

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DUVARLARINDAN ISITILAN VE SOĞUTULAN KAPALI HACİMLERDE DOĞAL
TAŞINIMIN İNCELENMESİ**

ÖZGEN AÇIKGÖZ

**DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI-PROSES PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. OLCAY KINCAY**

İSTANBUL, 2013

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DUVARLARINDAN ISITILAN VE SOĞUTULAN KAPALI HACİMLERDE DOĞAL
TAŞINIMIN İNCELENMESİ**

Özgen AÇIKGÖZ tarafından hazırlanan tez çalışması 31.05.2013 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Olcay KINCAY
Yıldız Teknik Üniversitesi

Eş Danışman

Prof. Dr. T. Hikmet KARAKOÇ
Anadolu Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Olcay KINCAY
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. İsmail TEKE
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Cem PARMAKSIZOĞLU
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Galip TEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Ebru MANÇUHAN
Marmara Üniversitesi

Bu alışma, Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü' nün 27-06-01-03, 2007 numaralı projesi ile desteklenmiştir.

ÖNSÖZ

Bu doktora tez çalışmasında, yaşam mahallerine benzer boyutlara sahip odalarda duvardan ısıtma panelleriyle ısıtma yapılması hâlinde oda içerisinde gerçekleşen doğal taşınım, sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Çalışma, YTÜ Bilimsel Araştırma Koordinatörlüğü 27-06-01-03 no'lu "Rüzgar Enerjisi, Güneş Enerjisi, Toprak Kaynaklı Dikey Tip Isı Pompası, Isıl Enerji Depolama Sistem Bileşenleri ile Isıtma, Soğutma ve Aydınlatma Amaçlı Oluşturulacak Birleşik Yenilenebilir Enerji Sisteminin Modelleme ve Analizlerinin Gerçekleştirilmesi, Deneysel Olarak İncelenmesi" projesi kapsamında desteklenmiştir.

Çalışmama öneri ve eleştirileriyle katkıda bulunan tez danışmanım Prof. Dr. Olcay KINCAY'a, ikinci danışmanım Prof. Dr. T. Hikmet KARAKOÇ'a, tez izleme komitesi üyelerim Prof. Dr. İsmail TEKE'ye ve Prof. Dr. Cem PARMAKSIZOĞLU'na ve jüri üyem Doç. Dr. Ebru MANÇUHAN'a teşekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca çalışmaya desteğini esirgemeyen değerli hocam Termodinamik ve Isı Tekniği Anabilim Dalı Başkanı Prof. Dr. Galip TEMİR'e, sayısal çalışmalarımda bana yardımcı olan Doç. Dr. Hakan DEMİR'e, deneysel çalışmalarımda yol gösteren Yrd. Doç. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ'a, Arş. Gör. Dr. Nuri Alpay KÜREKÇİ'ye ve deneysel tesisatımın kurulumunda bana katkı veren Gelişim Teknik A.Ş'ye teşekkür ederim.

Beni yetiştiren, her konuda destekleyen ve aldığım kararlara saygı duyan anneme ve babama şükranlarımı sunarım.

Mayıs, 2013

Özgen AÇIKGÖZ

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	vii
KISALTMA LİSTESİ	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	x
ÇİZELGE LİSTESİ	xiii
ÖZET	xv
ABSTRACT	xvii
BÖLÜM 1.....	1
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	3
1.2 Tezin Amacı.....	19
1.3 Bulgular.....	19
BÖLÜM 2.....	20
DUVARDAN ISITMA SİSTEMLERİ	20
2.1 Duvardan Isıtma ve Soğutma ile İlgili Teorik Bilgiler	20
2.1.1 DISS'nin Avantajları	22
2.1.2 DISS'nin Dezavantajları	23
BÖLÜM 3.....	24
SAYISAL ÇALIŞMALAR.....	24
3.1 Giriş	24
3.2 Kapalı Bir Hacimde Taşınım ile Isı Transferi	25
3.3 Sayısal Çözümü Elde Edebilmek İçin İzlenen Çözüm Algoritması	27
3.4 İki ve Üç Boyutlu Çizilen Odanın Uygun Sayıda ve Türde Hücrelere Ayrılması	29
3.5 Sayısal Çözüm Sonuçları.....	36

