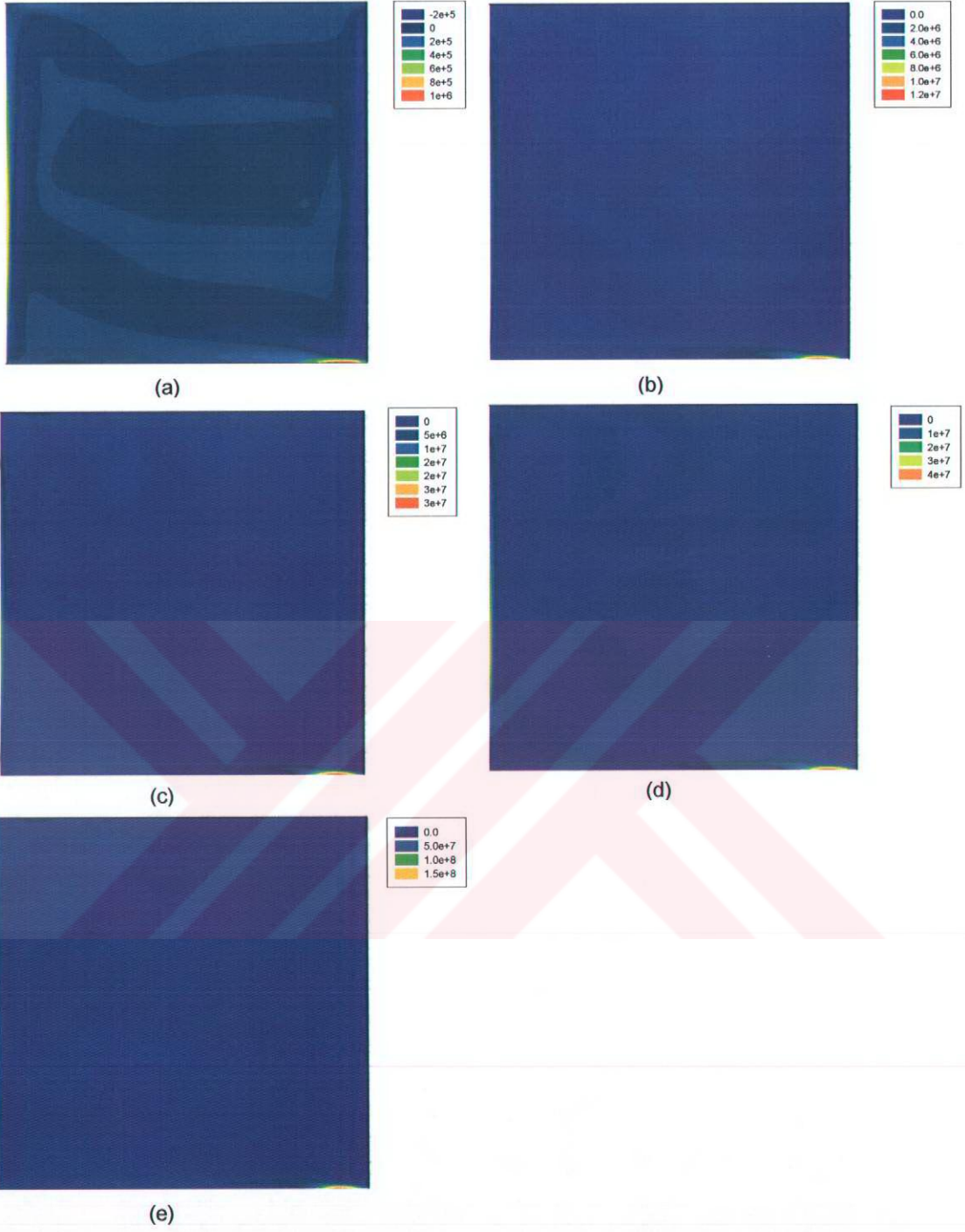
Çevri eğrilerinin değiştirilmiş Rayleigh sayısı ile değişimi, şekil 3.68'de verilmiştir. Değiştirilmiş Rayleigh sayısı arttıkça, sıcak olan sol dikey duvarda çok ince bir sınır tabaka oluşmakta ve çevri eğrileri bu tabakada büyük değişimler göstermektedir. Ayrıca, açık duvar sebebiyle de çevri eğrileri değişim göstermektedir.

Yatay hız eğrilerinin, açık kavite içinde türbülanslı ısı geçişi durumuna benzer şekilde, yatay duvarlarda maksimum ve minimum değerlerini aldığı, şekil 3.69'da gösterilmiştir.

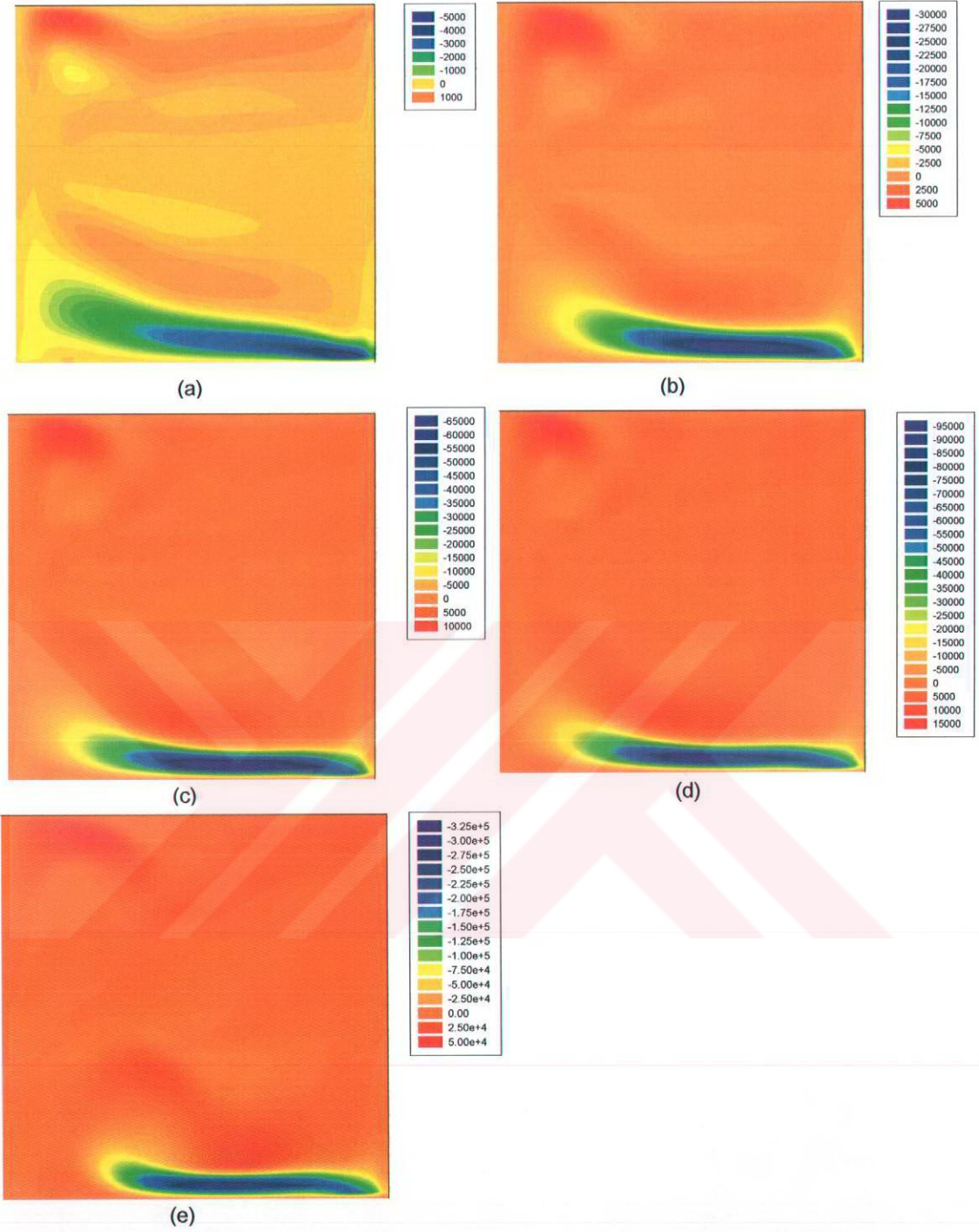
Dikey hız eğrileri de, açık kavite içinde türbülanslı ısı geçişi durumuna benzer şekilde, dikey duvarlarda maksimum ve minimum değerlerini almaktadır. Bu durumun değiştirilmiş Rayleigh sayısı ile değişimi şekil 3.70'de verilmiştir.



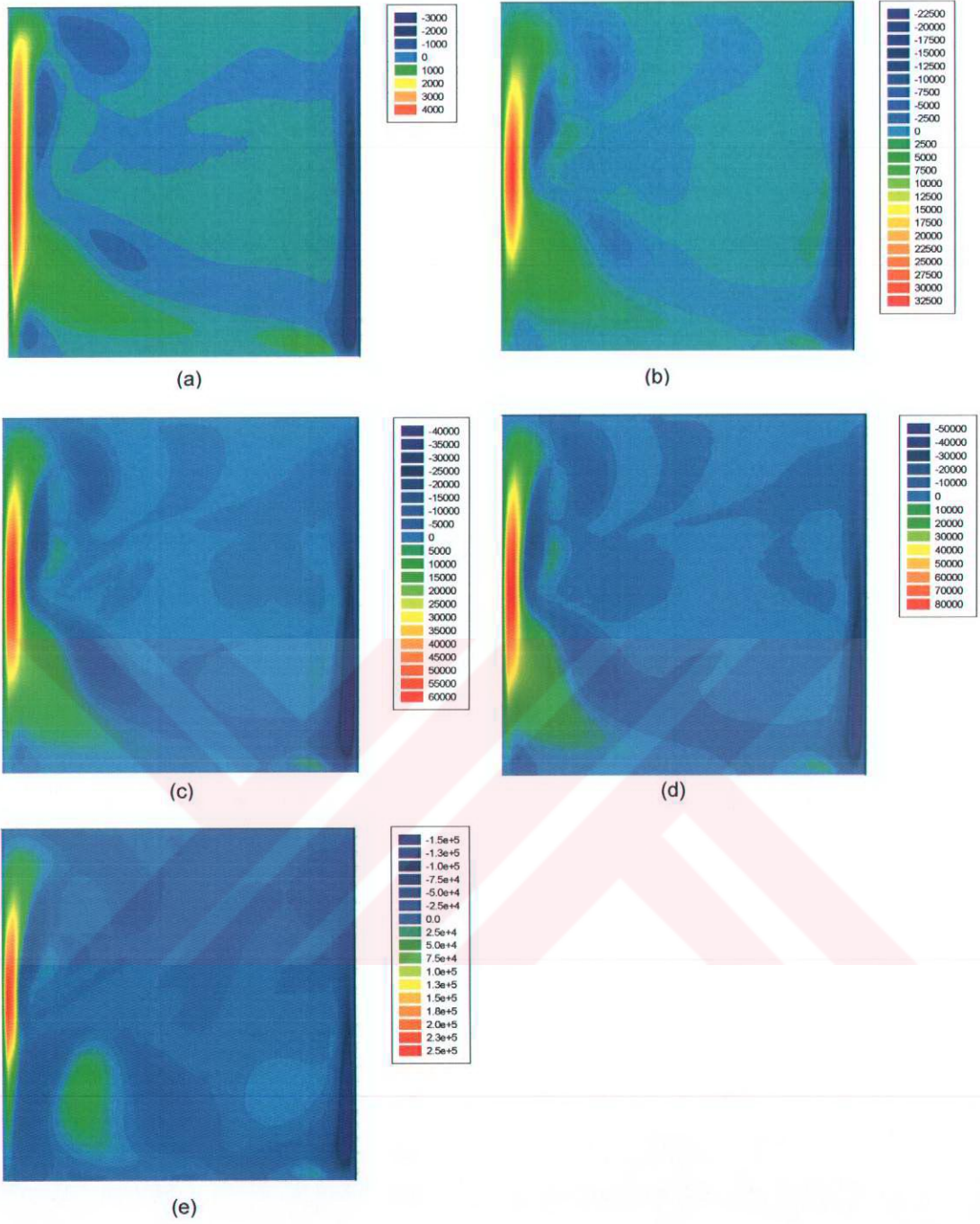
Şekil 3.67 Akım fonksiyonu (a) $Ra_m=10^8$ (b) $Ra_m=10^9$ (c) $Ra_m=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra_m=10^{10}$ (e) $Ra_m=5 \cdot 10^{10}$



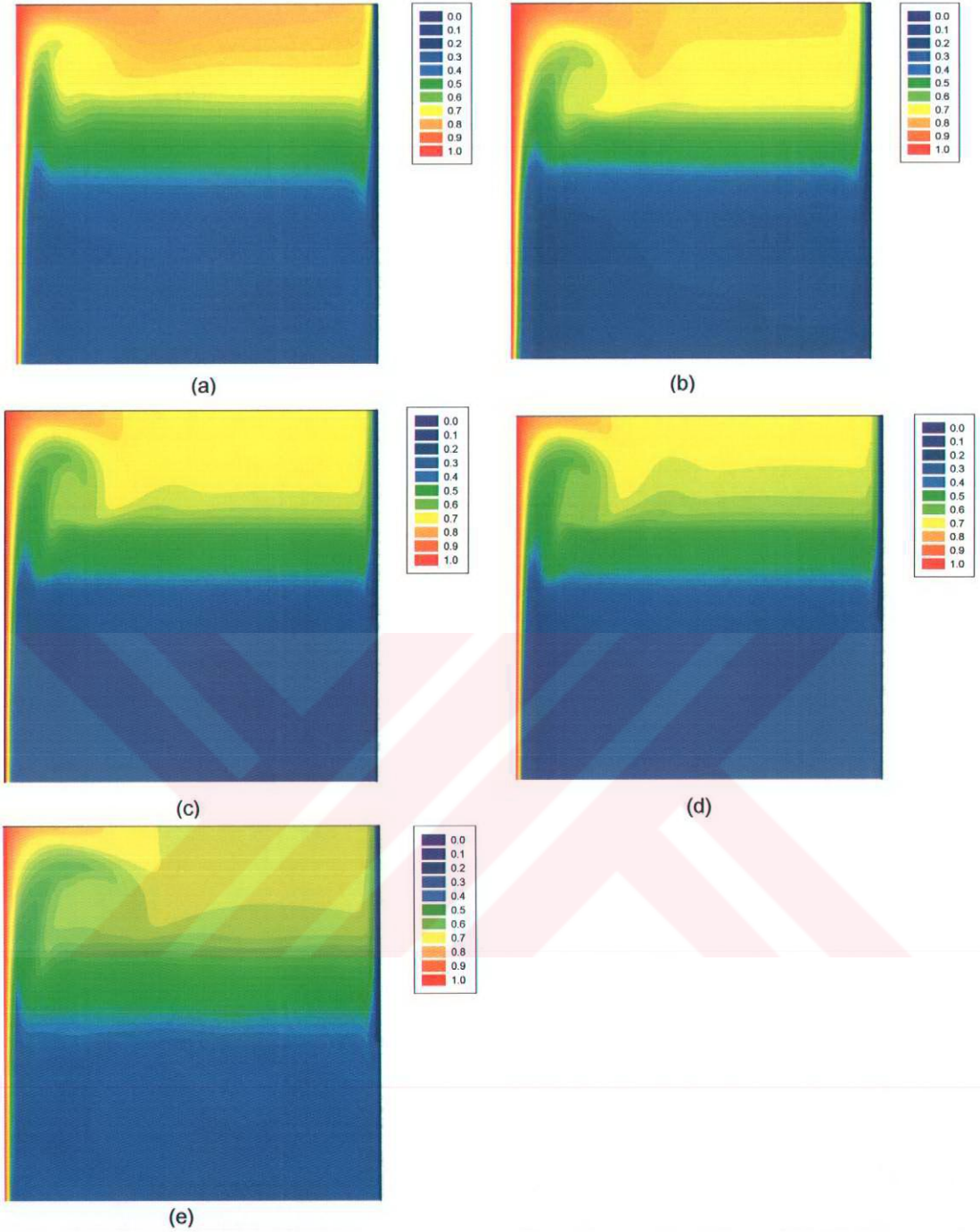
Şekil 3.68 Çevri eğrileri (a) $Ra_m=10^8$ (b) $Ra_m=10^9$ (c) $Ra_m=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra_m=10^{10}$ (e) $Ra_m=5 \cdot 10^{10}$



Şekil 3.69 Yatay hız (a) $Ra_m = 10^8$ (b) $Ra_m = 10^9$ (c) $Ra_m = 5 \cdot 10^9$ (d) $Ra_m = 10^{10}$ (e) $Ra_m = 5 \cdot 10^{10}$

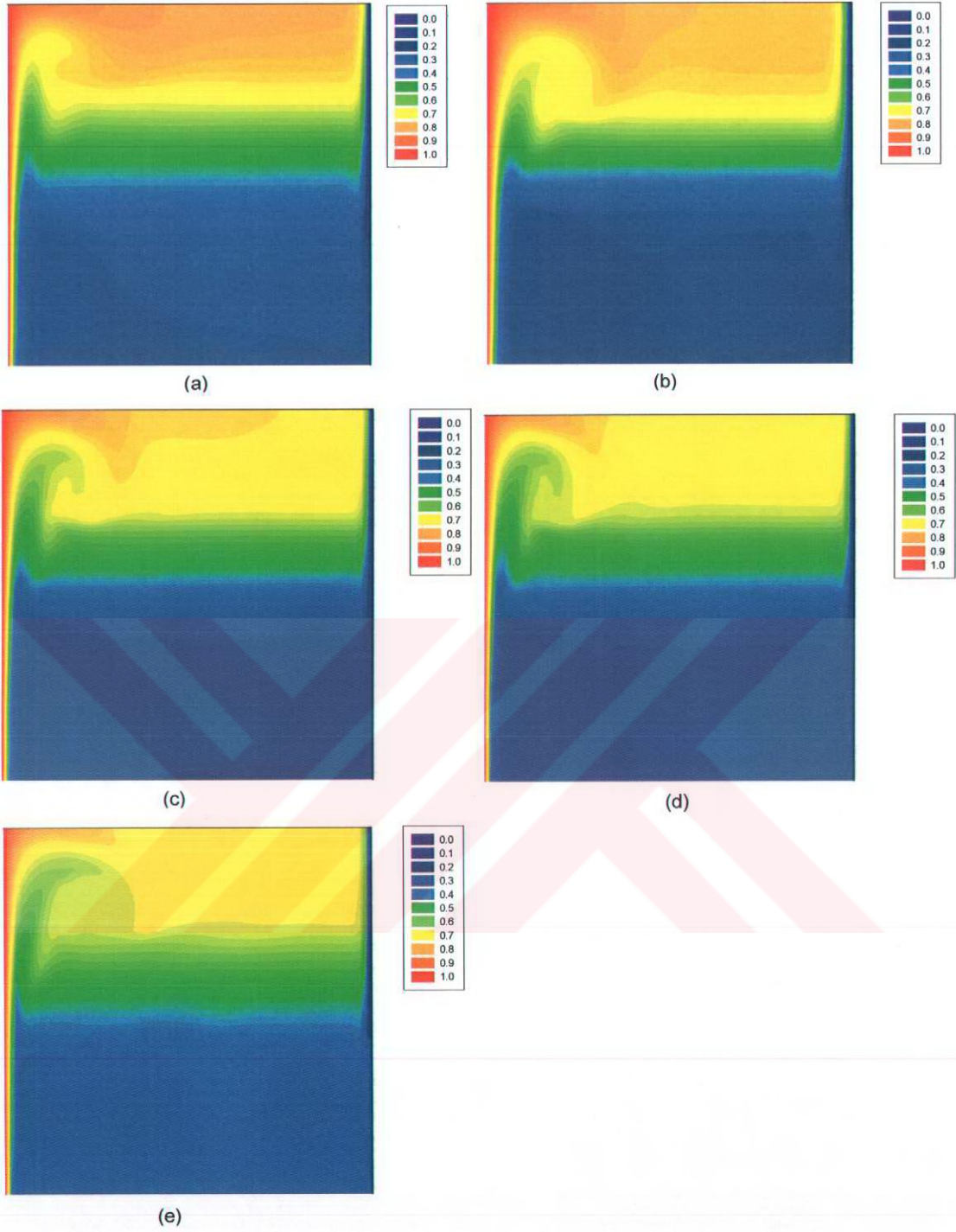


Şekil 3.70 Dikey hız (a) $Ra_m = 10^8$ (b) $Ra_m = 10^9$ (c) $Ra_m = 5 \cdot 10^9$ (d) $Ra_m = 10^{10}$ (e) $Ra_m = 5 \cdot 10^{10}$



Şekil 3.71 Eşsıcaklık eğrileri (a) $Ra_m=10^8$ (b) $Ra_m=10^9$ (c) $Ra_m=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra_m=10^{10}$ (e) $Ra_m=5 \cdot 10^{10}$

Eşsıcaklık eğrilerinin değiştirilmiş Rayleigh sayısı ile değişimi Şekil 3.71'de verilmiştir. Ortam sıcaklığının etkisi, açık kavite sebebi ile çok daha fazla görülmektedir. Rayleigh sayısı arttıkça, ısı sınır tabaka incelmektedir.