3.5.1	Tüm Duvarın Isıtılması Halinde Elde Edilen Sonuçlar	37
3.5.1.1	Üç Boyutlu Çözüm Halinde Elde Edilen Sonuçlar	37
3.5.1.2	İki Boyutlu Çözüm Halinde Elde Edilen Sonuçlar	37
3.6	Tüm Duvarın Isıtıldığı Durumda Türetilen Korelasyonlar	40
3.7	Duvardan Farklı Yüksekliklerde Isıtma Durumunda Elde Edilen Sonuçlar	44
3.7.1	B= 0.95; 1.425 ve 1.90 m Yüksekliklerinde Düşey Bir Duvardan Kısmî Isıtılma İşlemi Uygulanması ve Elde Edilen Sonuçlar	44
3.7.2	B= 0.95; 1.425 ve 1.90 m Yüksekliklerinde Düşey Bir Duvardan Kısmî Isıtma İşlemi Uygulanması Hâlinde Elde Edilen Korelasyonlar	50
BÖLÜM 4		52
DENEYSEL ÇALIŞMALAR		52
4.1	Giriş	52
4.2	Deney Düzeneği	53
4.3	Deney Düzeneğinde Kullanılan Cihazlar ve Ölçü Aletleri.....	58
4.4	Verilerin Bilgisayara Aktarılması	59
4.5	Deney Tesisatının Fotoğrafları	60
4.6	Ölçümler ve Hesap Yöntemi	65
4.7	Ölçüm Sonuçları	69
4.8	DeneySEL Olarak Elde Edilmiş Sınır Koşullarının Sayısal Alanda Modellenecek Karşılaştırılması	80
4.9	Kalibrasyon.....	83
4.10	Hata Analizi	84
BÖLÜM 5		88
SONUÇLAR VE ÖNERİLER		88
KAYNAKLAR		94
EK-A		99
KALİBRASYON		99
EK-B		112
ODA İÇİNDEKİ SICAKLIK VE HIZ DAĞILIMI GRAFİKLERİ		112
ÖZGEÇMİŞ		120

SİMGE LİSTESİ

A	Duvar yüzey alanı [m^2]
B	Isıtılan duvardaki ısıtılan bölge yüksekliği [m]
C	Korelasyon sabiti
c_p	Özgül ısı [kJ/kgK]
D	Isıtılan bölge hidrolik çapı [m]
E	Yayma gücü [W/m^2]
F	Görme faktörü, debi ölçümü yapılan nokta
H	Oda yüksekliği [m]
h	Taşınım katsayısı [W/m^2K]
J	Giden toplam ısıtım akısı [W/m^2]
k	Isı iletim katsayısı [W/mK]
L	Karakteristik uzunluk [m]
m	Debi, korelasyon katsayısı [kg/s]
n	Korelasyon katsayısı
P	Basınç [atm]
Q	Isı geçişi [W]
q	Isı akısı [W/m^2]
R	Işıtım direnci
T	Sıcaklık [$^{\circ}C$]
u	x eksenindeki hız bileşeni [m/s]
v	y eksenindeki hız bileşeni [m/s]
w	z eksenindeki hız bileşeni [m/s]
x	Koordinat eksen
y	Koordinat eksen
z	Koordinat eksen

ALT İNDİSLER

a Hava

c	Taşınım, soğuk duvar
den	Deneysel
h	Sıcak duvar
i	Panele giriş
o	Panelden çıkış
s	Duvar yüzeyi
say	Sayısal
t	Toplam
3d	Üç boyutlu

YUNAN HARFLERİ

Δ	Fark
ρ	Yoğunluk [kg/m^3]
σ	Stefan-Boltzmann sabiti [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}^4$]
ν	Kinematik viskozite [m^2/s]
α	Isıl yayılım katsayısı [m^2/s]
β	Isıl genleşme katsayısı [$1/\text{K}$]
ϵ	Işınım yayma katsayısı

KISALTMA LİSTESİ

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
CFD	Computational Fluid Dynamics
CPU	Central Processing Unit
DISS	Duvardan Isıtma Soğutma Sistemi
EES	Engineering Equation Solver
ETSU	Energy Technology Support Unit
Gr	Grashoff Sayısı
K	Kalibrasyon
Nu	Nusselt Sayısı
PEX	Çapraz Bağlı Polietilen Borular
PID	Proportional Integral Derivative Control
PLC	Programmable Logic Control
Pr	Prandtl Sayısı
Ra	Rayleigh Sayısı

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2. 1	Radyant hidronik duvar paneli..... 21
Şekil 2. 2	Panel radyatörlü ısıtma sisteminde ve DISS'nde sıcaklık dağılımı.....22
Şekil 3. 1	İki boyutlu çizilen kapalı hacimde sınır şartları ve kullanılacak parametreler.....26
Şekil 3. 2	Boyutları 1.8 x 2.85 x 1.8 m olan odanın üç boyutlu modellenışı.....30
Şekil 3. 3	Üç boyutlu çözüm ağı denemelerinde elde edilen Nusselt sayıları.....31
Şekil 3. 4	Üç boyutlu çözüm ağı denemelerinde elde edilen taşınım katsayıları.... 32
Şekil 3. 5	Boyutları 1.8 x 2.85 olan odanın GAMBIT'de iki boyutlu modellenışı.....32
Şekil 3. 6	İki boyutlu çözümde çözüm ağı denemelerinde elde edilen Nusselt sayıları.....33
Şekil 3. 7	İki boyutlu çözümde çözüm ağı denemelerinde elde edilen taşınım katsayıları.....33
Şekil 3. 8	Sıcak duvardan soğuk duvara olan mesafede hava sıcaklığı değışımi.....35
Şekil 3. 9	Oda modeli (L x H x L= 1.8 x 2.85 x 1.8 m), $T_h = 20-35^{\circ}\text{C}$ arasında, $T_c = 5-15^{\circ}\text{C}$ arasında değışirken iki ve üç boyutlu çözüm halinde ortalama Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısının değışımi.....41
Şekil 3. 10	Oda modeli (L x H x L= 4.0 x 2.85 x 4.0 m), $T_h = 20-35^{\circ}\text{C}$ arasında, $T_c = 5-15^{\circ}\text{C}$ arasında değışirken iki ve üç boyutlu çözüm halinde ortalama Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısının değışımi.....42
Şekil 3. 11	Oda modeli (L x H x L= 6.0 x 2.85 x 6.0 m), $T_h = 20-35^{\circ}\text{C}$ arasında, $T_c = 5-15^{\circ}\text{C}$ arasında değışirken iki ve üç boyutlu çözüm halinde ortalama Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısının değışımi.....42
Şekil 3. 12	Sıcak duvarın farklı yüksekliklerde ısıtılması durumunda L x H x L= 1.8 x 2.85 x 1.8 m boyutlarındaki odanın GAMBIT'de modellenmesi.....45
Şekil 3. 13	Sıcak duvarın farklı yüksekliklerde ısıtılması durumunda L x H x L= 4.0 x 2.85 x 4.0 m boyutlarındaki odanın GAMBIT'de modellenmesi.....45
Şekil 3. 14	L x H x L= 1.8 x 2.85 x 1.8 m olması durumunda farklı B/L oranları için Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değışımi.....48
Şekil 3. 15	L x H x L= 1.8 x 2.85 x 1.8 m olması durumunda farklı B/L oranları için taşınım katsayısı h'ın sıcaklık farkı ΔT ile değışımi.....49
Şekil 3. 16	L x H x L= 4.0 x 2.85 x 4.0 m olması durumunda farklı B/L oranları için Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değışımi.....49