Şekil 3.72 Eşderişiklik eğrileri (a) $Ra_m=10^8$ (b) $Ra_m=10^9$ (c) $Ra_m=5 \cdot 10^9$ (d) $Ra_m=10^{10}$ (e) $Ra_m=5 \cdot 10^{10}$

Kütle geçişi denklemi, enerji denklemi ile tamamen aynı karakterde olduğu için, eşderişiklik eğrileri, eşsıcaklık eğrileri ile aynı eğilimi göstermektedir. Değiştirilmiş Rayleigh sayısının artması ile, dikey duvarlarda derişiklik sınır tabakası incelmektedir.

3.10.2. Literatürle Karşılaştırma ve Korelasyonlar

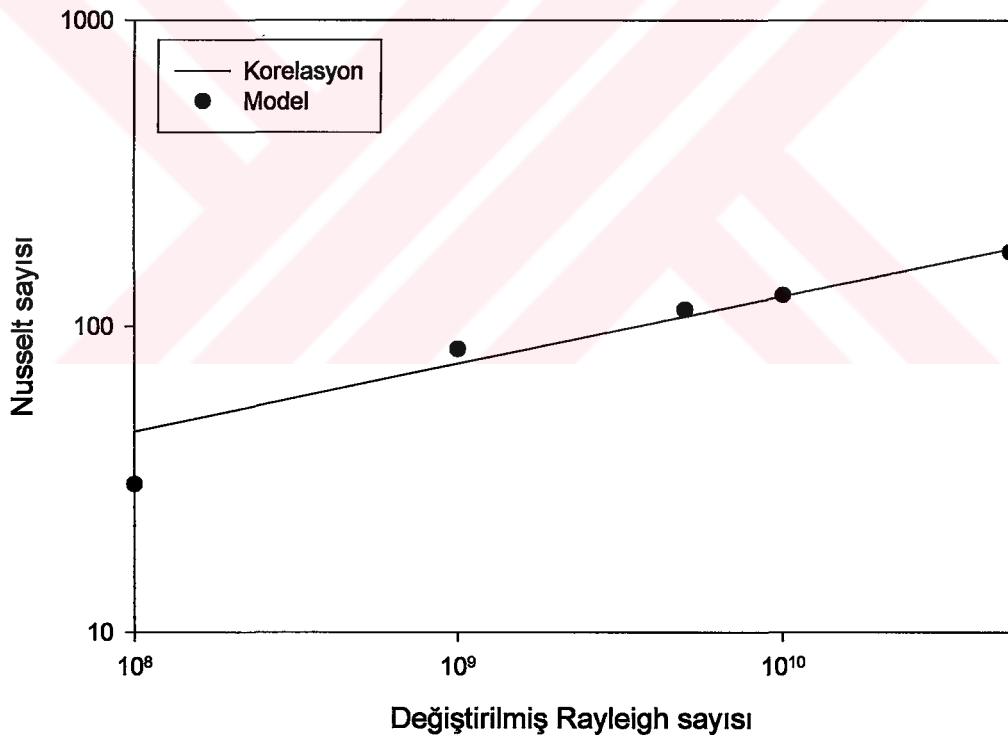
Açık literatürde, bu çalışma ile karşılaştırma yapılabilecek çalışma bulunamamıştır.

Yapılan nümerik analizlerin sonucunda, sıcak duvarın Nusselt ve Sherwood sayıları farklı değiştirilmiş Rayleigh sayıları için hesaplanmış ve aşağıdaki korelasyonlar üretilmiştir.

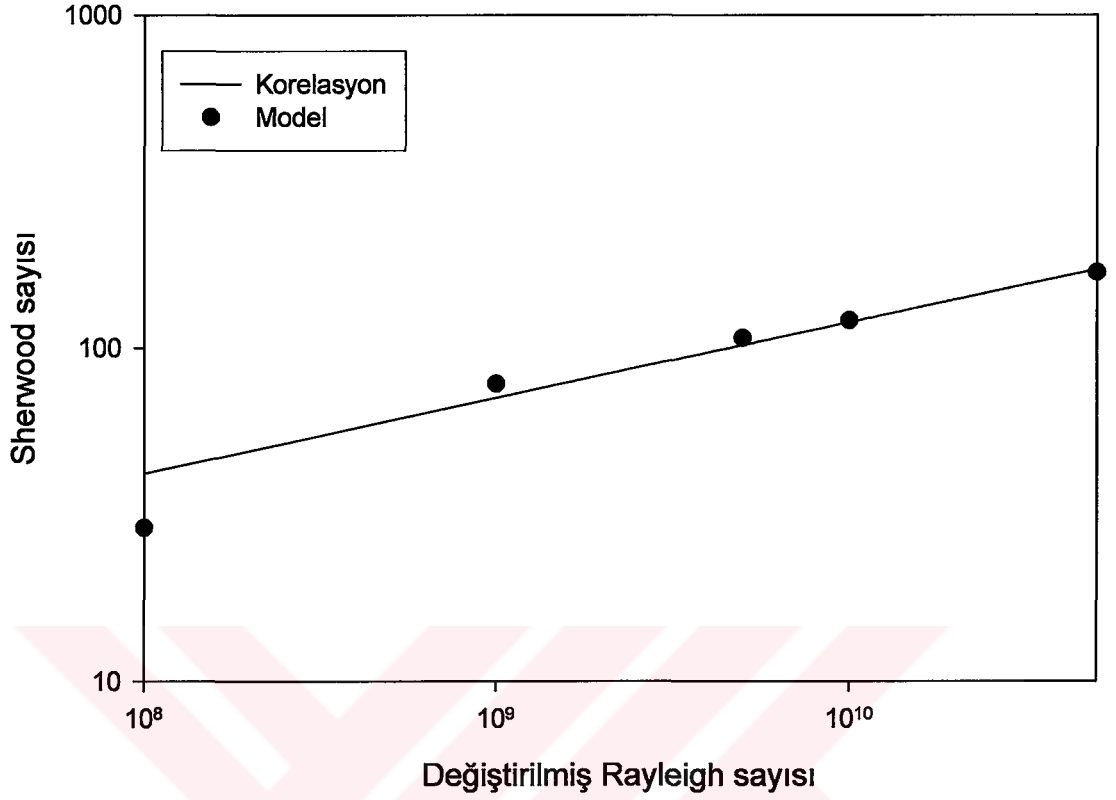
Değiştirilmiş Rayleigh sayısının 10^8 - $5 \cdot 10^{10}$ aralığı için,

$$Nu = 0.7719 \cdot Ra_m^{0.2211} \quad (3.136)$$

$$Sh = 0.6424 \cdot Ra_m^{0.2269} \quad (3.137)$$



Şekil 3.73 Açık kavite içi türbülanslı ısı ve kütle geçişi durumunda sıcak duvarın Nusselt sayısı için korelasyon ve model sonuçları



Şekil 3.74 Açık kavite içi türbülanslı ısı ve kütle geçişi durumunda sıcak duvarın Sherwood sayısı için korelasyon ve model sonuçları

3.11. Matematik Modelleme Sonuçları

Bu bölümde anlatılan 8 matematik model yardımı ile, hem kapalı kaviteler hem de açık kaviteler için, laminar ve türbülanslı akış durumlarında oluşan ısı geçişi ve ısı ile kütle geçişinin birarada olduğu durum nümerik olarak incelenmiştir. Yapılan nümerik analizler sonucunda elde edilen sonuçlar, korelasyonlar olarak ifade edilmiştir.

Elde edilen korelasyonlar ve bu korelasyonların geçerli olduğu aralıklar, Tablo 3.2'de verilmiştir.

Tablo 3.2 Nümerik çalışmalar sonucu elde edilen korelasyonlar ve bu korelasyonların geçerli olduğu aralıklar

Akış koşulu		Korelasyon		Aralık
Kapalı kavite	Laminer ısı geçişi	$Nu = 0.1998 \cdot Ra^{0.2716}$		$10^3 \leq Ra \leq 10^7$
	Laminer ısı ve kütle geçişi	$Nu = 0.2087 \cdot Ra_m^{0.2729}$	$Sh = 0.1308 \cdot Ra_m^{0.3140}$	$10^3 \leq Ra_m \leq 10^7$
	Türlölanslı ısı geçişi	$Nu = 0.9016 \cdot Ra^{0.2079}$		$10^8 \leq Ra \leq 5 \cdot 10^{10}$
	Türlölanslı ısı ve kütle geçişi	$Nu = 1.1883 \cdot Ra_m^{0.1974}$	$Sh = 0.2107 \cdot Ra_m^{0.2107}$	$10^8 \leq Ra_m \leq 5 \cdot 10^{10}$
Açık kavite	Laminer ısı geçişi	$Nu = 0.2735 \cdot Ra^{0.2535}$		$10^3 \leq Ra \leq 10^7$
	Laminer ısı ve kütle geçişi	$Nu = 0.3006 \cdot Ra_m^{0.249}$	$Sh = 0.2398 \cdot Ra_m^{0.2593}$	$10^3 \leq Ra_m \leq 10^7$
	Türlölanslı ısı geçişi	$Nu = 0.6284 \cdot Ra^{0.2302}$		$10^8 \leq Ra \leq 5 \cdot 10^{10}$
	Türlölanslı ısı ve kütle geçişi	$Nu = 0.7719 \cdot Ra_m^{0.2211}$	$Sh = 0.6424 \cdot Ra_m^{0.2269}$	$10^8 \leq Ra_m \leq 5 \cdot 10^{10}$

4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Bu bölümde, Bölüm 3'de oluşturulan matematik modellerin buzdolabı geometrisi üzerinde validasyonuna yönelik yapılan çalışmalar anlatılmıştır. Çalışmalar 3 bölüm halinde yürütülmüştür.

1. Kapalı kavite içinde hız ölçümü
2. Buzdolabı içinde, açık ve kapalı kapı durumlarında çok noktadan sıcaklık ölçümü
3. Buzdolabı içinde, açık ve kapalı kapı durumlarında çok noktadan bağıl nem ölçümü

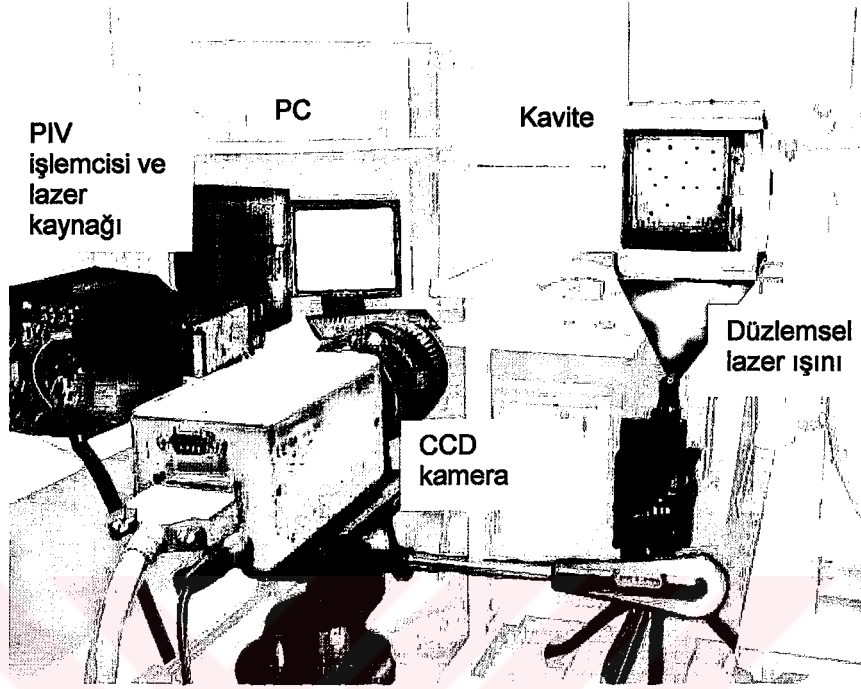
4.1. Kapalı Kavite İçinde Hız Ölçümü

4.1.1. Giriş

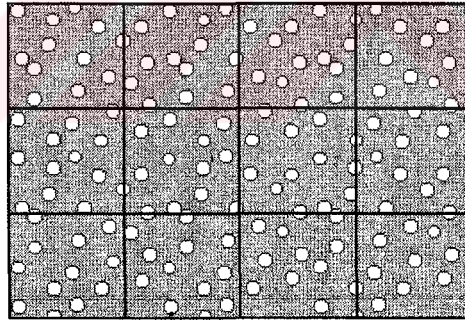
Tez çalışmasının bu bölümünde, matematik modellerin geçerliliğini göstermek amacı ile oluşturulan özel bir kaviteden ve PIV (Particle Image Velocimetry) sistemi kullanılarak yapılan ölçüm çalışmalarından bahsedilmektedir. Bu amaçla, öncelikle PIV sisteminin tanıtılmasına ihtiyaç vardır.

PIV, bir akış alanının tamamının hız dağılımını anlık olarak ölçebilen bir ölçüm sistemidir. İncelenen akışkan ve akış türüne göre seçilmesi gereken Seeding parçacıkları, akışa verilir ve stroboskopik özelliğe sahip düzlemsel bir Lazer ışını ile aydınlatılan akış alanının fotoğrafları çekilir. Aydınlatılan Seeding parçacıklarının pozisyonlarını tespit etmek için, bir CCD (Charge Coupled Device) kamera kullanılır. İki boyutlu ölçümlerde bir adet Lazer kaynağı ve bir adet CCD kamera yeterli iken, üç boyutlu ölçümlerde bir adet Lazer kaynağı ve iki adet CCD kameraya ihtiyaç vardır. İki boyutlu ölçümlerde düzlemsel Lazer ışını ile CCD kamera arasındaki açı 90° , üç boyutlu ölçümlerde ise iki CCD kamera arasındaki açı 45° 'dir. Böylece, her iki kameranın da akış alanının tümünü görmesi sağlanır. Kullanılan özel bir işlemci (PIV processor) yardımı ile, düzlemsel Lazer ışınının akış alanına gönderildiği

zaman ve CCD kameranın çekim yaptığı zaman arasındaki senkronizasyon sağlanır.



Şekil 4.1 PIV sistemi



Şekil 4.2 Altbölgeler

CCD kameranın çektiği resimler, küçük dikdörtgen altbölgelere (interrogation area) bölünür ve Lazer düzleminin iki kere akış alanını aydınlatması sonucunda çekilen iki fotoğraf arasında, ortalama bir yer değiştirme vektörü elde edebilmek için korelasyon kurulumu yapılır. Bu işlem, bütün altbölgeler için yapılarak, parçacıkların ortalama yerdeğişimleri, bir vektör haritası olarak elde edilir. Çekilen iki fotoğraf arasındaki zaman dilimi bilindiğinden, elde edilen yerdeğişimi vektörleri hız vektörlerine çevrilebilir.

PIV sistemi, zamana bağılı ölçüm yapan bir sistem olduğu için, anlık fotoğraflama sırasında akış alanındaki bazı noktalarda parçacıklar bulunmayabilir. Bu sebeple, ölçüm sonucu elde edilen hız vektörlerinin valide edilmesi gereklidir. Elde edilen vektörlerin validasyonu için, çeşitli validasyon ve filtreleme algoritmaları geliştirilmiştir. Bu çalışmada da, bahsedilen algoritmalar kullanılmıştır.

4.1.2. Kavite Geometrisi

Hız ölçümlerini gerçekleştirebilmek için, 210 X 210 X 210 mm boyutlarında kübik bir kavite hazırlanmıştır. Kavitenin boyutlarının bu şekilde seçilmesinin sebebi, PIV sisteminde kullanılan CCD kameranın, maksimum çözünürlükte görebileceği maksimum büyüklüğün 210 mm olmasıdır.

Matematik modelin geçerliliğini gösterebilmek için, kavitenin dikey duvarlarından birisi ortam sıcaklığından daha yüksek bir sıcaklığa, duvar boyunca yerleştirilen bir elektrikli ısıtıcının bir varyak yardımıyla ayarlanması ile ısıtılmıştır. Isıtılan dikey duvarın karşısındaki dikey duvar ise ortam sıcaklığının biraz üzerindeki bir sıcaklığa ayarlanmıştır. Kavitenin diğer dikey duvarlarından birisi ve alt yatay duvarı ısıya dayanıklı özel bir camdan imal edilmiştir. Bu şekilde Lazer düzlemi akış alanına gönderilmiş ve CCD kameranın çekim yapması sağlanmıştır.



Şekil 4.3 PIV deneyleri için kullanılan kavite

Kavitenin cam duvarları 5 mm kalınlığında seçilerek, Lazer ışınının akış alanına kırılmadan gönderilmesi sağlanmıştır. Deneyler öncesinde bütün kavite duvarları 50 mm kalınlığında poliüretan izolasyon malzemesi ile kapatılmıştır. Duvar sıcaklıkları istenilen değerlere geldiğinde, CCD kameranın çekim yaptığı cam duvarın önündeki izolasyon tamamen kaldırılmıştır. Düzlemsel Lazer ışını, yatay alt cam duvardan, izolasyon malzemesi üzerinde 5 mm genişliğinde bir oyuk açılarak kavite içine gönderilmiştir. Kavite duvar sıcaklıkları, PIV ölçümü yapılan orta kesite takılan J tipi termoelemanlar kullanılarak ölçülmüştür. Sıcaklıklar istenilen değerde sabitlendiği an, PIV ölçümü başlatılmıştır.