Şekil 3. 17	L x H x L= 4.0 x 2.85 x 4.0 m olması durumunda farklı B/L oranları için taşınım katsayısı h'ın sıcaklık farkı ΔT ile değişimi.....	50
Şekil 4. 1	Deney tesisatının şematik çizimi.....	55
Şekil 4. 2	Tesisatın su ihtiyacını karşılayan soğuk ve sıcak su banyoları.....	56
Şekil 4. 3	Su banyolarında hazırlanan suyun tesisata aktarımı ve dolaşımı.....	56
Şekil 4. 4	Soğuk duvar üzerine yerleştirilen termokuplların yerleşimi ve numaraları.....	57
Şekil 4. 5	Sıcak duvar üzerine yerleştirilen termokuplların yerleşimi ve numaraları.....	57
Şekil 4. 6	Deney tesisatından alınan verilerin bilgisayara aktarılışının şematik gösterimi.....	60
Şekil 4. 7	Veri toplama programı arayüzü.....	60
Şekil 4. 8	Isıtma/soğutma panellerinin duvarlara monte edilmesi.....	61
Şekil 4. 9	Panellerin üzeri alçı sıva ile kaplanması.....	61
Şekil 4. 10	Termokuplların duvarlara ve oda orta noktasına yerleşimi.....	62
Şekil 4. 11	Ölçüm cihazlarının PLC cihazına girişi ve numaralandırılması.....	62
Şekil 4. 12	PLC cihazı ile kayıt için kullanılan dizüstü bilgisayar arasındaki bağlantı.....	63
Şekil 4. 13	Duvar üzerine monte edilen panoya bağlanmış debimetre.....	63
Şekil 4. 14	Sıcak su banyosu üzerinde yer alan suyun sıcaklığını düzenleyen cihaz.....	64
Şekil 4. 15	Panel giriş ve çıkışlarında su sıcaklığı ölçümü için T parçacıkları üstüne konan PT 100.....	64
Şekil 4. 16	Işınım hesaplamalarında kullanılan oda yüzeyleri numaralandırılması.....	67
Şekil 4. 17	Oda içinde ışınlama ısı transferi devresi.....	67
Şekil 4. 18	Deney no 1'de sistemin gün içinde rejime girdiğini gösteren grafik.....	70
Şekil 4. 19	Deney no 2'de sistemin gün içinde rejime girdiğini gösteren grafik.....	71
Şekil 4. 20	Deney no 3'te sistemin gün içinde rejime girdiğini gösteren grafik.....	72
Şekil 4. 21	Deney no 4'te sistemin gün içinde rejime girdiğini gösteren grafik.....	73
Şekil 4. 22	Deney no 5'te sistemin gün içinde rejime girdiğini gösteren grafik.....	74
Şekil 4. 23	Deney no 6'da sistemin gün içinde rejime girdiğini gösteren grafik.....	75
Şekil 4. 24	Deney no 7'de sistemin gün içinde rejime girdiğini gösteren grafik.....	76
Şekil 4. 25	Deney no 8'de sistemin gün içinde rejime girdiğini gösteren grafik.....	77
Şekil 4. 26	Deney no 9'da sistemin gün içinde rejime girdiğini gösteren grafik.....	78
Şekil 4. 27	Deney no 10'da sistemin gün içinde rejime girdiğini gösteren grafik.....	79
Şekil 4. 28	Deneysel sonuçların korelasyonlar ve sayısal sonuçlarla karşılaştırılması.....	82
Şekil Ek A. 1	Birinci grup kalibrasyon eğrileri.....	106
Şekil Ek A. 2	İkinci grup kalibrasyon eğrileri.....	107
Şekil Ek A. 3	Üçüncü grup kalibrasyon eğrileri.....	108
Şekil Ek A. 4	Dördüncü grup kalibrasyon eğrileri.....	109
Şekil Ek A. 5	Beşinci grup kalibrasyon eğrileri.....	110
Şekil Ek A. 6	Altıncı grup kalibrasyon eğrileri.....	111
Şekil Ek B. 1	(L x H x L= 1.8 x 2.85 x 1.8 m; $T_h = 35^\circ\text{C}$, $T_c = 10^\circ\text{C}$) sınır şartlarında oda içinde gerçekleşen sıcaklık dağılımı.....	112
Şekil Ek B. 2	(L x H x L= 1.8 x 2.85 x 1.8 m; $T_h = 35^\circ\text{C}$, $T_c = 10^\circ\text{C}$) sınır şartlarında oda içinde gerçekleşen hız dağılımı.....	113