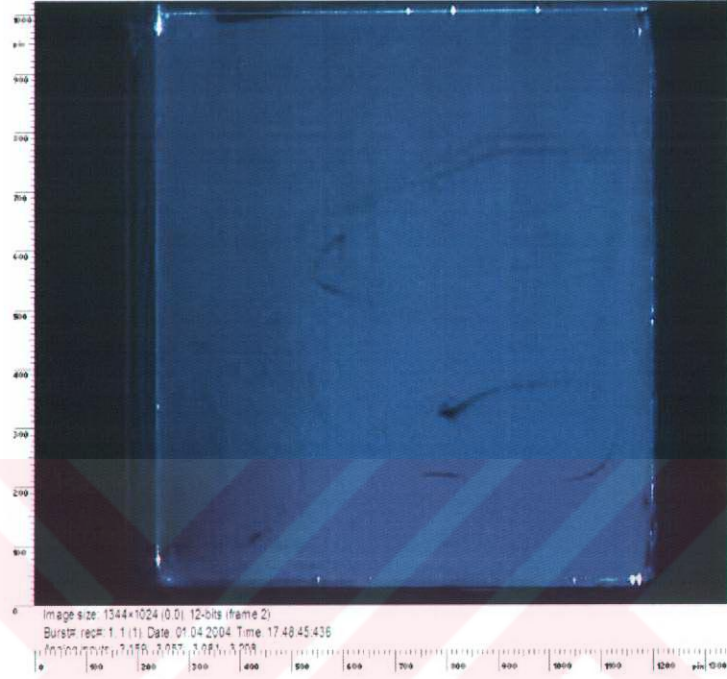
4.1.3. Hız Ölçümü

Matematik modelin geçerliliğini gösterebilmek amacıyla, kapalı kavite içinde PIV ölçümü yapılmıştır. Yapılan deneyde, sıcak duvar sıcaklığı 69 °C, soğuk duvar sıcaklığı ise 32 °C'de sabit tutulmuştur. Diğer duvarlar ise adyabatiktir. Bu durumda, Rayleigh sayısı $1.937 \cdot 10^7$ olarak hesaplanmıştır. Rayleigh sayısının 10^7 - 10^8 aralığında seçilmesinin sebebi, bu aralık için akışın geçiş (transition) özellikleri göstermesidir. Dolayısıyla, bu aralık için yapılacak doğru bir ölçümün, hem laminar hem de türbülanslı akış için de tekrarlanabileceği düşünülmüştür.

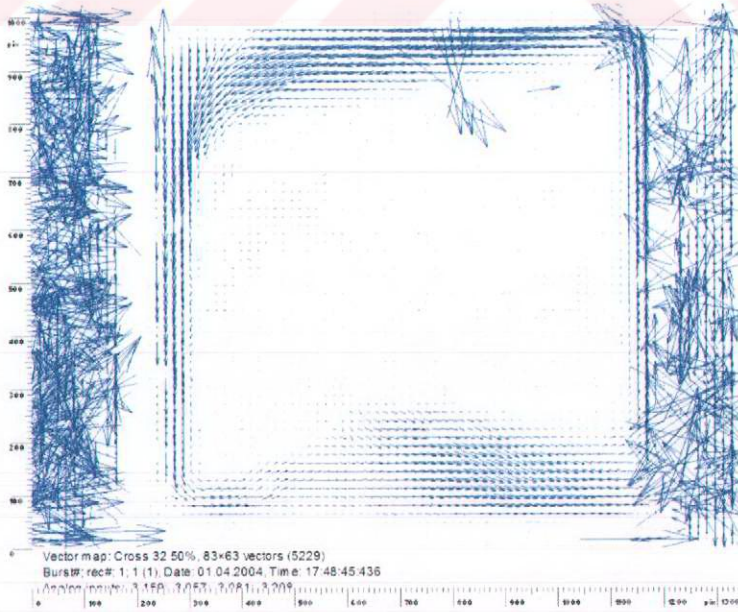
Deneylerde kullanılmak üzere, Seeding malzemesi olarak öncelikle, gaz akışları için yoğun olarak kullanılan motor yağı (Shell Onduline), buharlaştırılarak kullanılmıştır. Bunun için, motor yağı sıvı olarak bir duman jeneratörüne yerleştirilmiş ve jeneratör içindeki ısıtıcı yardımıyla buharlaştırılarak, bir gaz kompresörü ile kavite içine gönderilmiştir. Ancak, kullanılan motor yağının yoğunluğu çok fazla ve motor yağının buharlaştığı durumda elde edilen dumanın parçacık büyüklüğü, 2-3 kamera pikselinden daha büyük olduğu için, ölçümler başarısızlıkla sonuçlanmıştır. Bunun üzerine, cihaz üreticisi firmanın da tavsiyesiyle [123], deneyde parafin yağı kullanılmıştır. Parafin yağı, akış alanına bir boya tabancası yardımıyla sıvı olarak püskürtülmüştür.

Deneyde, toplam 50 adet fotoğraf çekilmiştir. Elde edilen fotoğraf çiftlerinin arasında, Cross Correlation yöntemi kullanılarak korelasyon oluşturulmuştur. İstatistiksel yöntemler kullanılarak, iki fotoğraf arasında yerdeğiştirme vektörleri elde edilir ve bu bir korelasyon olarak ifade edilir. Elde edilen bu yerdeğiştirme vektörleri, çekilen fotoğraf kalitesi ile orantılıdır. Bu yüzden, akış alanında Lazer ışınının yansımaması, akış alanının her noktasında homojen Seeding malzemesi bulunması ve Lazer ışınının akış alanına gönderildiği ve CCD kameranın çekim yaptığı

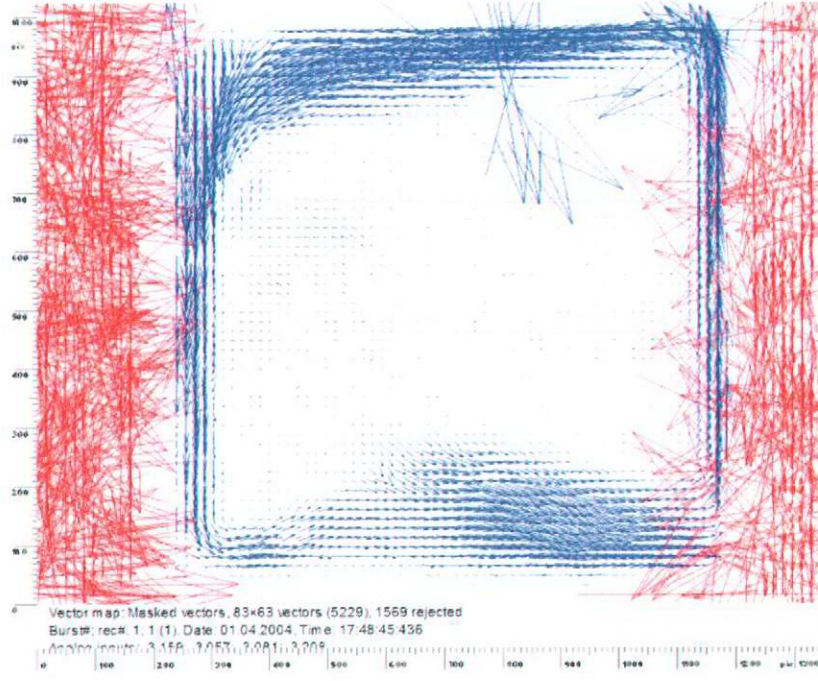
flaşlama süresinin, akışın doğasına uygun seçilmesi gereklidir. Çekilen fotoğraflardaki katı bölümler, cihazın paket programı kullanılarak maskelenmiş ve bu şekilde fotoğrafların akış olmayan kısımlarının işlenmesi engellenmiştir. Böylece, hem resimlerin işlenme prosesi hızlandırılmış, hem de valide edilmeyecek vektörlerin elde edilmesi olasılığı ortadan kaldırılmıştır.



Şekil 4.4 CCD kamera tarafından alınan örnek bir fotoğraf

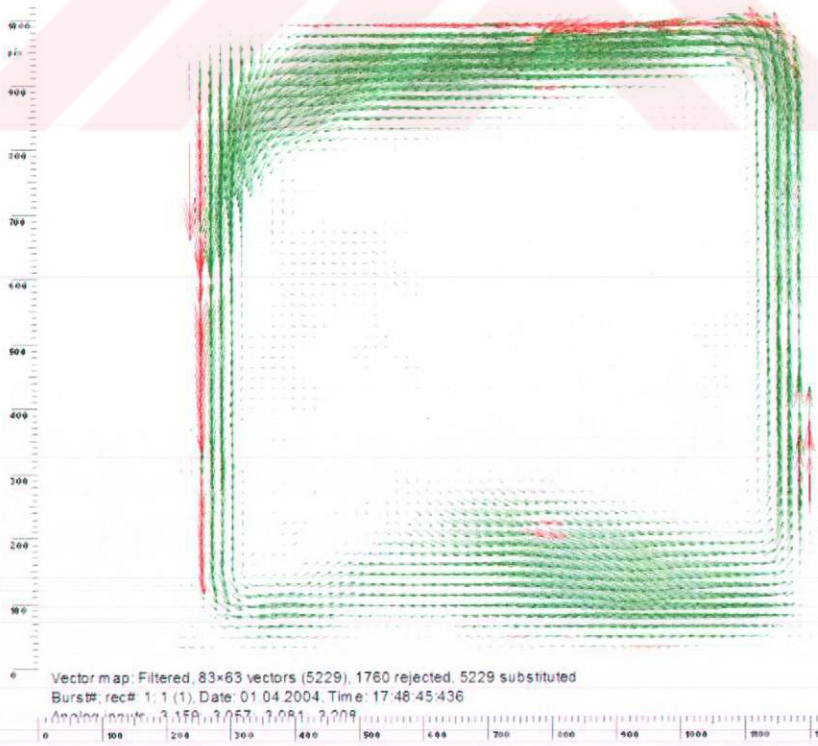


Şekil 4.5 Cross Correlation yöntemi ile elde edilen yerdeğiştirme vektörleri



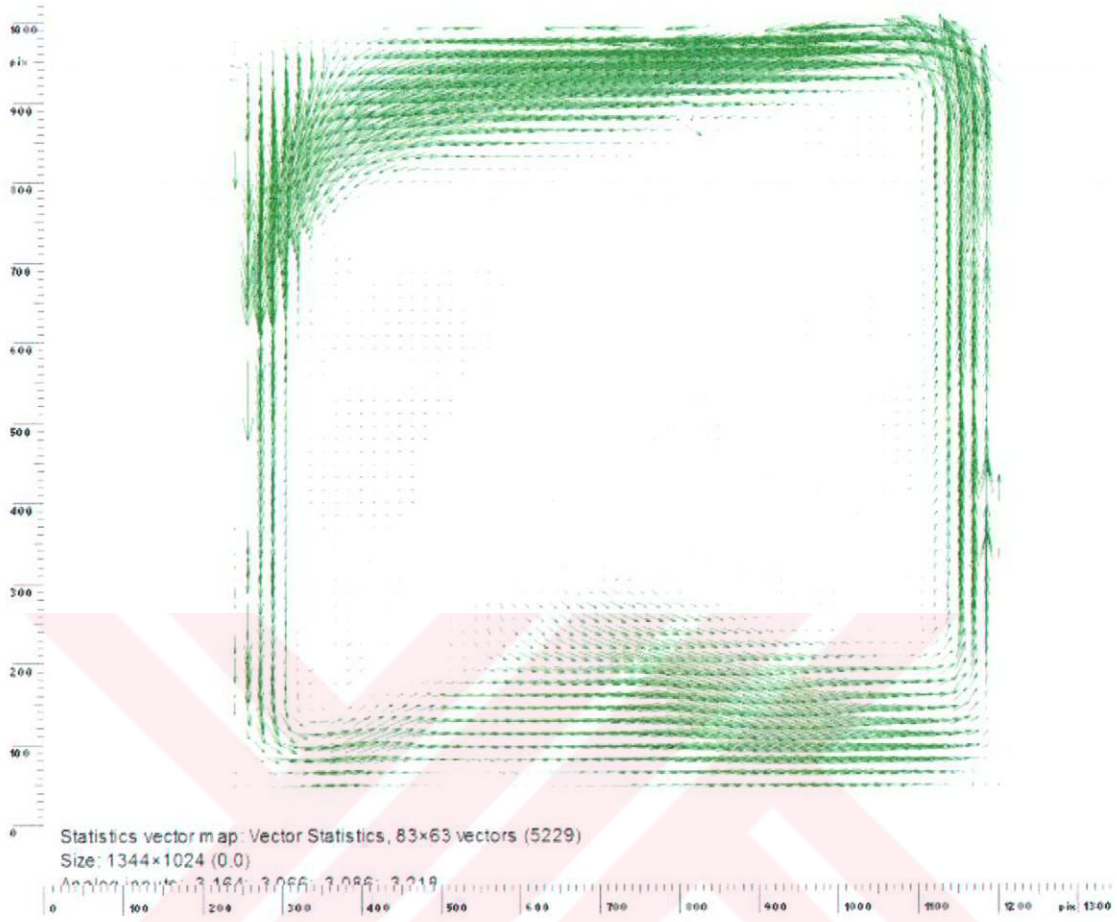
Şekil 4.6 Maskelenmiş yerdeğiştirme vektörleri

Maskelenmiş yerdeğiştirme vektörleri, belirli bir büyüklüğün üzerindeki vektörlerin de filtrelendiği bir algoritma ile filtrelenmiş ve toplam 50 adet filtrelenmiş yerdeğiştirme vektörlerine sahip fotoğraf elde edilmiştir.



Şekil 4.7 Filtrelenmiş yerdeğiştirme vektörleri

Daha sonra, istatistiksel analiz kullanılarak, bu 50 adet fotoğrafın işlenmesi ile ortalama yerdeğiştirme vektörleri elde edilmiştir.



Şekil 4.8 Ortalama yerdeğiştirme vektörleri

4.2. Buzdolabı İçinde Sıcaklık Ölçümü

4.2.1. Giriş

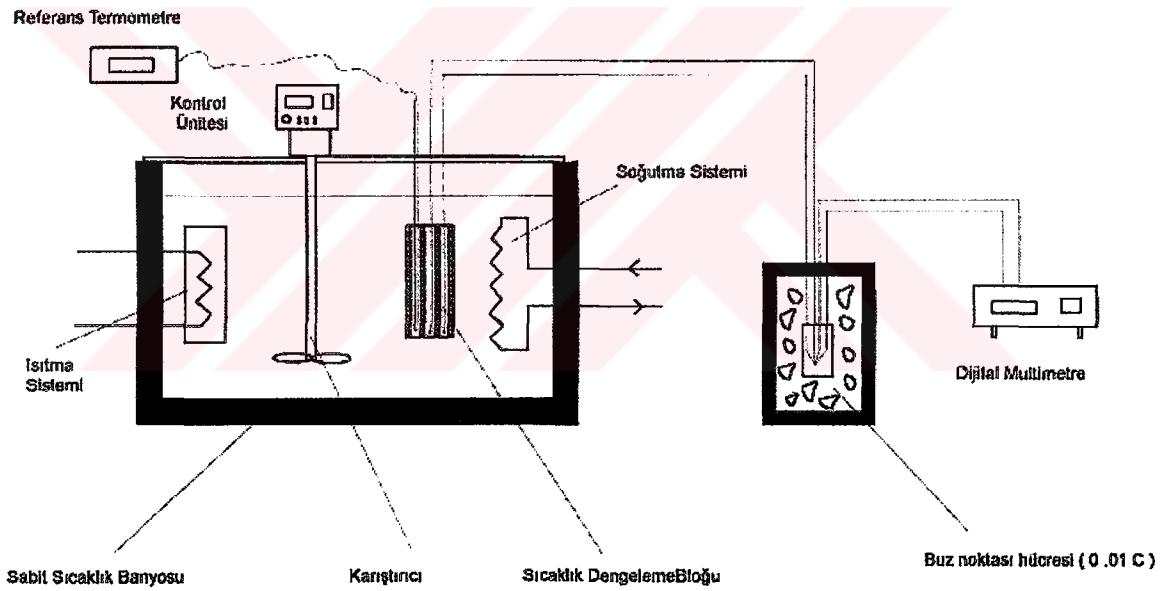
Matematik modelin geçerliliğini gösterebilmek amacı ile, bir Larder tipi buzdolabının orta kesitine metal bir grid yerleştirilmiş ve toplam 88 adet termoeleman, bu grid yapısı üzerine ve buzdolabı duvarlarına yerleştirilmiştir. Kullanılan termoelemanlar Cu-Co çifti, T tipidir.

Termoelemanlar Şekil 4.9'da gösterilen kalibrasyon sistemi kullanılarak kalibre edilmiştir. Bu sistemde sabit sıcaklık banyosu, referans termometresi, buz noktası hücresi ve dijital multimetre bulunmaktadır. Sabit sıcaklık banyosu TECHNE marka 12B modelindedir ve 0.01 °C sıcaklık stabilitesine sahiptir. Banyo içindeki ısıtma ve

soğutma sistemleri birlikte çalıştırılarak istenen banyo sıcaklığı çok hassas olarak sağlanmaktadır. Hazne içine daldırılmış vaziyette bulunan bir karıştırıcı sayesinde banyo içinde homojen sıcaklık dağılımı elde edilmektedir.

Kalibre edilecek olan termoelemanlar ve referans termometresinin duyar elemanı banyo içinde asılı vaziyette bulunan sıcaklık dengeleme bloğunun içine yerleştirilmiştir. Bu blok kalibrasyon sırasında okuma sıcaklığının sabit kalmasını sağlamaya yarar.

Referans termometresi olarak GUILDLINE marka 9540 B modelinde dijital termometre kullanılmıştır. Termometre -50 ile +600 °C sıcaklık aralığında % 0.035 hata ile ölçüm yapmaktadır. Termometrenin duyar elemanı PRT (Precision Resistance Temperature) tipindedir. Termoelemanların referans sıcaklıkları buz noktası hücresinde elde edilmiştir.

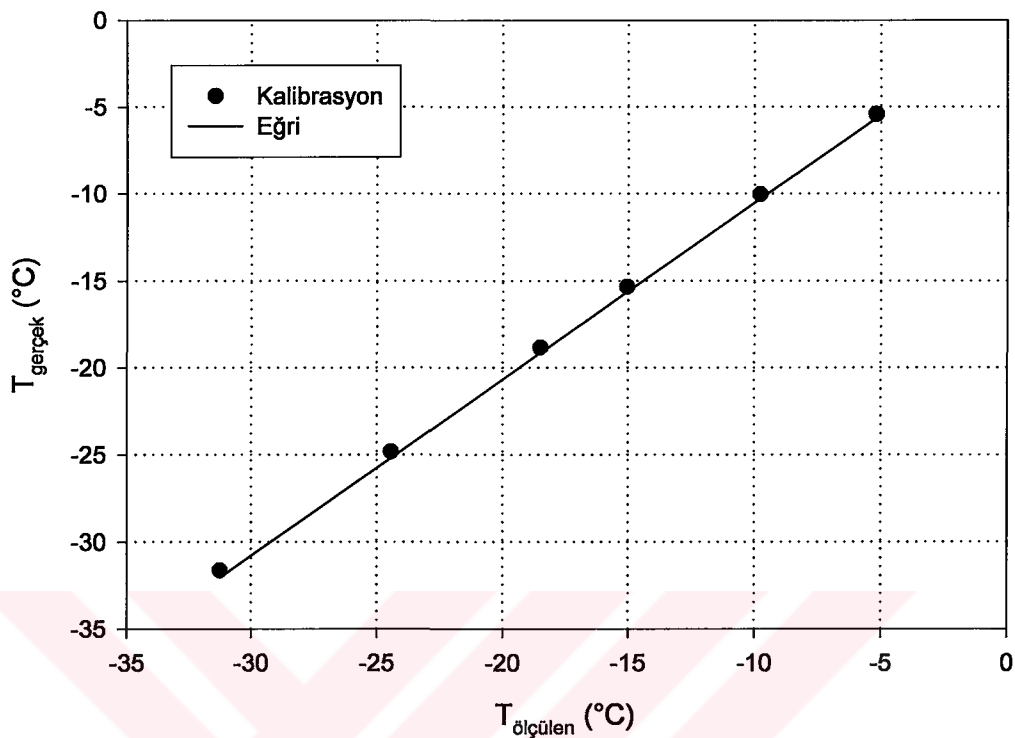


Şekil 4.9 Termoeleman kalibrasyon sistemi

Belirli bir sıcaklık noktasında termoelemanların sıcaklıkları dijital multimetreden, referans sıcaklığı ise referans termometresinden okunmuştur. Böylece termoelemanlar referans sıcaklığına göre kalibre edilmiştir.

Şekil 4.10'da termoelemanlardan bir tanesinin kalibrasyon değerleri ve eğrisi gösterilmiştir. Eğri uydurma işlemi termoelemanın sıcaklık aralığında yapılmıştır.