Şekil Ek B. 3	(L x H x L= 4.0 x 2.85 x 4.0 m; $T_h= 35^{\circ}\text{C}$, $T_c= 10^{\circ}\text{C}$) sınır şartlarında oda içinde gerçekleşen sıcaklık dağılımı.....	113
Şekil Ek B. 4	(L x H x L= 4.0x 2.85 x 4.0 m; $T_h= 35^{\circ}\text{C}$, $T_c= 10^{\circ}\text{C}$) sınır şartlarında oda içinde gerçekleşen hız dağılımı.....	114
Şekil Ek B. 5	(L x H x L= 6.0x 2.85 x 6.0 m; $T_h= 35^{\circ}\text{C}$, $T_c= 10^{\circ}\text{C}$) sınır şartlarında oda içinde gerçekleşen sıcaklık dağılımı.....	114
Şekil Ek B. 6	(L x H x L= 6.0x 2.85 x 6.0 m; $T_h= 35^{\circ}\text{C}$, $T_c= 10^{\circ}\text{C}$) sınır şartlarında oda içinde gerçekleşen hız dağılımı.....	115
Şekil Ek B. 7	(L x H x L= 1.8 x 2.85 x 1.8 m; $T_h= 45^{\circ}\text{C}$, $T_c= 15^{\circ}\text{C}$) sınır şartlarında H= 0.95m'den ısıtma hâlinde oda içinde gerçekleşen sıcaklık dağılımı.....	115
Şekil Ek B. 8	(L x H x L= 1.8 x 2.85 x 1.8 m; $T_h= 45^{\circ}\text{C}$, $T_c= 15^{\circ}\text{C}$) sınır şartlarında H= 0.95 m'den ısıtma hâlinde oda içinde gerçekleşen hız dağılımı.....	116
Şekil Ek B. 9	(L x H x L= 1.8 x 2.85 x 1.8 m; $T_h= 40^{\circ}\text{C}$, $T_c= 15^{\circ}\text{C}$) sınır şartlarında H= 1.425 m'den ısıtma hâlinde oda içinde gerçekleşen sıcaklık dağılımı.....	116
Şekil Ek B. 10	(L x H x L= 1.8 x 2.85 x 1.8 m; $T_h= 40^{\circ}\text{C}$, $T_c= 15^{\circ}\text{C}$) sınır şartlarında H= 1.425 m'den ısıtma hâlinde oda içinde gerçekleşen hız dağılımı.....	117
Şekil Ek B. 11	(L x H x L= 4.0 x 2.85 x 4.0 m; $T_h= 45^{\circ}\text{C}$, $T_c= 15^{\circ}\text{C}$) sınır şartlarında H= 0.95 m'den ısıtma hâlinde oda içinde gerçekleşen sıcaklık dağılımı.....	117
Şekil Ek B. 12	(L x H x L= 4.0 x 2.85 x 4.0 m; $T_h= 45^{\circ}\text{C}$, $T_c= 15^{\circ}\text{C}$) sınır şartlarında H= 0.95 m'den ısıtma hâlinde oda içinde gerçekleşen hız dağılımı.....	118
Şekil Ek B. 13	(L x H x L= 4.0 x 2.85 x 4.0 m; $T_h= 45^{\circ}\text{C}$, $T_c= 15^{\circ}\text{C}$) sınır şartlarında H= 1.90 m'den ısıtma hâlinde oda içinde gerçekleşen sıcaklık dağılımı.....	118
Şekil Ek B. 14	(L x H x L= 4.0 x 2.85 x 4.0 m; $T_h= 45^{\circ}\text{C}$, $T_c= 15^{\circ}\text{C}$) sınır şartlarında H= 1.90 m'den ısıtma hâlinde oda içinde gerçekleşen hız dağılımı.....	119