Deney düzeneğinde kullanılan bütün termoelemanlar ve RTD'ler bu şekilde kalibre edilerek okunan değerin doğruluğu saptanmıştır.



Şekil 4.10 Bir termoelemanın kalibrasyon eğrisi

Termoelemanların tamamı, özel oluşturulan bir veri toplama sistemine bağlanmışlardır. Bu sistemde, termoelemanlar HP marka 44708F model çoklandırıclara (multiplexer) 20'şer adet bağlanmışlardır. Her bir çoklandırıci, HP marka 3852A model bir veri toplayıcıya takılmıştır. Veri toplayıcı, bir GPIB kartı yardımıyla bilgisayar üzerinden kontrol edilmektedir. Bilgisayar programı ise, HP-VEE programı kullanılarak oluşturulmuştur. Bu veri toplama sistemi kullanılarak, 60 saniyede bir tüm noktalardan sıcaklık ölçümü yapılmıştır.



Şekil 4.11 Veri toplama sistemi

4.2.2. Kapalı Kapı Durumunda Buzdolabı İçinde Sıcaklık Ölçümü

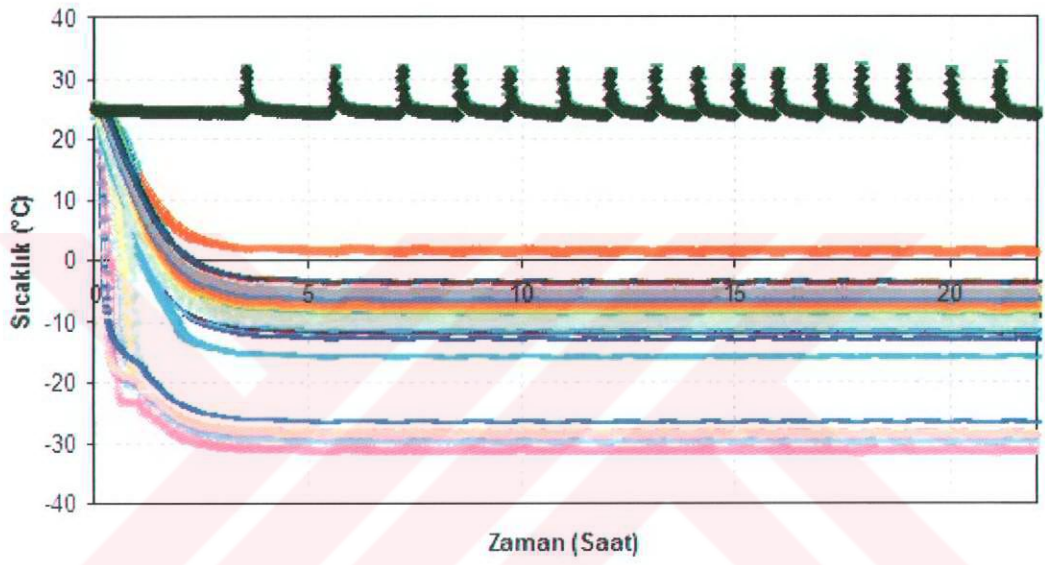
Bölüm 4.2.1’de anlatılan sıcaklık ölçüm yöntemi kullanılarak, buzdolabı içine yerleştirilen termoelemanlar yardımıyla kapalı kapı durumu için ölçüm yapılmıştır.



Şekil 4.12 Termoeleman yerleşimi

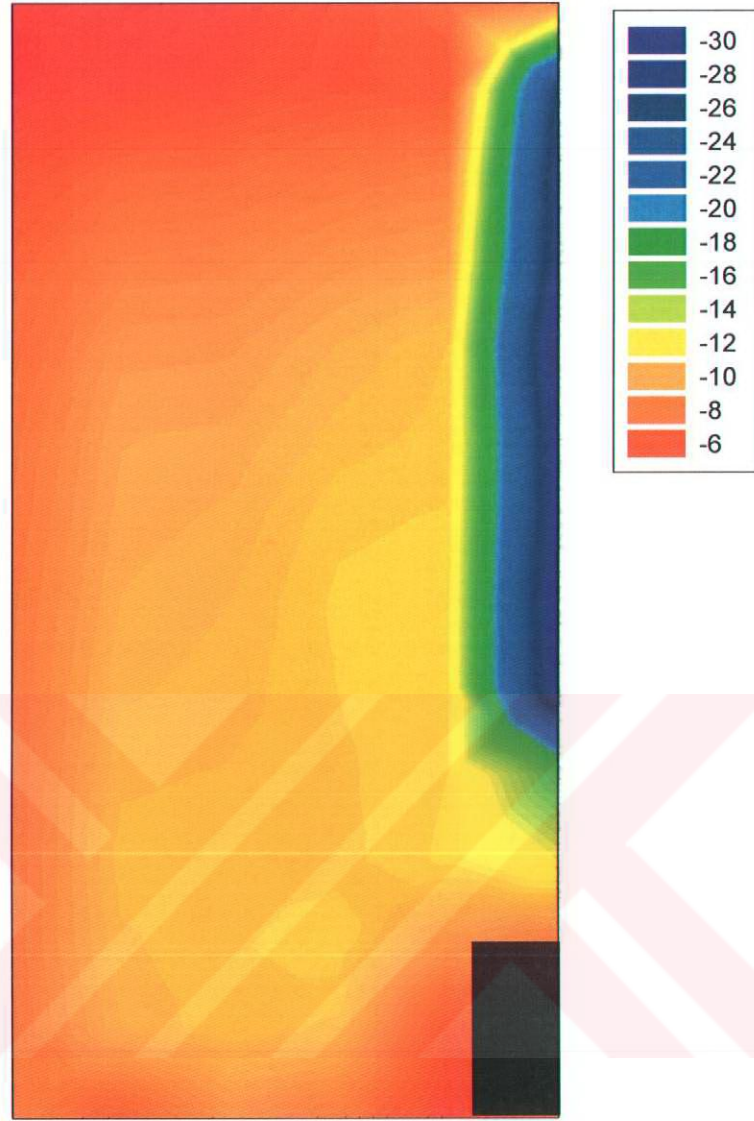
Deneyler sırasında, dolabın kompresörünün durmasını engellemek için, termostat ünitesi iptal edilmiştir. Böylece dolabın sürekli çalışması sağlanarak dolap içi sıcaklıkların değişmesi engellenmiştir.

Deney süresi 22 saat alınarak, deney boyunca dolap içi sıcaklıkların ve ortam sıcaklığının değişimi izlenmiştir. Sıcaklık değişimleri $0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'nin altına düşünce, buzdolabı içi hava sıcaklıklarının daimi rejime ulaştığı kabul edilerek deney sonlandırılmıştır.



Şekil 4.13 Deney boyunca ortam ve dolap içi sıcaklıklarının değişimi

Deney sonucunda, kapalı kapı durumu için buzdolabı içi sıcaklık haritası aşağıdaki gibi elde edilmiştir.



Şekil 4.14 Kapalı kapı durumu için buzdolabı içi sıcaklık haritası (°C)

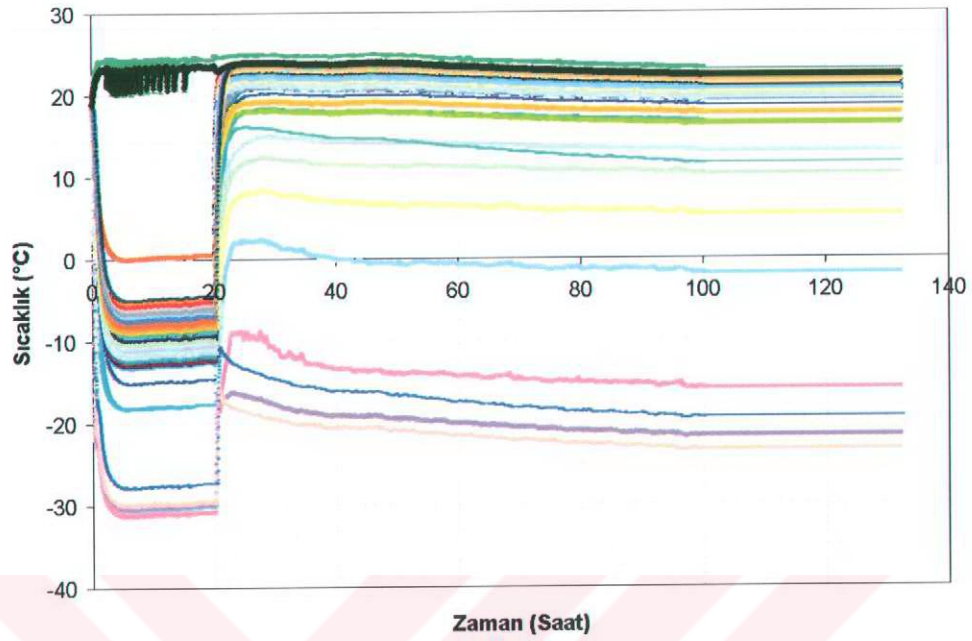
4.2.3. Açık Kapı Durumunda Buzdolabı İçinde Sıcaklık Ölçümü

Bölüm 4.2.2’de anlatılan deney düzeneği kullanılarak, açık kapı durumu için buzdolabı içinde sıcaklık ölçümü yapılmıştır.

Deneyler sırasında, kapalı kapı durumuna benzer şekilde, dolabın kompresörünün durmasını engellemek için termostat ünitesi iptal edilmiştir. Böylece dolabın sürekli çalışması sağlanarak dolap içi sıcaklıkların değişmesi engellenmiştir.

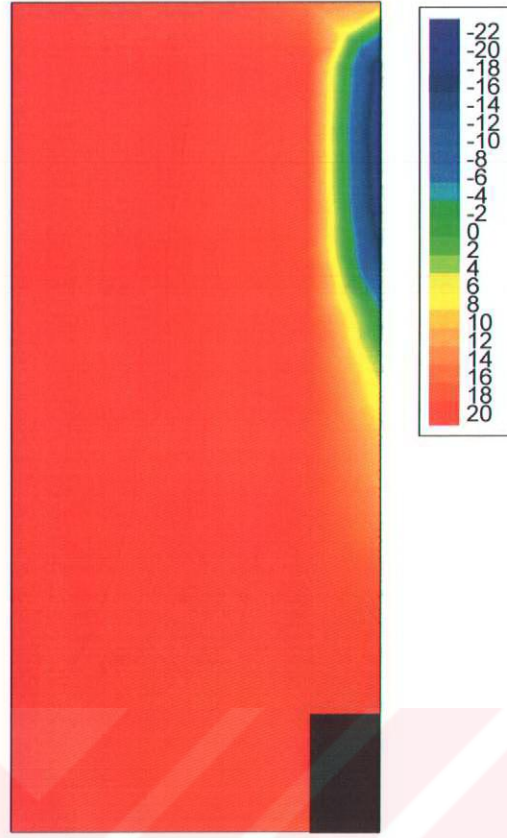
Öncelikle buzdolabı 22 saat çalıştırılarak, dolap içi sıcaklıkların sabit rejime gelmesi sağlanmış, daha sonra ise buzdolabı kapısı açılarak deneye devam edilmiştir. Deney süresi boyunca ortam sıcaklığı 23 °C’de tutulmuştur. Sıcaklık değişimleri 0.1

°C'nin altına düşünce, buzdolabı içi hava sıcaklıklarının sabit rejime ulaştığı kabul edilerek deney sonlandırılmıştır.



Şekil 4.15 Deney boyunca ortam ve dolap içi sıcaklıklarının değişimi

Deney sonucunda, açık kapı durumu için buzdolabı içi sıcaklık haritası aşağıdaki gibi elde edilmiştir.



Şekil 4.16 Açık kapı durumu için buzdolabı içi sıcaklık haritası (°C)

4.3. Buzdolabı İçinde Nem Ölçümü

4.3.1. Giriş

Matematik modelin geçerliliğini gösterebilmek amacı ile, toplam 88 adet Honeywell marka HIH-3610-003 model bağıl nem sensörü, grid yapısı üzerine ve buzdolabı duvarlarına yerleştirilmiştir.



Şekil 4.17 Bağıl nem sensörü

Kullanılan bu nem sensörü, 25 °C ortam sıcaklığında $\pm$ % 2 hassasiyetinde olup, 5 V'luk DC besleme gerilimi ile çalışmaktadır. Bütün sensörleri 5 V'luk DC gerilimle besleyebilmek için, bir adet bağlantı kartı hazırlanarak sensör beslemesi sağlanmıştır. Sensörlerin çıkışı ise, voltaj değeridir. Her bir sensör için, ölçülen çıkış voltajına göre bağıl nem değerinin hesaplandığı bir formülasyon, üretici firma tarafından verilmiştir. Örnek bir sensör için bu formülasyon ve diğer sensör özellikleri, Şekil 4.18'de verilmiştir.

Model: IH-3610-1	Channel: 321	File: 04020617
Wafer: t2	MRP: t2	
HYCAL Sensing Products		
Honeywell Inc.		
24B Concord Street		
El Paso TX 79906		
Calculated values at 5V:		
Vout @0%=0.937	@75.3%=3.299	
Linear output for 2% RH accy @25C:		
Zero offset = 0.937 V		
Slope = 31.371 mV / %RH		
RH = (Vout - 0.937) / 0.0314		
Ratiometric response for 0 to 100%RH:		
Vout = Vsupply * (0.1873 to 0.8143)		

Şekil 4.18 Örnek bir sensörün özellikleri

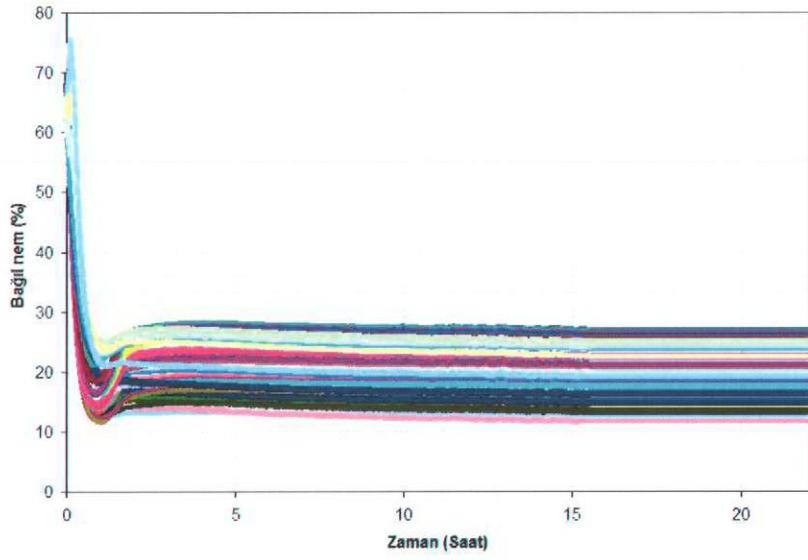
Sensörlerin tamamı, termoelemanlara benzer şekilde, özel oluşturulan bir veri toplama sistemine bağlanmışlardır. Bu sistemde, sensörler HP marka 44708F model çoklandırıclara (multiplexer) 20'şer adet bağlanmışlardır. Her bir çoklandırıci, HP marka 3852A model bir veri toplayıcıya takılmıştır. Veri toplayıcı, bir GPIB kartı yardımıyla bilgisayar üzerinden kontrol edilmektedir. Bilgisayar programı ise, HP-VEE programı kullanılarak oluşturulmuştur. Bu veri toplama sistemi kullanılarak, 60 saniyede bir tüm noktalardan bağıl nem ölçümü yapılmıştır.

4.3.2. Kapalı Kapi Durumunda Buzdolabı İçinde Bağıl Nem Ölçümü

Bölüm 4.3.1'de anlatılan bağıl nem ölçüm yöntemi kullanılarak, buzdolabı içine yerleştirilen sensörler yardımıyla kapalı kapi durumu için ölçüm yapılmıştır.

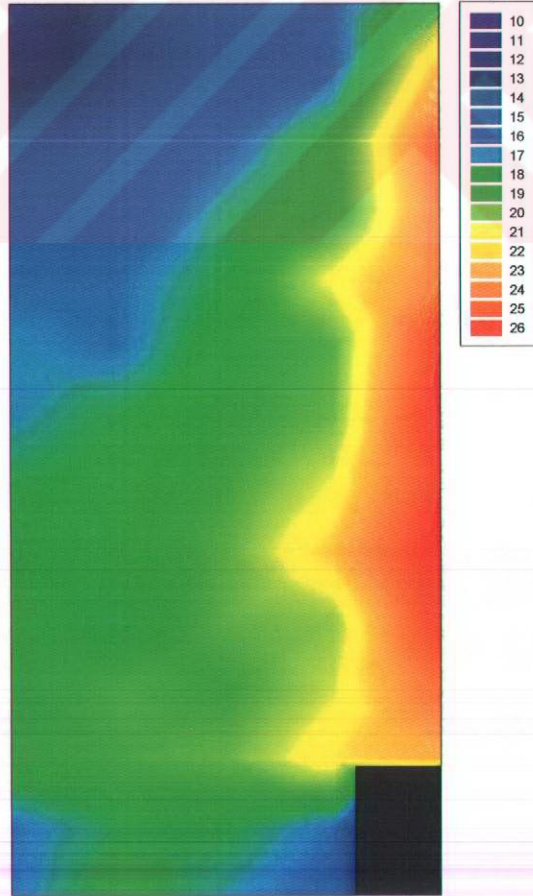
Sıcaklık deneylerine benzer şekilde, deneyler sırasında dolabın kompresörünün durmasını engellemek için, termostat ünitesi iptal edilmiştir. Böylece dolabın sürekli çalışması sağlanarak dolap içindeki bağıl nemin değişmesi engellenmiştir.

Deney süresi, sıcaklık deneylerinde olduğu gibi 22 saat alınarak, deney boyunca dolap içi bağıl neminin ve ortam bağıl neminin değişimi izlenmiştir. Deneyler, sıcaklık deneylerinin de yapıldığı 23 °C ortam sıcaklığında yapılmıştır. Bağıl nem değişimleri % 1'in altına düşünce, buzdolabı içi bağıl nem değerlerinin sabit rejime ulaştığı kabul edilerek deney sonlandırılmıştır.



Şekil 4.19 Deney boyunca ortam ve dolap içi bağıl nem değerlerinin değişimi

Deney sonucunda, kapalı kapı durumu için buzdolabı içi bağıl nem haritası aşağıdaki gibi elde edilmiştir.



Şekil 4.20 Kapalı kapı durumu için buzdolabı içi bağıl nem haritası (%)

4.3.3. Açık Kapı Durumunda Buzdolabı İçinde Bağıl Nem Ölçümü

Bölüm 4.3.2’de anlatılan şekilde, öncelikle buzdolabı kapısı kapalı iken buzdolabı çalıştırılarak dolap içi bağıl nem dengeye getirilmiş, daha sonra ise kapı açılarak deney yapılmıştır.

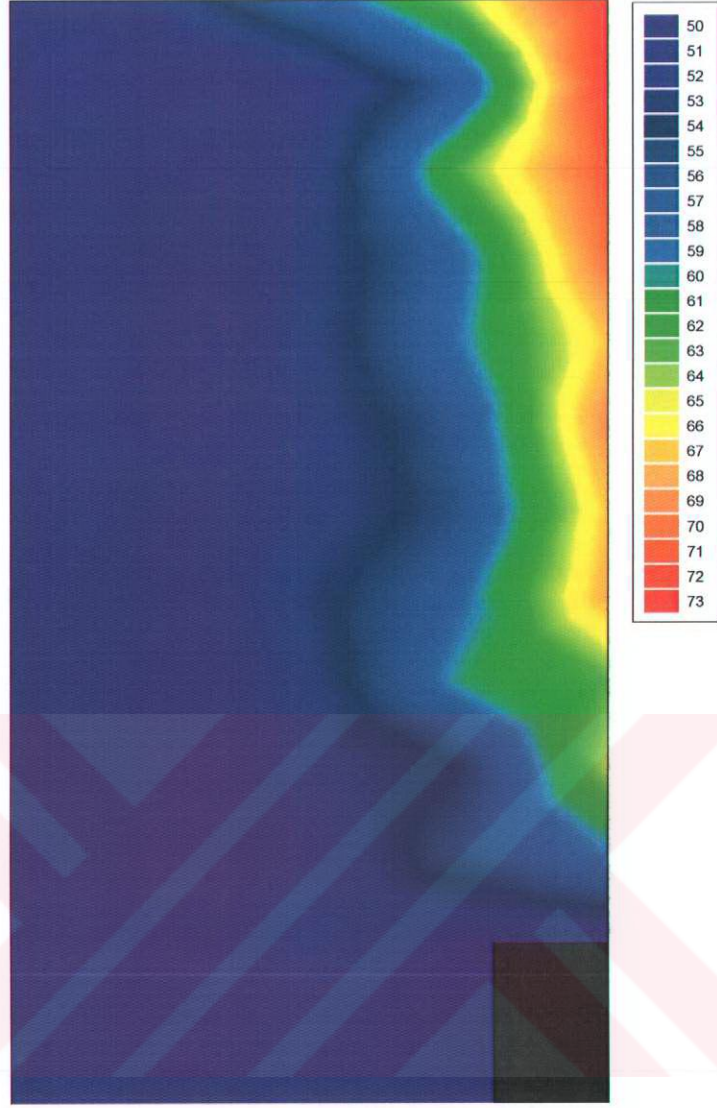
Sıcaklık deneylerine benzer şekilde, deneyler sırasında dolabın kompresörünün durmasını engellemek için, termostat ünitesi iptal edilmiştir. Böylece dolabın sürekli çalışması sağlanarak dolap içindeki bağıl nemin değişmesi engellenmiştir.

Öncelikle buzdolabı 22 saat çalıştırılarak, dolap içi bağıl nem değerleri izlenmiş, daha sonra ise buzdolabı kapısı açılarak deneye devam edilmiştir. Deney süresi boyunca ortam sıcaklığı 23 °C’de tutulmuştur. Bağıl nem değişimleri % 1’in altına düşünce, buzdolabı içi bağıl nem değerlerinin sabit rejime ulaştığı kabul edilerek deney sonlandırılmıştır.



Şekil 4.21 Deney boyunca ortam ve dolap içi bağıl nem değerlerinin değişimi

Deney sonucunda, açık kapı durumu için buzdolabı içi bağıl nem haritası aşağıdaki gibi elde edilmiştir.



Şekil 4.22 Açık kapı durumu için buzdolabı içi bağıl nem haritası (%)

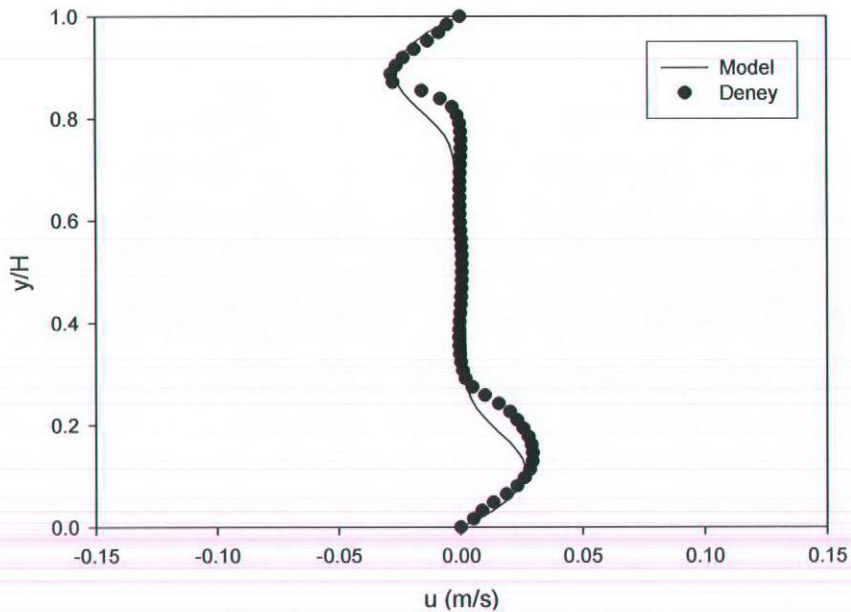
5. MODEL ve DENEY SONUÇLARININ KARŞILAŞTIRILMASI

Tez çalışmasının bu bölümünde, yapılan deneysel çalışmalar, oluşturulan modeller ile karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma üç şekilde yapılmıştır.

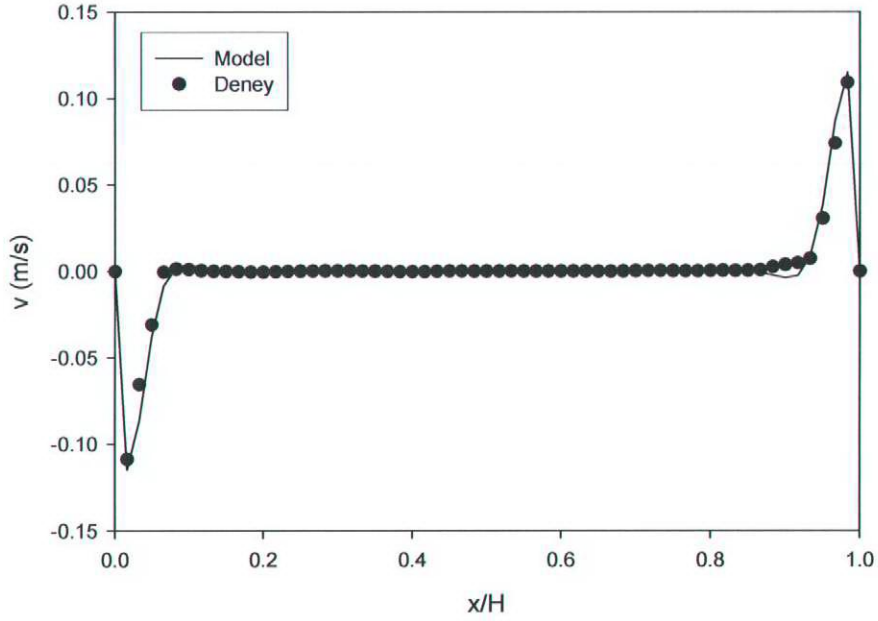
- PIV deneyi ile model sonuçlarının karşılaştırılması
- Kapalı kapı durumu için yapılan sıcaklık ve nem ölçümünün model sonuçları ile karşılaştırılması
- Açık kapı durumu için yapılan sıcaklık ve nem ölçümünün model sonuçları ile karşılaştırılması

5.1. PIV Deneyi ile Model Sonuçlarının Karşılaştırılması

Bölüm 4.1.3'de anlatılan PIV ölçümünün doğruluğunu gösterebilmek amacı ile, kapalı kavite içinde laminar ısı geçişi çözümü yapan model, Rayleigh sayısının $1.937 \cdot 10^7$ değeri için çalıştırılmış ve elde edilen hız değerleri, kavitenin hem dikey orta kesiti, hem de yatay orta kesiti için deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır.



Şekil 5.1 Kavitenin dikey orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış yatay hız değerleri



Şekil 5.2 Kavitenin yatay orta kesiti için ölçülmüş ve hesaplanmış dikey hız değerleri

Şekil 5.1 ve 5.2'de, deneysel sonuçlar ve model sonuçları birarada verilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, ölçülen dikey hız değerlerinin oluşturulan modelle son derece uyum içinde olduğu gözükmemektedir. Yatay hız değeri ise, sınır tabaka ve kavitenin durağan orta kısmı için iyi sonuçlar verirken, ara bölgede bir miktar farklılık göstermektedir. Bu farklılığın, özellikle yatay hız değerlerinin çok küçük olmasından ve deney sırasında kavite camının kavite içine verilen Seeding malzemesinin camlarda yoğunlaşması sonucu kavite camlarının kirlenerek CCD kamera görüntüsünü etkilemesinden kaynaklandığı düşünülmektedir.

5.2. Kapalı Kapa Durumu İçin Yapılan Sıcaklık ve Bağıl Nem Ölçümünün Model Sonuçları ile Karşılaştırılması

Bölüm 4.2.2 ve 4.3.2' de anlatılan kapalı kapa durumu için elde edilmiş sıcaklık ve nem haritaları kullanılarak, matematik model çalıştırılmış ve deney sonuçları ile karşılaştırma yapılmıştır.

Yapılan deneysel çalışmada, evaporatörün olduğu yüzeyin ortalama sıcaklığı,

$$T_{\text{evap}} = -29.77 \text{ }^{\circ}\text{C} = 243.38 \text{ K} \quad (5.1)$$

Buzdolabı kabini içi ortalama sıcaklığı ise,

$$T_{\text{kabin}} = -9.252 \text{ }^{\circ}\text{C} = 263.898 \text{ K} \quad (5.2)$$

olarak ölçülmüştür.

Bu durumda, Grashof sayısı,

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot H^3}{\nu^2} = \frac{9.81 \cdot (1/263.898) \cdot (263.898 - 243.38) \cdot 1.3^3}{(12.57 \cdot 10^{-6})^2} = 1.01 \cdot 10^{10} \quad (5.3)$$

olarak hesaplanmıştır. Ortalama kabin sıcaklığı için Prandtl sayısı

$$Pr = 0.705 \quad (5.4)$$

olarak tablodan [124] okunmuştur.

Benzer şekilde, Bölüm 4.3.2'de anlatılan kapalı kapı durumu için nem ölçümü sonucu elde edilen deney sonuçları da aşağıdaki gibi kullanılmıştır.

Deneylerde çok noktadan bağıl nem ölçümü yapıldığı için,

$$\phi = \frac{P}{P_s} \quad (5.5)$$

ifadesinden, ölçüm yapılan her noktanın basıncı hesaplanabilir. Bu ifadede,

ϕ : Bağıl nem

P : Basınç (Pa)

P_s : T sıcaklığına karşılık hesaplanan doyma basıncı (Pa)

olarak tanımlanmıştır.

Doyma basıncı P_s ,

$$P_s = 1000e^{\alpha} \quad (5.6)$$

ifadesinden hesaplanır. Bu ifadede,

$$\alpha = AT^2 + BT + C + DT^{-1} \quad (5.7)$$

olarak tanımlanmıştır. Eşitlik 5.7'deki A, B, C ve D sabit sayılardır ve $-60 < T < 0$ °C aralığı için, aşağıdaki değerlerdedir [125].

$$A = -0.7297593707 \cdot 10^{-5} \quad (5.8)$$

$$B = 0.5397420727 \cdot 10^{-2} \quad (5.9)$$

$$C = 0.2069880620 \cdot 10^2 \quad (5.10)$$

$$D = -0.6042275128 \cdot 10^4 \quad (5.11)$$

Bu durumda, her bir ölçüm noktası için basınç bilindiğinden, nemli hava ideal gaz kabul edilerek, Eşitlik 5.12 yazılabilir.

$$\rho = \frac{P}{R \cdot T} \quad (5.12)$$

Bu ifadede,

R : Nemli havanın gaz sabiti : 285 J/kg·K [125]

olarak alınmıştır. Böylece, nemli havanın yoğunluğu (derişikliği), ölçüm yapılan her nokta için hesaplanabilir.

Yapılan deneysel çalışmada, evaporatörün olduğu yüzeyin ortalama derişikliği, ortalama yüzey sıcaklığı ve (5.5-5.12) aralığındaki eşitliklerin kullanımı ile,

$$C_{\text{evap}} = 1.460961 \text{ kg/m}^3 \quad (5.13)$$

buzdolabı kabini içi ortalama derişikliği ise,

$$C_{\text{kabin}} = 1.350101 \text{ kg/m}^3 \quad (5.14)$$

olarak hesaplanmıştır.

Bu durumda, derişiklik Grashof sayısı,

$$Gr_C = \frac{g \cdot \beta_C \cdot \Delta C \cdot H^3}{\nu^2} \quad (5.15)$$

eşitliğinden hesaplanmalıdır. Bu ifadedeki β_C ,

$$\beta_C = \frac{0.61}{\rho} \quad (5.16)$$

eşitliği kullanılarak hesaplanmıştır [2].

Bu durumda,

$$Gr_C = \frac{9.81 \cdot 0.451 \cdot (1.460961 - 1.350101) \cdot 1.3^3}{(12.57 \cdot 10^{-6})^2} = 6.819 \cdot 10^9 \quad (5.17)$$

olarak hesaplanmıştır. Ortalama kabin derişikliği için Schmidt sayısı,

$$Sc = \frac{v}{D} \quad (5.18)$$

eşitliğinden hesaplanmıştır. Difüzyon katsayısının hesaplandığı referans sıcaklık, kabin içi ortalama sıcaklık değerinden fazla olduğundan, Eşitlik 5.19 kullanılarak difüzyon katsayısı düzeltilmiştir.

$$\frac{D(T,P)}{D(T_0,P_0)} = \left(\frac{T}{T_0} \right)^{1.75} \cdot \left(\frac{P_0}{P} \right) \quad (5.19)$$

Bu ifadede,

$D(T,P)$: Sıcaklık ve basınç düzeltmesi yapılmış difüzyon katsayısı (m^2/s)

$D(T_0,P_0)$: Referans sıcaklık ve basınca göre hesaplanmış difüzyon katsayısı, $2.6 \cdot 10^{-5} m^2/s$

T_0 : Referans sıcaklık, 298 K

P_0 : Referans basınç, 1 atm

olarak tanımlanmıştır. Bu durumda, difüzyon katsayısı,

$$D = 2.1 \cdot 10^{-5} m^2/s \quad (5.20)$$

olarak hesaplanır.

Schmidt sayısı ise,

$$Sc = \frac{12.57 \cdot 10^{-6}}{2.1 \cdot 10^{-5}} = 0.598 \quad (5.21)$$

olarak hesaplanır.

Bu durumda, değiştirilmiş Rayleigh sayısı,

$$Ra_m = Gr \cdot Pr + Gr_C \cdot Sc = 1.119 \cdot 10^{10} \quad (5.22)$$

olarak hesaplanır.

Bu durumda, yapılan deneyde ısı ve kütle geçişinin türbülanslı olduğu görülmektedir.

Kapalı kapı durumu için, LES türbülans yaklaşımı, buzdolabı geometrisine uygulanmıştır. Buzdolabı geometrisinde boyutsuz sıcaklık ve boyutsuz derişiklik,

$$\theta = \frac{T - T_{evap}}{T_{ortam} - T_{evap}} \quad (5.23)$$

$$\Gamma = \frac{C - C_{evap}}{C_{ortam} - C_{evap}} \quad (5.24)$$

olarak tanımlanmışlardır. Bu durumda, evaporatörün olduğu soğuk yüzeyde,

$$\theta = \Gamma = 0 \quad (5.25)$$

ve diğer yüzeyler adyabatik kabul edilmişlerdir. Ancak, deneyde kompresörün bulunduğu bölümün, izolasyona rağmen ısındığı görülerek, bu durumda bu bölgede,

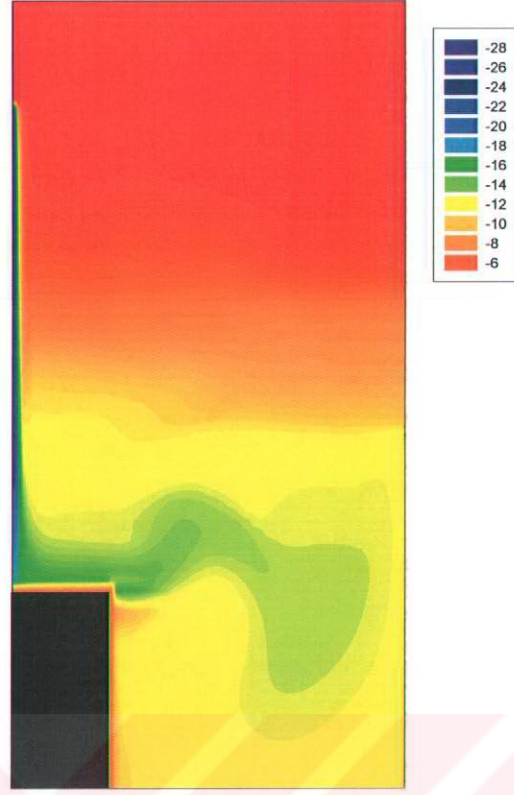
$$\theta = \frac{T - T_{evap}}{T_{ortam} - T_{evap}} = 0.45 \quad (5.26)$$

olarak hesaplanmış ve sınır koşul olarak modele tanımlanmıştır.

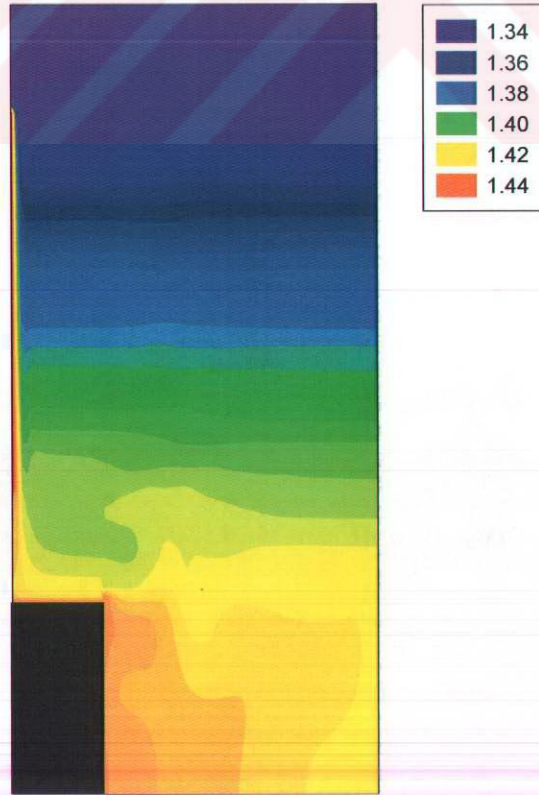
Modelde, Şekil 3.25'e benzer şekilde üniform olmayan 81X81'lik bir çözüm ağı kullanılarak, özellikle duvarlarda türbülansın etkisi incelenmeye çalışılmıştır.

FORTTRAN programı, Arçelik A.Ş. ATGM bünyesinde bulunan 28 işlemciye sahip SGI 2000 süperbilgisayarda, SGI Fortran Compiler kullanılarak çok işlemci ile çözümleme yapılacak şekilde derlenmiş, optimize edilmiş ve 28 işlemci kullanılarak çözümleme yapılmıştır.

Yapılan analiz sonucunda, kapalı kapı durumu için, Şekil 5.3 ve Şekil 5.4'de verilen sıcaklık ve nem haritası elde edilmiştir.