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 3. 1	Üç boyutlu çözüm için kenarların farklı aralık sayılarına bölünmelerinde elde edilen Nusselt sayıları ve taşınım katsayıları.....31
Çizelge 3. 2	İki boyutlu çözüm için kenarların farklı aralık sayılarına bölünmelerinde elde edilen Nusselt sayıları ve taşınım katsayıları33
Çizelge 3. 3	Oda ortasından geçen yatay çizgi üstündeki sıcaklık değerleri.....35
Çizelge 3. 4	Farklı boyut ve ısı sınır koşullarında elde edilen Nusselt ve taşınım katsayısı sonuçları.....38
Çizelge 3. 5	Farklı boyut ve ısı sınır koşullarında elde edilen Nusselt ve taşınım katsayısı sonuçları.....39
Çizelge 3. 6	Kapalı hacimlerde farklı ısıtma koşulları ve boyutları için türetilmiş ifadeler ve geçerli oldukları koşulların gösterimi.....43
Çizelge 3. 7	$L \times H \times L = (1.8 \times 2.85 \times 1.8 \text{ m})$ boyutlarında sıcak duvarın tabandan itibaren $1/3$ 'ünün ısıtılması durumunda sonuçlar.....46
Çizelge 3. 8	$L \times H \times L = (4.0 \times 2.85 \times 4.0 \text{ m})$ boyutlarında sıcak duvarın tabandan itibaren $1/3$ 'ünün ısıtılması durumunda sonuçlar.....46
Çizelge 3. 9	$L \times H \times L = (1.8 \times 2.85 \times 1.8 \text{ m})$ boyutlarında sıcak duvarın tabandan itibaren $1/2$ 'sinin ısıtılması durumunda sonuçlar.....47
Çizelge 3. 10	$L \times H \times L = (4.0 \times 2.85 \times 4.0 \text{ m})$ boyutlarında sıcak duvarın tabandan itibaren $1/2$ 'sinin ısıtılması durumunda sonuçlar.....47
Çizelge 3. 11	$L \times H \times L = (1.8 \times 2.85 \times 1.8 \text{ m})$ boyutlarında sıcak duvarın tabandan itibaren $2/3$ 'ünün ısıtılması durumunda sonuçlar.....47
Çizelge 3. 12	$L \times H \times L = (4.0 \times 2.85 \times 4.0 \text{ m})$ boyutlarında sıcak duvarın tabandan itibaren $2/3$ 'ünün ısıtılması durumunda sonuçlar.....48
Çizelge 3. 13	Sıcak duvar farklı yüksekliklerde ısıtıldığında türetilen korelasyonlar.....51
Çizelge 4. 1	Deney tesisatında kullanılan cihazların özellikleri ve sayıları.....58
Çizelge 4. 2	Deney no 1'de elde edilen ölçüm sonuçları ve bazı sonuçlar.....70
Çizelge 4. 3	Deney no 1'de elde edilen ölçüm sonuçları ve bazı sonuçlar.....71
Çizelge 4. 4	Deney no 3'te elde edilen ölçüm sonuçları ve bazı sonuçlar.....72
Çizelge 4. 5	Deney no 4'te elde edilen ölçüm sonuçları ve bazı sonuçlar.....73
Çizelge 4. 6	Deney no 5'te elde edilen ölçüm sonuçları ve bazı sonuçlar.....74
Çizelge 4. 7	Deney no 6'da elde edilen ölçüm sonuçları ve bazı sonuçlar.....75
Çizelge 4. 8	Deney no 7'de elde edilen ölçüm sonuçları ve bazı sonuçlar.....76
Çizelge 4. 9	Deney no 8'de elde edilen ölçüm sonuçları ve bazı sonuçlar.....77
Çizelge 4. 10	Deney no 9'da elde edilen ölçüm sonuçları ve bazı sonuçlar.....78

	Sayfa
Çizelge 4. 11 Deney no 10’da elde edilen ölçüm sonuçları ve bazı sonuçlar.....	79
Çizelge 4. 12 Deney sonucunda elde edilen bazı ölçüm sonuçları ve taşınım katsayıları.....	80
Çizelge 4. 13 Bazı araştırmacıların türettiği korelasyonlar ve şartları.....	81
Çizelge 4. 14 Deneysel sonuçların türetilmiş korelasyonlarla karşılaştırılması.....	82
Çizelge 4. 15 Deneylerdeki ölçüm ve hesaplamalardaki belirsizlikler.....	86
Çizelge 5. 1 Kapalı hacimlerde farklı ısıtma koşulları ve boyutları için türetilmiş ifadeler ve geçerli oldukları koşulların gösterimi.....	89
Çizelge 5. 2 Sıcak duvar farklı yüksekliklerde ısıtıldığında türetilen korelasyonlar....	90
Çizelge Ek A. 1 Birinci grup sıcaklık kalibrasyon bilgileri.....	100
Çizelge Ek A. 2 İkinci grup sıcaklık kalibrasyon bilgileri.....	101
Çizelge Ek A. 3 Üçüncü grup sıcaklık kalibrasyon bilgileri.....	102
Çizelge Ek A. 4 Dördüncü grup sıcaklık kalibrasyon bilgileri.....	103
Çizelge Ek A. 5 Beşinci grup sıcaklık kalibrasyon bilgileri.....	104
Çizelge Ek A. 6 Altıncı grup sıcaklık kalibrasyon bilgileri.....	105