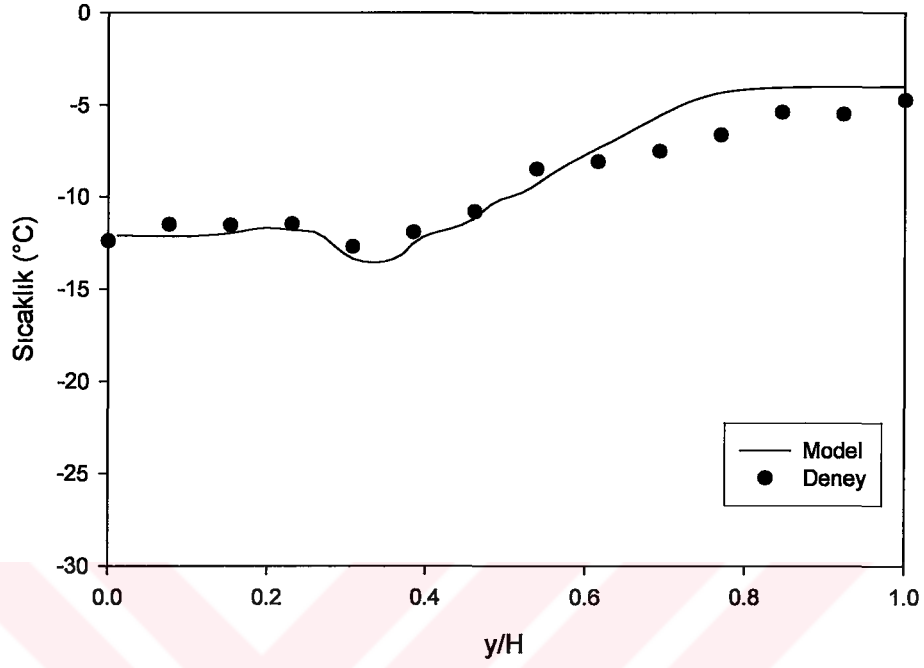


Şekil 5.3 Kapalı kapı durumu için buzdolabı içi sıcaklık haritası (°C) (Model sonucu)

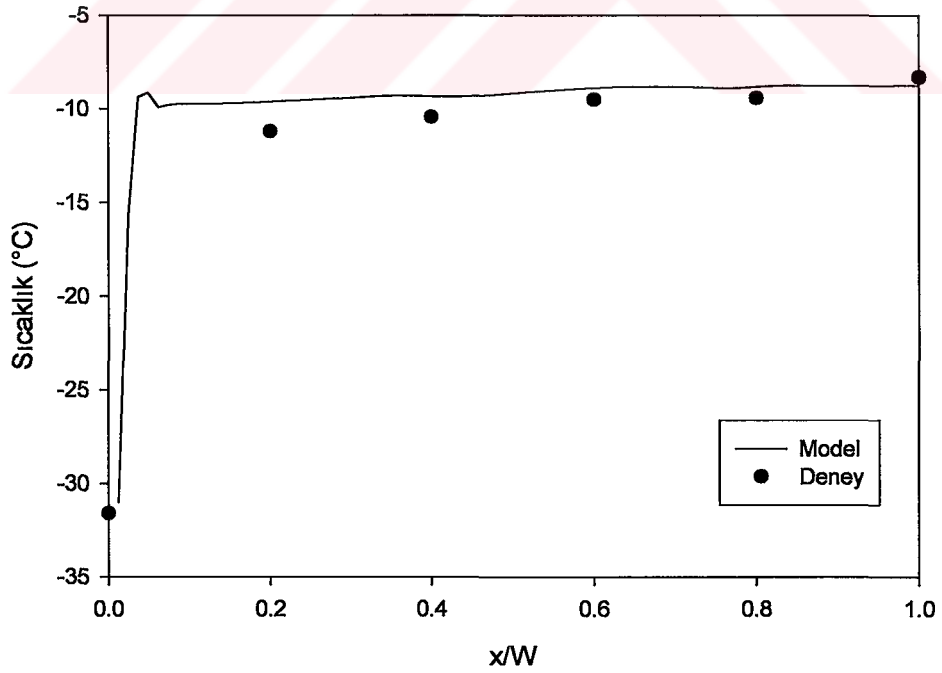


Şekil 5.4 Kapalı kapı durumu için buzdolabı içi derişiklik haritası (kg/m³) (Model sonucu)

Hem yatay orta eksen, hem de düşey orta eksen için, sıcaklık ve derişiklik karşılaştırması yapılmıştır.

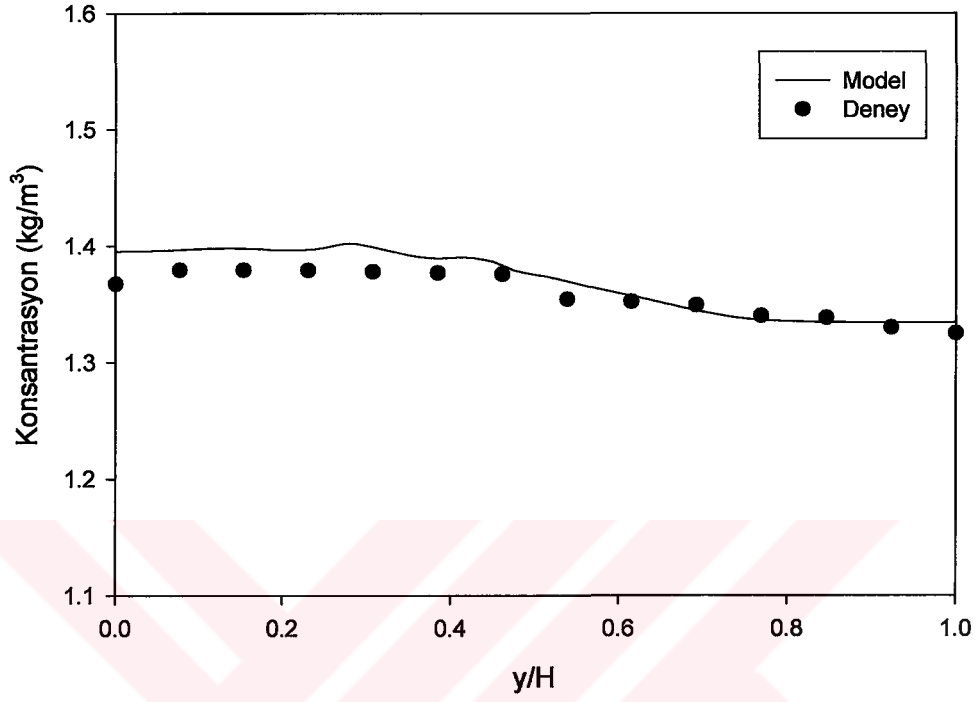


Şekil 5.5 Kapalı kapı durumu için buzdolabı yatay orta eksen sıcaklık değişimi karşılaştırması

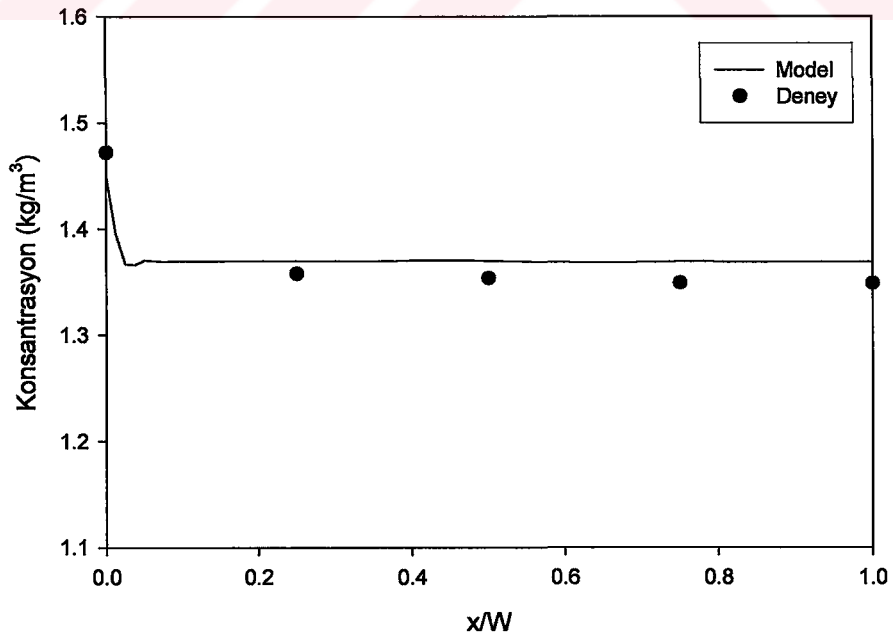


Şekil 5.6 Kapalı kapı durumu için buzdolabı dikey orta eksen sıcaklık değişimi karşılaştırması

Şekil 5.5 ve Şekil 5.6'da görüldüğü gibi, her iki kesit için de maksimum sıcaklık farkı ± 2 °C civarındadır. Bu tarz büyük bir geometri için, model sonuçları ve deney sonuçlarının birbirleri ile çok uyumlu olduğu söylenebilir.



Şekil 5.7 Kapalı kapı durumu için buzdolabı yatay orta eksenini derişiklik değışimi karşılaştırması



Şekil 5.8 Kapalı kapı durumu için buzdolabı dikey orta eksenini derişiklik değışimi karşılaştırması

Şekil 5.7 ve Şekil 5.8’de görüldüğü gibi, maksimum derişiklik farkı yatay kesit için % 3.4, dikey kesit için % 1.5 civarındadır. Model sonuçları ve deney sonuçlarının birbirleri ile çok uyumlu olduğı, derişiklik dağılımı için de söylenebilir.

5.3. Açık Kapı Durumu İçin Yapılan Sıcaklık ve Bağıl Nem Ölçümünün Model Sonuçları ile Karşılaştırılması

Bölüm 4.2.3 ve 4.3.3’de anlatılan açık kapı durumu için elde edilmiş sıcaklık ve nem haritaları kullanılarak, matematik model çalıştırılmış ve deney sonuçları ile karşılaştırma yapılmıştır.

Yapılan deneysel çalışmada, evaporatörün olduğı yüzeyin ortalama sıcaklığı,

$$T_{\text{evap}} = -23.3 \text{ }^{\circ}\text{C} = 249.85 \text{ K} \quad (5.27)$$

ortam sıcaklığı ise,

$$T_{\text{ortam}} = 23 \text{ }^{\circ}\text{C} = 296.15 \text{ K} \quad (5.28)$$

olarak ölçülmüştür.

Bu durumda, Grashof sayısı,

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot H^3}{\nu^2} = \frac{9.81 \cdot (1/273) \cdot (296.15 - 249.85) \cdot 1.3^3}{(13.41 \cdot 10^{-6})^2} = 2.07 \cdot 10^{10} \quad (5.29)$$

olarak hesaplanmıştır. Ortalama kabin sıcaklığı için Prandtl sayısı,

$$Pr = 0.70 \quad (5.30)$$

olarak tablodan [124] okunmuştur.

Benzer şekilde, Bölüm 4.3.3’de anlatılan kapalı kapı durumu için nem ölçümü sonucu elde edilen deney sonuçları da, Bölüm 5.2’ye benzer şekilde kullanılmıştır.

Deneylerde çok noktadan bağıl nem ölçümü yapıldığı için,

$$\phi = \frac{P}{P_s} \quad (5.31)$$

ifadesinden, ölçüm yapılan her noktanın basıncı hesaplanabilir.

Doyma basıncı P_s ,

$$P_s = 1000e^\alpha \quad (5.32)$$

ifadesinden hesaplanır. Bu ifadede,

$$\alpha = AT^2 + BT + C + DT^{-1} \quad (5.33)$$

olarak tanımlanmıştır. Evaporasyon ve ortam sıcaklıkları sırası ile -23.3°C ve 23°C olduğu için, ortam sıcaklığı için Eşitlik 5.33'deki A, B, C ve D sabit sayıları $0 < T < 49^\circ\text{C}$ aralığı için, aşağıdaki değerlerdedir [125].

$$A = 0.1255001965 \cdot 10^{-4} \quad (5.34)$$

$$B = -0.1923595289 \cdot 10^{-1} \quad (5.35)$$

$$C = 0.2705101899 \cdot 10^2 \quad (5.36)$$

$$D = -0.6344011577 \cdot 10^4 \quad (5.37)$$

Bu durumda, her bir ölçüm noktası için basınç bilindiğinden, nemli hava ideal gaz kabul edilerek, Eşitlik 5.38 yazılabilir.

$$\rho = \frac{P}{R \cdot T} \quad (5.38)$$

Bu ifadede,

R : Nemli havanın gaz sabiti : $285 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$ [125]

olarak alınmıştır. Böylece, nemli havanın yoğunluğu (derişikliği), ölçüm yapılan her nokta için hesaplanabilir.

Yapılan deneysel çalışmada; evaporasyon sıcaklığı, ortam sıcaklığı, (5.5-5.12) ve (5.31-5.38) aralığındaki eşitliklerin kullanımı ile evaporatörün olduğu yüzeyin ortalama derişikliği,

$$C_{\text{evap}} = 1.423135 \text{ kg/m}^3 \quad (5.39)$$

ortam havasının ortalama derişikliği ise,

$$C_{\text{kabin}} = 1.220473 \text{ kg/m}^3 \quad (5.40)$$

olarak hesaplanmıştır.

Bu durumda, derişiklik Grashof sayısı,

$$Gr_C = \frac{g \cdot \beta_c \cdot \Delta C \cdot H^3}{\nu^2} \quad (5.41)$$

eşitliğinden hesaplanmalıdır. Bu ifadedeki β_c ,

$$\beta_c = \frac{0.61}{\rho} \quad (5.42)$$

eşitliği kullanılarak hesaplanmıştır [2].

Bu durumda,

$$Gr_C = \frac{9.81 \cdot 0.4615 \cdot (1.423135 - 1.220473) \cdot 1.3^3}{(13.41 \cdot 10^{-6})^2} = 1.121 \cdot 10^{10} \quad (5.43)$$

olarak hesaplanmıştır. Ortalama kabin derişikliği için Schmidt sayısı,

$$Sc = \frac{\nu}{D} \quad (5.44)$$

eşitliğinden hesaplanmıştır. Difüzyon katsayısının hesaplandığı referans sıcaklık, kabin içi ortalama sıcaklık değerinden fazla olduğundan, Eşitlik 5.19 kullanılarak difüzyon katsayısı modifiye edilmiştir.

Bu durumda, difüzyon katsayısı,

$$D = 2.23 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \quad (5.45)$$

olarak hesaplanır.

Schmidt sayısı ise,

$$Sc = \frac{13.41 \cdot 10^{-6}}{2.23 \cdot 10^{-5}} = 0.601 \quad (5.46)$$

olarak hesaplanır.

Bu durumda, değiştirilmiş Rayleigh sayısı,

$$Ra_m = Gr \cdot Pr + Gr_C \cdot Sc = 2.146 \cdot 10^{10} \quad (5.47)$$

olarak hesaplanır.

Sonuç olarak, yapılan deneyde ısı ve kütle geçişinin türbülanslı olduğu görülmektedir.

Açık kapı durumu için, LES türbülans yaklaşımı, buzdolabı geometrisine uygulanmıştır. Buzdolabı geometrisinde boyutsuz sıcaklık ve boyutsuz derişiklik,

$$\theta = \frac{T - T_{evap}}{T_{ortam} - T_{evap}} \quad (5.48)$$

$$\Gamma = \frac{C - C_{evap}}{C_{ortam} - C_{evap}} \quad (5.49)$$

olarak tanımlanmışlardır. Bu durumda, evaporatörün olduğu soğuk yüzeyde,

$$\theta = \Gamma = 0 \quad (5.50)$$

ve diğer yüzeyler adyabatik kabul edilmişlerdir. Ancak, deneyde kompresörün oturduğu bölümün, izolasyona rağmen ısındığı görülerek, bu durumda bu bölgede,

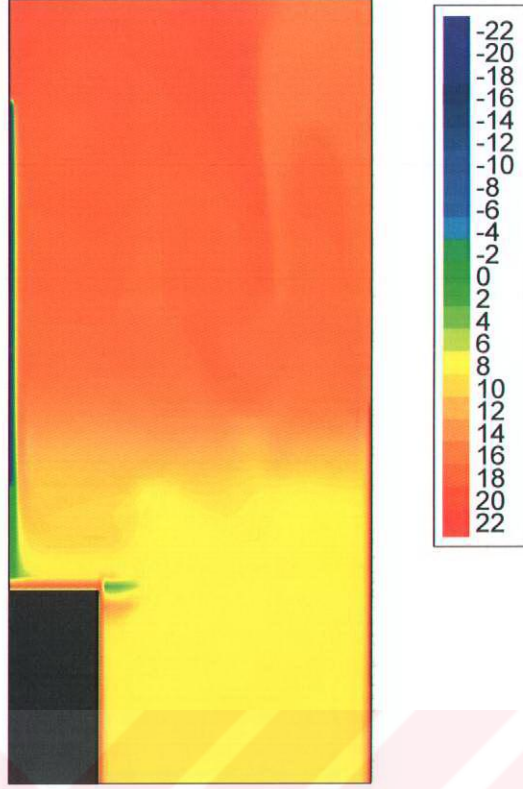
$$\theta = \frac{T - T_{evap}}{T_{ortam} - T_{evap}} = 1.0 \quad (5.51)$$

olarak hesaplanmış ve sınır koşul olarak modele tanımlanmıştır.

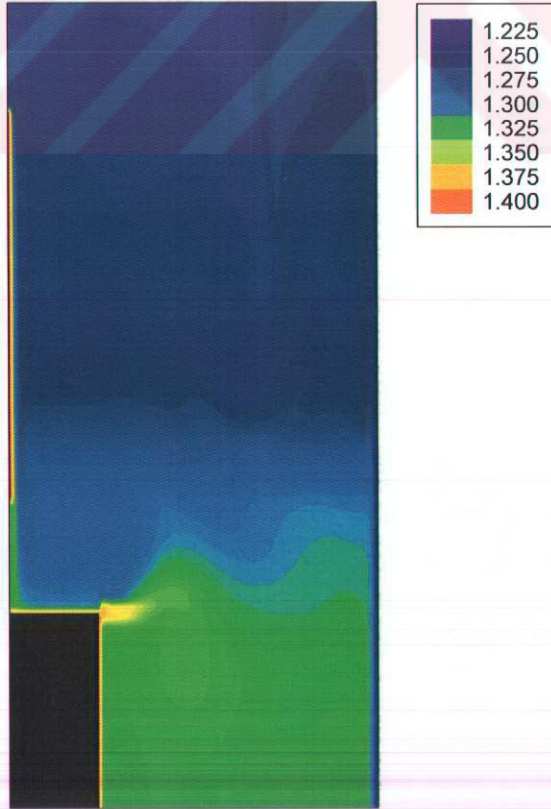
Modelde, Şekil 3.25'e benzer şekilde üniform olmayan 81X81'lik bir çözüm ağı kullanılarak, özellikle duvarlarda türbülansın etkisi incelenmeye çalışılmıştır.

FORTTRAN programı, Arçelik A.Ş. ATGM bünyesinde bulunan 28 işlemciye sahip SGI 2000 süperbilgisayarda, SGI Fortran Compiler kullanılarak çok işlemci ile çözümüleme yapılacak şekilde derlenmiş, optimize edilmiş ve 28 işlemci kullanılarak çözümüleme yapılmıştır.

Yapılan analiz sonucunda, açık kapı durumu için, Şekil 5.9 ve Şekil 5.10'de verilen sıcaklık ve nem haritası elde edilmiştir.

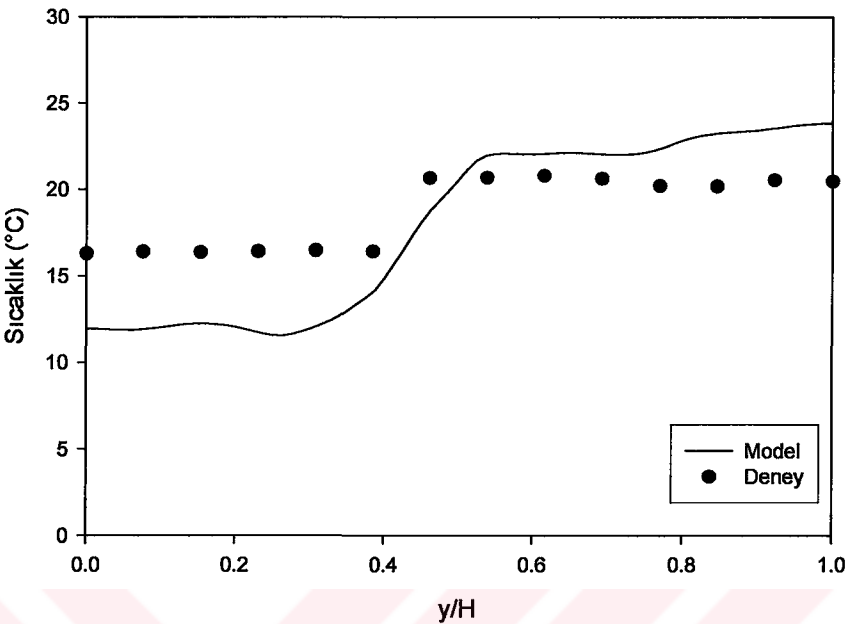


Şekil 5.9 Açık kapı durumu için buzdolabı içi sıcaklık haritası (°C) (Model sonucu)

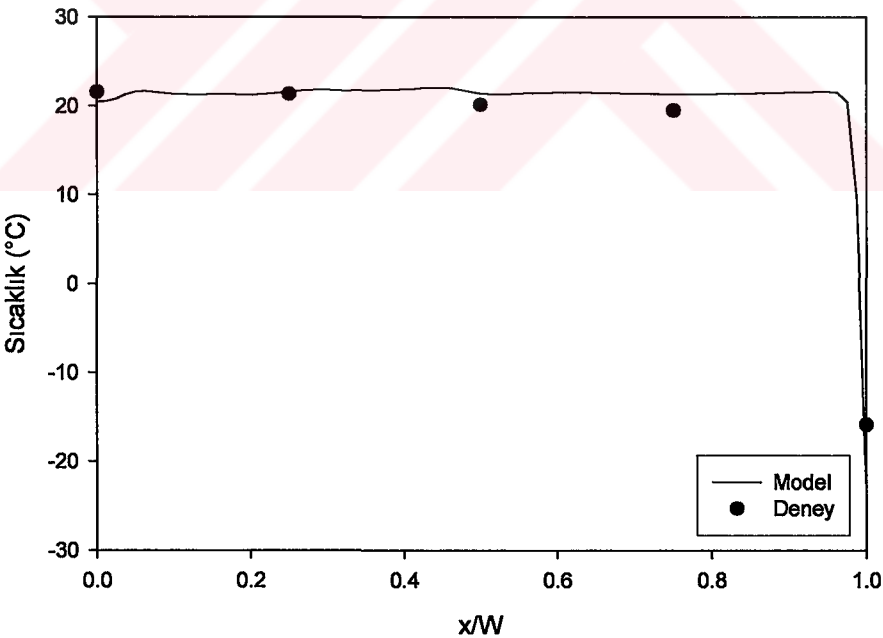


Şekil 5.10 Açık kapı durumu için buzdolabı içi derişiklik haritası (kg/m³) (Model sonucu)

Kapalı kapı durumuna benzer şekilde, hem yatay orta eksen, hem de düşey orta eksen için, sıcaklık ve derişiklik karşılaştırması yapılmıştır.



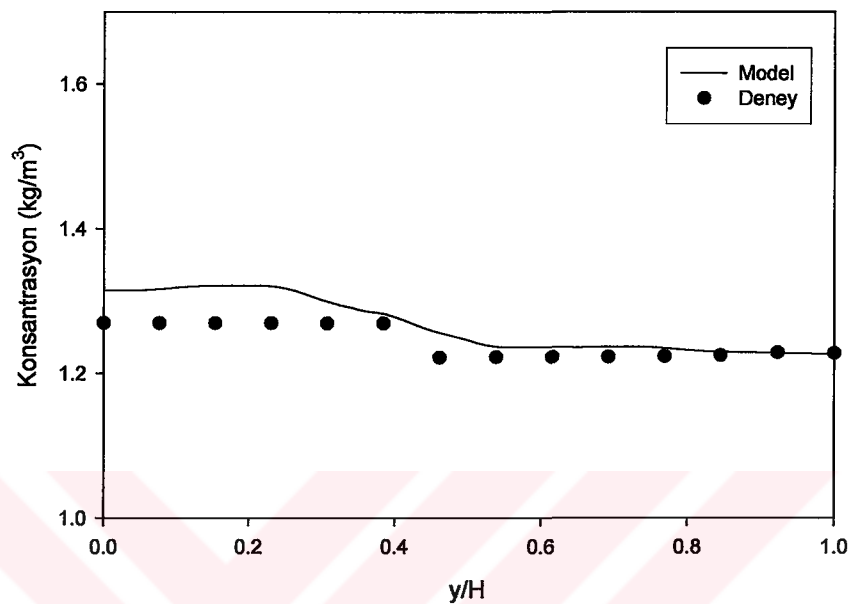
Şekil 5.11 Açık kapı durumu için buzdolabı yatay orta eksen sıcaklık değişimi karşılaştırması



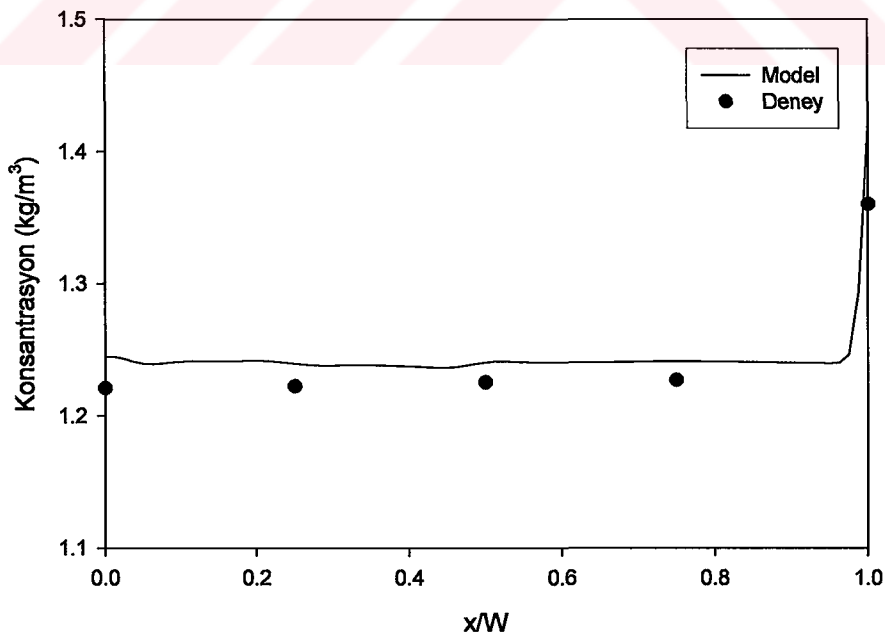
Şekil 5.12 Açık kapı durumu için buzdolabı dikey orta eksen sıcaklık değişimi karşılaştırması

Şekil 5.11'de görüldüğü gibi, model sonuçları ile deney sonuçları arasındaki maksimum sıcaklık farkı yatay orta kesitin ortasına kadar ± 4.0 °C civarındadır. Bu fark, kesitin diğer yarısı için ± 2 °C'ye düşmektedir. Bu duruma, deneylerde kompresörün açık kapı durumu için buzdolabı kabininin alt kısımlarını ısıtmasının yol

açtığı düşünülmektedir. Dikey orta kesit için model sonuçları ile deney sonuçları arasındaki maksimum sıcaklık farkı ise ± 2.5 °C civarındadır. Bu sonuçlara göre, model sonuçları ile deney sonuçları arasındaki farkın uyumlu olduğu yorumu yapılabilir.



Şekil 5.13 Açık kapı durumu için buzdolabı yatay orta eksen derişiklik değışimi karşılaştırması



Şekil 5.14 Açık kapı durumu için buzdolabı dikey orta eksen derişiklik değışimi karşılaştırması

Şekil 5.13 ve Şekil 5.14’de görüldüğü gibi, maksimum derişiklik farkı yatay kesit için % 3.1, dikey kesit için % 2.6 civarındadır. Deneyler sırasında kompresörün buzdolabı kabininin alt kısmını ısıtması sonucunda, yatay kesitte bu fark oluşmuştur. Ancak, geometrinin büyüklüğü gözönüne alınırsa, model sonuçları ve deney sonuçlarının birbirleri ile uyumlu olduğu, derişiklik dağılımı için de söylenebilir.



6. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu doktora çalışmasında; doğal taşınım prensibine göre çalışan bir buzdolabının, kapalı ve açık kapı durumlarında içinde oluşan ısı ve kütle geçişi nümerik ve deneysel olarak incelenmiştir.

Tez çalışmasının nümerik kısmında, teorik kısımda elde edilen denklemler için FORTRAN programlama dilinde kodlar yazılmıştır. Yazılan kodların türbülanslı akış için olanları, paralelleştirilerek çok-işlemcili makinalara uygun hale getirilmiş ve 28 işlemcili, SGI Origin marka bir süperbilgisayarda çözülmüştür. Türbülanslı akış için, LES (Large Eddy Simulation) türbülans yaklaşımı kullanılmıştır. Elde edilen nümerik sonuçların tamamı, korelasyonlar olarak ifade edilmiştir.

Tez çalışmasının deneysel kısmı ise üç kısımda yürütülmüştür. Çalışmaların ilk kısmında, modeller sonucu elde edilen hız değerlerinin doğrulaması için, PIV (Particle Image Velocimetry) sistemi kullanılarak, özel olarak tasarlanmış kapalı bir kavitede hız ölçümü yapılmıştır. Deneysel çalışmanın ikinci kısmında, bir buzdolabı içinde kapalı ve açık kapı durumunda, çok noktadan sıcaklık ölçümü yapılarak, modeller sonucu elde edilen sıcaklık haritalarının deneysel olarak da incelenmesi sağlanmıştır. Deneysel çalışmaların son kısmında ise, sıcaklık ölçümlerine benzer olarak, bir buzdolabı içinde kapalı ve açık kapı durumunda, çok noktadan bağıl nem ölçümü yapılarak, modeller sonucu elde edilen nem haritalarının deneysel olarak da incelenmesi sağlanmıştır.

Tez çalışmasının son kısmında ise, model ve deney sonuçları karşılaştırılmıştır. Hız, sıcaklık ve derişiklik dağılımları için, model ve deneylerin oldukça uyumlu olduğu söylenebilir.

Bu çalışmanın devamı olarak aşağıdaki önerilerin faydalı olacağı düşünülmektedir:

- 1) Kullanılan matematik modeller iki boyutludur. Ancak, özellikle türbülanslı akışlar için, üç boyutlu modeller kullanılması, daha sağlıklı nümerik sonuçların elde edilmesini sağlayacaktır.

- 2) Deneysel çalışmalarda, hem dikey hem de yatay orta kesit için sıcaklık ve derişiklik karşılaştırması yapılmıştır. Bunun sebebi, özellikle sınır tabakadaki değışimleri ölçebilecek boyutta termoeleman ve bağıl nem sensörünün bu çalışmada kullanılmamasıdır. İleride yapılacak deneysel çalışmalarda, sınır tabakadaki sıcaklık ve derişiklik gradyenlerini ölçebilecek boyuttaki sensörlerin temin edilip, özellikle evaporatör yüzeyinde Nusselt sayısı ve Sherwood sayısının model sonuçları ile karşılaştırılması faydalı olacaktır.
- 3) PIV sistemi kullanılarak yapılan hız ölçümü, geçiş (transition) rejimindeki akış için yapılmıştır. Bu ölçümün, türbülanslı akış rejimi için de yapılarak, detaylı olarak incelenmesinin faydalı olacağı düşünülmektedir.
- 4) Oluşturulan matematik modellerin tamamı, doğal taşınım mekanizması için geçerlidir. Bu modelin, zorlanmış taşınım ile çalışan buzdolapları için geliştirilmesinin faydalı olacağı düşünülmektedir. Özellikle No-frost tipi buzdolapları için bu modelin, Şeker [126,127] tarafından geliştirilen ve deneysel validasyonu Şeker [128] tarafından yapılmış karlanmış evaporatör modeli ile birleştirilerek, bütün buzdolabı kabini içinde zorlanmış taşınım durumunda oluşan zamana bağılı ısı ve kütle geçişinin incelenmesi faydalı olacaktır.
- 5) Nümerik analizlerde, buzdolabı duvarları adyabatik kabul edilmiştir. Oysa, izolasyon malzemesi ve metalin iletim direnci ve ortam havasının taşınım direnci de, bu sınır koşuluna dahil edilerek, daha gerçekçi nümerik çözümler sağlanabilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Ostrach, S.**, 1982. Natural Convection Heat Transfer in Cavities and Cells, *Proceedings of International Heat Transfer Conference*, 365-379
- [2] **Bejan, A.**, 1995. Convection Heat Transfer, John Wiley & Sons, New York.
- [3] **Schultz, D.H.**, 1973. Numerical Solution for the Flow of a Fluid in a Heated Closed Cavity, *Journal of Applied Mathematics*, **26**, 255-259
- [4] **Greenspan, D., Schultz, D.H.**, 1974. Natural Convection in an Enclosure with Localized Heating from Below, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, **3**, 1-10
- [5] **Mallinson, G. D., De Vahl Davis, G.**, 1977. Three-dimensional Natural Convection in a Box : A Numerical Study, *J. Fluid Mech*, **83**, 1-31
- [6] **Mallinson, G. D., Graham, A.D., De Vahl Davis, G.**, 1981. Three-dimensional flow in a closed thermosyphon, *J. Fluid Mech*, **109**, 259-275
- [7] **De Vahl Davis, G.**, 1983. Natural Convection of Air in a Square Cavity: A Benchmark Numerical Solution, *International Journal For Numerical Methods In Fluids*, **3**, 249-264
- [8] **Shay, W.A., Schultz, D.H.**, 1983. A Second Order Approximation to Natural Convection in a Square Cavity, *Proceedings of Numerical Methods in Laminar and Turbulent Flows Conference*, 764-774
- [9] **Shay, W.A., Schultz, D.H.**, 1985. A Second Order Approximation to Natural Convection for Large Rayleigh Numbers and Small Prandtl Numbers, *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, **5**, 427-438
- [10] **Markatos, N.C., Pericleous, K.A.**, 1984. Laminar And Turbulent Natural Convection In An Enclosed Cavity, *International Journal Of Heat And Mass Transfer*, **27**, 755-772
- [11] **Patankar, S.V.**, 1980. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere, Washington DC
- [12] **De Vahl Davis, G., Jones, I.P.**, 1984. The effect of vertical temperature gradients on multi-cellular flows in high aspect ratio cavities, *Liquid Metal Engineering and Technology*, 159-166
- [13] **Abegg, C., De Vahl Davis, G., Hiller, W.J., Koch, S.T., Kowalewski, T.A., Leonardi, E., Yeoh, G.H.**, 1984. Experimental and numerical

study of Three-dimensional Natural Convection and Freezing in Water, *10th International Heat Transfer Conference*, 1-6

- [14] Behnia, M., Reizes, J.A., De Vahl Davis, G., 1985. Natural Convection in a Cavity With a Window, *AIAA 20th Thermophysics Conference*, 1-13
- [15] Ho, C.J., Yih, Y.L., 1987. Conjugate Natural Convection Heat Transfer in an Air Filled Rectangular Cavity, *Int. Comm. Heat and Mass Transfer*, **14**, 91-100
- [16] Chen, K.S., Ho, J.R., Humphrey, J.A.C., 1987. Steady Two-Dimensional Natural Convection in Rectangular Cavities with Differentially Heated Walls, *Journal of Heat Transfer*, **109**, 400-406
- [17] Ince, N.Z., Launder, B.E., 1989. On the Computation of Buoyancy-driven Turbulent Flows in Rectangular Enclosures, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, **10**, 110-117
- [18] Jones, W.P., Launder, B.E., 1975. Turbulent Natural Convection in a Tall Closed Cavity, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **15**, 301-311
- [19] Frederick, R.L., Valencia, A., 1989. Heat Transfer in a Square Cavity with a Conducting Partition on Its Hot Wall, *Int. Comm. Heat and Mass Transfer*, **16**, 347-354
- [20] Hyun, J.M., Lee, J.W., 1989. Numerical Solutions for Transient Natural Convection in a Square Cavity with Different Sidewall Temperatures, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, **10**, 146-151
- [21] Hiller, W.J., Koch, S., Kowalewski, T.A., 1989. Three Dimensional Structures in Laminar Convection in a Cubic Enclosure, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **2**, 34-44
- [22] Peutrec Y.L., Lauriat G., 1990. Effect of the Heat Transfer at the Side Walls on Natural Convection in Cavities, *Transactions of the ASME*, **112**, 370-378
- [23] Yeoh, G.H., Behnia, M., De Vahl Davis, G., Leonardi, E., 1990. A Numerical Study Of Three-Dimensional Natural Convection During Freezing Of Water, *International Journal For Numerical Methods In Engineering*, **30**, 899-914
- [24] Behnia, M., Reizes, J.A., De Vahl Davis, G., 1990. Combined Radiation and Natural Convection in a Rectangular Cavity with a Transparent Wall and Containing a Non-participating Fluid, *International Journal For Numerical Methods In Fluids*, **10**, 305-3025
- [25] Buenconsejo Jr., N.S., Fujii, T., Koyama, S., 1990. Buoyancy-induced Airflow in a Side-heated Structure Consisting of a Cubic Box and Vertical Ducts, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **6**, 603-612

- [26] **Sagaguchi, K., Uemura, T., Takeo, H.,** 1991. Unsteady Laminar Natural Convection Heat Transfer in an Enclosure with Conducting Plates, *Trans. of JSME*, **57**, 1057-1064
- [27] **Ahmed, G.R., Yovanovich, M.M.,** 1991. Influence of Discrete Heat Source Location on Natural Convection Heat Transfer in a Vertical Square Enclosure, *Journal of Electronic Packaging*, **113**, 268-274
- [28] **Hirt, C.W., Nichols, B.D., Romero, N.C.,** 1975. Sola- A Numerical Algorithm for Transient Flows, *Los Alamos Labs. Technical Report, LA 5852*, Los Alamos Labs
- [29] **Reindl, D.T., Beckman, W.A., Mitchell, J.W., Rutland, C.J.,** 1991. Benchmarking Transient Natural Convection in an Enclosure, *Proceedings of National Heat Transfer Conference*, 1-17
- [30] **Fraser, S.M., Gilchrist, A., Yilmaz, T.,** 1991. Natural Convection LDA Measurement, *Laser Anemometry*, **2**, 166-173
- [31] **Smyth ,R., Salman, Y.K.,** 1991. Combined Free and Forced Convection Heat Transfer in a Rectangular Duct, *Int. Comm. Heat and Mass Transfer*, **18**, 669-680
- [32] **Inagaki, T., Komori, K.,** 1991. Heat Transfer of Turbulent Combined Convection in a Vertical Rectangular Duct, *Trans of JSME*, **57**, 3383-3386
- [33] **Kowalewski, T.A., Hiller, W.J., De Valh Davis, G.,** 1993. Computational and Experimental Visualisation in Heat and Mass Transfer Problems, *Japanese-Polish Joint Seminar on Advanced Computer Simulation*, 1-10
- [34] **Sedahmed, G.H., Nirdosh, I.,** 1991. A Natural Convection Mass Transfer Study Of the Diffusion Controlled Dissolution of Hemispherical Copper Cavities, *Metallkunde*, **82**, 243-245
- [35] **Davidson, L.,** 1992. Computation of Natural Convection Flow in a Square Cavity, *Proceedings of the Eurotherm Seminar*, 43-53
- [36] **Cha, D.J., Cha, S.S.,** 1993. Three-dimensional Natural Convection Flow Around an Isothermal Cube, *Int. Comm. Heat and Mass Transfer*, **20**, 619-630
- [37] **Vafai, K., Desai, C.P.,** 1993. Comparative Analysis of the Finite-Element and Finite-Difference Methods for Simulation of Buoyancy-Induced Flow and Heat Transfer in Closed and Open Ended Annular Cavities, *Numerical Heat Transfer - Part A*, **23**, 35-59
- [38] **Lankhorst, A.M., Angirasa, D., Hoogendoorn, C.J.,** 1993. LDV Measurements of Buoyancy-induced Flows in an Enclosure at High Rayleigh Numbers, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **6**, 74-79

- [39] **Fung, W.S., Tseng, C.C., Chen, Y.C.,** 1994. Natural Convection in an Enclosure with Non-uniform Wall Temperature, *Int. Comm. Heat and Mass Transfer*, **21**, 819-828
- [40] **Ramey, M.,** 1994. Application of Computational Fluid Dynamics to Indoor Room Air Flow, *MSc. Thesis*, Oklahoma State University, Oklahoma.
- [41] **Fusegi, T., Hyun, J.M.,** 1994. Laminar and Transitional Natural Convection in an Enclosure with Complex and Realistic Conditions (Review), *Int. J. Heat and Fluid Flow*, **15**,
- [42] **Devia, F., Milano, G., Tanda, G.,** 1994. Evaluation of Thermal Field in Buoyancy-induced Flows by a Schlieren Method, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **8**, 1-9
- [43] **Nirdosh, I., Sedahmed, G.H.,** 1994. Natural Convection Mass Transfer Inside Horizontal Square Ducts, *Chem. Eng. Comm.*, **130**,193-201
- [44] **Samders, S.,** 1995. An Experimental Facility for Studying Convective Heat Transfer in Buildings, *MSc. Thesis*, Oklahoma State University, Oklahoma.
- [45] **Goldstein, R.J., Cho, H.H.,** 1995. A Review of Mass Transfer Measurements Using Napthalene Sublimation, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **10**, 416-434
- [46] **Williams, T.L., Clausing, A.M., Newell, T.A.,** 1995. An Experimental Investigation of Natural Convection Heat Transfer in a Refrigerator During Closed Door Conditions, *Appliance Conference Proceedings*, 1-12
- [47] **Hsieh, S.S., Yang, S.S.,** 1996. Transient Three-Dimensional Natural Convection in a Rectangular Enclosure, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **39**, 13-26
- [48] **Yarin, A. L., Kowalewski, T.A., Hiller, W.J., Koch, S.T.,** 1996. Distribution of Particles Suspended in Convective Flow in Differentially Heated Cavity, *Phys. in Fluids*, **8**, 1130-1140
- [49] **Schmidt, D.J.,** 1996. Buoyancy-induced Flows within a Two-dimensional Square Enclosure, *MSc Thesis*, Clarkson University, New York.
- [50] **Gatski, T.B., Hussaini, M.Y., Lumley, J.L.,** 1996. Simulation and Modeling of Turbulent Flows, Oxford University Press, London.
- [51] **Bennacer, R., Gobin, D.,** 1996. Cooperating Thermosolutal Convection in Enclosures - I. Scale Analysis and Mass Transfer, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **39**, 2671-2681
- [52] **Bennacer, R., Gobin, D.,** 1996. Cooperating Thermosolutal Convection in Enclosures-II. Heat Transfer and Flow Structure, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **39**, 2683-2697

- [53] **Dirik, E., İz, H., Aydın, C.**, 1996. Performance Optimization of a Larder Type Refrigerator Unit Using Computer Aided Analysis Tools, *Teknik Rapor ARS-46*, Arçelik A.Ş. AR-GE
- [54] **Nirdosh, I., Sedahmed, G.H.**, 1996. A Mass Transfer Study Of the Diffusion Controlled Dissolution of Cubical Cavities Under Natural Convection Conditions, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, **23**, 633-642
- [55] **Mlaouah, H., Tsuji, T., Nagano, Y.**, 1997. A study of Non-Boussinesq Effect on Transition of Thermally Induced Flow in a Square Cavity, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, **18**, 100-106
- [56] **Chang, Y.P., Tsai, R.**, 1997. Natural Convection in a Square Enclosure with a Cold Source, *Int. Comm. Heat and Mass Transfer*, **24**, 1019-1027
- [57] **Frederick, R.L.**, 1997. Natural Convection Heat Transfer in a Cubical Enclosure with Two Active Sectors on One Vertical Wall, *Int. Comm. Heat and Mass Transfer*, **24**, 507-520
- [58] **Goto, T., Suzuki, M.**, 1997. A Boundary Integral Equation Method for Analysis of Natural Convection, *Int. Comm. Heat and Mass Transfer*, **24**, 663-672
- [59] **Derebail, R., Koster, J.N.**, 1997. Numerical Simulation of Natural Convection of Gallium in a Narrow Gap, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **40**, 1169-1180
- [60] **Arpaci, V.S.**, 1997. *Microscales of Turbulence - Heat and Mass Transfer Correlations*, Taylor&Francis, London.
- [61] **Costa, V.A.F.**, 1997. Double Diffusive Natural Convection in a Square Enclosure with Heat and Mass Diffusive Walls, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **40**, 4061-4071
- [62] **Daniels, P.G., Jones, O.K.**, 1998. Convection in a Shallow Rectangular Cavity due to Internal Heat Generation, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **41**, 3979-3987
- [63] **McBain, G.D.**, 1998. Heat and Mass Transfer Across Tall Cavities Filled with Gas-vapour Mixtures: The Fully Developed Regime, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **41**, 1397-1403
- [64] **Tieszen, S., Ooi, A., Durbin, P., Behnia, M.**, 1998. Modeling of Natural Convection Heat Transfer, Center for Turbulence Research, *Proceedings of the Summer Program*, 287-302
- [65] **Peng, S.H.**, 1998. Modeling of Turbulent Flow and Heat Transfer for Building Ventilation, *PhD Thesis*, Chalmers University of Technology, Göteborg.

- [66] **Liu, F., Wen, J.X.**, 1999. Development and Validation of an Advanced Turbulence Model for Buoyancy Driven Flows in Enclosures, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **43**, 3967-3981
- [67] **Aydın, O., Ünal, A., Ayhan, T.**, 1999. Natural Convection in Rectangular Enclosures Heated from One Side and Cooled from Ceiling, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **42**, 2345-2355
- [68] **Kowalewski, T. A.**, 1999. Freezing Of Water In The Differentially Heated Cubic Cavity, *International Journal of Computational Fluid Dynamics*, **11**, 193-210
- [69] **Banaszek, J., Jaluria, Y., Kowalewski, T.A., Rebow, M.**, 1999. Semi - Implicit Fem Analysis Of Natural Convection In Freezing Water, *Numerical Heat Transfer - Part A*, **36**, 449-472
- [70] **Dutta, S., Zhang, X., Khan, J.A., Bell, D.**, 1999. Adverse and Favorable Mixed Convection Heat Transfer in a Two-side Heated Square Channel, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **18**, 314-322
- [71] **Leong, W.H., Hollands, K.G.T., Brunger, A.P.**, 1999. Experimental Nusselt Numbers for a Cubical Cavity Benchmark Problem in Natural Convection, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **42**, 1979-1989
- [72] **Tanda, G.**, 1999. Application Of The Schlieren Technique To Convective Heat Transfer Measurements, The Homepage Of Optical Methods In Heat And Mass Transfer
- [73] **Peng, S.H., Davidson, L.**, 2000. Numerical Investigation of Turbulent Buoyant Cavity Flow Using Large Eddy Simulation, *3rd Int. Symp. On Turbulence, Heat and Mass Transfer*, CD-Rom
- [74] **Frederick, R. L., Quiroz, F.**, 2000. On the Transition from Conduction to Convection Regime in a Cubical Enclosure with a Partially Heated Wall, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **44**, 1699-1709
- [75] **Peng, S.H., Davidson, L.**, 2000. Comparative Study of LES for Turbulent Buoyant Flow in Terms of SGS Model and Grid Resolution, *3rd Int. Symp. On Turbulence, Heat and Mass Transfer*, CD-Rom
- [76] **Dol, H.S., Hanjalic, K.**, 2000. Computational Study of Turbulent Natural Convection in a Side Heated Near Cubic Enclosure at a High Rayleigh Number, *National Aerospace Laboratory Technical Report, NLR-TP-2000-467*, Delft University of Technology.
- [77] **Meneveau, C., Katz, J.**, 2000. Scale-invariance and Turbulence Models for Large-Eddy Simulation, *Annual Reviews in Fluid Mechanics*, **32**, 1-32
- [78] **Poujol, F.T., Rojas, J., Ramos, E.**, 2000. Natural Convection of a High-Prandtl Number Fluid in a Cavity, *Int. Comm. Heat and Mass Transfer*, **27**, 109-119

- [79] **Tian, Y.S., Karayiannis, T.G.**, 2000. Low Turbulence Natural Convection in an Air Filled Square Cavity Part I : The Thermal and Fluid Flow Fields, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **43**, 849-866
- [80] **Tian, Y.S., Karayiannis, T.G.**, 2000. Low Turbulence Natural Convection in an Air Filled Square Cavity Part II : The Turbulence Quantities, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **43**, 867-884
- [81] **Cortella, G., Manzan, M., Comini, G.**, 2001. CFD Simulation of Refrigerated Display Cabinets, *International Journal of Refrigeration*, **24**, 250-260
- [82] **Johnston, H., Krasny, R.**, 2001. Computational Predictability of Natural Convection Flows in Enclosures: A Benchmark Problem, *Computational Fluid and Solid Mechanics/First MIT Conference*, CD-Rom
- [83] **Comini, G., Manzan, M., Nonino, C., Saro, O.**, 2001. Finite Element Solutions for Natural Convection Flows in a Tall Rectangular Cavity, *Computational Fluid and Solid Mechanics/First MIT Conference*, CD-Rom
- [84] **Auteri, F., Parolini, N.**, 2001. Simulation of the Differentially Heated 8:1 Rectangular Cavity by a Galerkin-Legendre Spectral Projection Method, *Computational Fluid and Solid Mechanics/First MIT Conference*, CD-Rom
- [85] **Ambrosini, W., Ferreri, J.C., Forgione, N.**, 2001. Finite Volume Analysis of Natural Convection in a 8:1 Tall Enclosure, *Computational Fluid and Solid Mechanics/First MIT Conference*, CD-Rom
- [86] **Westerberg, K.W.**, 2001. Thermally Driven Flow in a Cavity Using the Galerkin Finite Element Method, *Computational Fluid and Solid Mechanics/First MIT Conference*, CD-Rom
- [87] **Kim, S.E., Choudhury, D.**, 2001. Numerical Investigation of Laminar Natural Convection Flow Inside a Tall Cavity Using a Finite Volume Based Navier-Stokes Solver, *Computational Fluid and Solid Mechanics/First MIT Conference*, CD-Rom
- [88] **Christopher, D.M.**, 2001. Numerical Prediction of Natural Convection in a Tall Enclosure, *Computational Fluid and Solid Mechanics/First MIT Conference*, CD-Rom
- [89] **Gresho, P.M., Sutton, S.**, 2001. 8:1 Thermal Cavity Problem, *Computational Fluid and Solid Mechanics/First MIT Conference*, CD-Rom
- [90] **Dargush, G.F., Grigoriev, M.M.**, 2001. A Poly-Region Boundary Element Method for Buoyancy-Driven Flows, *Computational Fluid and Solid Mechanics/First MIT Conference*, CD-Rom
- [91] **Bruneau, C.H., Saad, M.**, 2001. Computation of Natural Convection Flows in the 8:1 Enclosure by a Multigrid Method, *Computational Fluid and Solid Mechanics/First MIT Conference*, CD-Rom

- [92] **Christon, M.A., Gresho, P.M., Sutton, S.**, 2001. Computational Predictability of Natural Convection Flows in Enclosures, *Computational Fluid and Solid Mechanics/First MIT Conference*, CD-Rom
- [93] **Suslov, S.A., Paolucci, S.**, 2001. A Petrov-Galerkin Method for Flows in Cavities, *Computational Fluid and Solid Mechanics/First MIT Conference*, CD-Rom
- [94] **Salinger, A.G., Lehoucq, R. B., Pawlowski, R.P., Shadid, J.N.**, 2000. Understanding the 8:1 Cavity Problem via Scalable Stability Analysis Algorithms, *Computational Fluid and Solid Mechanics/First MIT Conference*, CD-Rom
- [95] **Xin, S., Le Quere, P.**, 2001. Linear Stability Analyses of Natural Convection Flows in a Differentially Heated Square Cavity with Conducting Horizontal Walls. *Physics of Fluids*, **13**, 2529-2542
- [96] **Oliveira, P.J., Issa, R.I.**, 2001. An Improved PISO algorithm for the Computation of Buoyancy-driven Flows, *Numerical Heat Transfer -Part B*, **40**, 473-493
- [97] **Marcondes, F., Gurgel, J.M., Santos, J.C.D.**, 2001. Transient Analysis of Natural Convection In Cylindrical Cavities, *Proceedings of the 2nd International Conference on Computational Heat and Mass Transfer*, CD-Rom
- [98] **Bennacer, R., Mohamad, A., Akrou, D.**, 2001. Transient Natural Convection in an Enclosure with Horizontal Temperature and Vertical Solutal Gradients, *International Journal of Thermal Sciences*, **40**, 899-910
- [99] **Wang, L.W., Wang, P.J., Kung, Y.C.**, 2001. Thermosolutal Convection in a Rectangular Enclosure with Upper Multi-Partitions in Cooperating Case, *Proceedings of PSFVIP-3*, CD-Rom
- [100] **Hermes, C.J.L., Marques, M.E.**, 2002. A CFD Model for Buoyancy Driven Flows inside Refrigerated Cabinets and Freezers, *Purdue Conference Proceedings - Refrigeration Papers*, CD-Rom
- [101] **Joubert, P., Sergent, A., Le Quere, P.**, 2002. Large Eddy Simulation of Turbulent Natural Convection Flows in Cavities, *12th International Heat Transfer Conference*, Grenoble, France, CD-Rom
- [102] **Wong, K.L.**, 1995. Numerical Simulations of Natural Convection Flow in a Differentially Heated Cubical Enclosure, *Proc. First Asian CFD Conference -HKUST*, CD-Rom
- [103] **Le Quere, P., Humphrey, J.A.C., Sherman, F.S.**, 1981. Numerical Calculation of Thermally Driven Two-Dimensional Unsteady Laminar Flow in Cavities of Rectangular Cross Section, *Numerical Heat Transfer*, **4**, 249-283

- [104] **Penot, F.**, 1982. Numerical Calculation of Two-Dimensional Natural Convection in Isothermal Open Cavities, *Numerical Heat Transfer*, **5**, 421-437
- [105] **Hess, C.F., Henze, R.H.**, 1984. Experimental Investigation of Natural Convection Losses From Open Cavities, *Transactions of the ASME*, **109**, 407-416
- [106] **Chan, Y.L., Tien, C.L.**, 1985. A Numerical Study of Two-Dimensional Laminar Natural Natural Convection in Shallow Open Cavities, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **28**, 603-612
- [107] **Chan, Y.L., Tien, C.L.**, 1985. A Numerical Study of Two-Dimensional Natural Convection in Square Open Cavities, *Numerical Heat Transfer*, **8**, 65-80
- [108] **To, W.M., Humphrey, J.A.C.**, 1986. Numerical Simulation of Buoyant, Turbulent Flow -I. Free Convection Along a Heated, Vertical, Flat Plate, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **29**, 573-592
- [109] **To, W.M., Humphrey, J.A.C.**, 1986. Numerical Simulation of Buoyant, Turbulent Flow -II. Free and Mixed Convection in a Heated Cavity, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **29**, 593-610
- [110] **Clausing, A.M., Waldvogel, J.M., Lister, L.D.**, 1987. Natural Convection from Isothermal Cubical Cavities with a Variety of Side-Facing Apertures, *Transactions of the ASME*, **108**, 305-309
- [111] **Skok, H., Ramadhyani, S., Schoenhals, R.J.**, 1991. Natural Convection in a Side-facing Open Cavity, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, **12**, 36-45
- [112] **Pavlovic, M.D., Penot, F.**, 1991. Experiments in the Mixed Convection Regime in an Isothermal Open Cubic Cavity, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **4**, 648-655
- [113] **Xia, J.L., Zhou, Z.W.**, 1992. Natural Convection in a Partially-open Cavity with a Divider, *Int. Comm. Heat and Mass Transfer*, **19**, 447-460
- [114] **Mahajan, R.L., Angirasa, D.**, 1992. Natural Convection with Combined Buoyancies in a Side-open Cavity, *Proceedings of Natural Convection in Enclosures*, 39-48
- [115] **Nirdosh, I., Sedahmed, G.H.**, 1995. Free Convective Mass Transfer in A Cubical Open Cavity, *Int. Comm. Heat and Mass Transfer*, **22**, 261-270
- [116] **Yu, E., Joshi, Y.**, 1997. A Numerical Study of Three-dimensional Laminar Natural Convection in a Vented Enclosure, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, **18**, 600-612

- [117] **Chackraborty, W., Elsayed, M.M., Al-Fahed, S.F., 1997.** Experimental Measurements of Heat Transfer Coefficient in a Partially/Fully Opened Tilted Cavity, *Transactions of the ASME*, **115**, 592-605
- [118] **Khanafar, K., Vafai, K., 2000.** Buoyancy-driven Flow and Heat Transfer in Open-ended Enclosures: Elimination of the Extended Boundaries, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **43**, 4087-4100
- [119] **Terrell Jr., W., Newell, T.A., 2000.** Investigation of Refrigerator Heat and Mass Transfer Cabinet Loading During Open Door Conditions, ACRC Technical Report, **FY-02**, Chicago
- [120] **Jilani, G., Jayaraj, S., Voli, K., 2002.** Numerical Analysis of Free Convective Flows in Partially Open Enclosure, *Heat and Mass Transfer*, **38**, 261-270
- [121] **Chen, C.J., Jaw, S.Y., 1998.** Fundamentals of Turbulence Modeling, Taylor-Francis, London
- [122] **Sorensen, J.N., Kristensen, S.A., Christensen, L.K.,** Direct and Large Eddy Simulations of Thermo-Convective Flows, *Applied Parallel Computing: Industrial Computation and Optimization: Third International Workshop - Para '96*, 631-640
- [123] **Flow Manager Software and Introduction to PIV Instrumentation, 2000.** Dantec Dynamics, Skovlunde.
- [124] **Incropera, F.P., DeWitt, D.P., 2002.** Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons, New Jersey
- [125] **ASHRAE, 1996.** Psychrometrics : Theory and Practice, USA
- [126] **Şeker, D., 1999.** No-Frost Buzdolabı Evaporatörlerinde Karlanmanın Etkileri, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- [127] **Şeker, D., Karataş, H., Eğriçan, N., 2004.** Frost Formation on Fin-and-Tube Heat Exchangers Part I : Modeling of Frost Formation on Fin-and-Tube Heat Exchangers, *Int. Journal of Refrigeration*, **27**, 367-374
- [128] **Şeker, D., Karataş, H., Eğriçan, N., 2004.** Frost Formation on Fin-and-Tube Heat Exchangers Part II : Experimental Investigation of Frost Formation on Fin-and-Tube Heat Exchangers, *Int. Journal of Refrigeration*, **27**, 375-377

ÖZGEÇMİŞ

Deniz Şeker, 1976 yılında İstanbul'da doğdu. İlk öğrenimini Kadıköy Muratpaşa İlkokulu'nda 1986 yılında tamamladı. Orta öğrenimini 1989 yılında Kadıköy Kemal Atatürk Ortaokulu'nda tamamladıktan sonra, 1992 yılında lise öğrenimini Kabataş Erkek Lisesi'nde tamamladı. Aynı yıl İ.T.Ü. Makina Mühendisliği'ne girdi ve bölümünü 1997'de, Makina Ana Bilim Dalı, Enerji Programı'ndaki yüksek lisans öğrenimini 1999 yılında bitirdi.

2000 yılında Makina Ana Bilim Dalı, Enerji Programı'nda Doktora programına başlayan Deniz Şeker, Şubat 2000'den beri Arçelik A.Ş. Ar-Ge Direktörlüğü'nde, Akışkanlar Dinamiği Teknoloji Ailesi'nde Ar-Ge Mühendisi olarak çalışmaktadır.