DUVARLARINDAN ISITILAN VE SOĞUTULAN KAPALI HACİMLERDE DOĞAL TAŞINIMIN İNCELENMESİ

Özgen AÇIKGÖZ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Olcay KINCAY

Eş Danışman: Prof. Dr. T. Hikmet KARAKOÇ

Isıl konforu geliştirmek ve enerji tüketimini azaltmak, binalarda gerçekleştirilen mühendisliğin en önemli ilgi alanlarıdır. Enerjinin verimli kullanılmasının giderek önem kazandığı günümüzde, düşük sıcaklıklı enerji kaynakları kullanan ısıtma sistemleri ve kapalı hacimlerde gerçekleşen doğal taşınım problemleri öne çıkmıştır.

Bu çalışmada, duvardan ısıtma panelleriyle yaşam mahallerinin ısıtılması ve bu durumda oluşacak doğal taşınım; kurulan deney düzeneğinde incelenmiş, yapılan deneyler sonucunda oda içinde oluşacak ortalama taşınım katsayıları hesaplanmıştır. Isıtıcı ve soğutucu olarak bir sıcak, bir de soğuk su banyosu kullanılmış, sıcak ve soğuk duvardaki panellerden geçen su debileri ölçülmüştür. Duvar yüzeyleri ve oda içi hava sıcaklığı ölçümünde T tipi termokupllar kullanılmıştır. Ayrıca, farklı boyutlarda ve farklı ısıtma koşullarındaki taşınım davranışının da incelenebilmesi amacıyla sayısal çalışmalar da gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla, Gambit adlı modelleme programında odalar çizilmiştir. Deneysel çalışmadaki gibi, gerçek bir oda simülasyonu yaratmak için odanın düşey bir duvarından ısıtma, karşısındaki duvardan ise soğutma gerçekleştirilmiştir. Odalar çözüm ağlarına bölünmüş ve Fluent 6.3 adlı CFD çözüm programında sonuca ulaştırılmıştır. Farklı sıklıktaki çözüm ağlarından sonuçların bağımsız hâle gelmesi sağlanmıştır. Oda yüksekliğini deneysel çalışmadaki oda yüksekliği ile aynı tutarak, taban alanının farklı boyutlarında Nusselt sayıları ve taşınım

katsayıları sıcak ve soğuk duvar sıcaklıkları değiştirilerek hesaplanmıştır. Buna ek olarak, sıcak duvarın tabandan itibaren farklı ısıtma yüksekliklerinde duvarın ısıtılması simüle edilmiş ve bu durumdaki sonuçlar irdelenmiştir.

Elde edilen sonuçlardan, gerçek boyutlu odalarda oluşan taşınım davranışını çeşitli ısıtma koşulları ve boyutlarda genelleştirecek korelasyonlar, içinde açıklık oranını da bulunduracak şekilde türetilmiş, bu korelasyon sonuçlarının gerçek değerlerden sapma oranı hesaplanmıştır.

Deneysel ve sayısal olarak türetilen taşınım katsayısı korelasyonları ayrıca diğer araştırmacılarca türetilmiş korelasyonlarla mukayese edilmiş ve sonuçların literatürle uyumlu olduğu görülmüştür. Ayrıca, sayısal çalışmaların sonucunda oda içinde gerçekleşen sıcaklık ve hız dağılımları da verilmiştir. Sıcaklık dağılımını veren şekillerde, oda içindeki sıcaklık katmanlaşması görülmüş; hız dağılımını veren şekillerde ise sadece duvar kenarlarında hava hareketinin mevcut olduğu tespit edilmiştir. Bu durum, duvardan ısıtma panelleri gibi düşük sıcaklıklı sistemlerle ısıtma gerçekleştirildiğinde oda içindeki taşınım akımlarının azaldığını ve dolayısıyla taşınım katsayısının da konvansiyonel sistemlerle yapılan ısıtmaya göre düştüğünü göstermektedir.

Anahtar Kelimeler: Doğal taşınım, kapalı hacimler, Nusselt sayısı, taşınım katsayısı, taşınım korelasyonları.

**THE INVESTIGATION OF NATURAL CONVECTION IN ENCLOSURES HEATED
AND COOLED FROM WALLS**

Özgen AÇIKGÖZ

Department of Mechanical Engineering

Ph. D. Thesis

Advisor: Prof. Dr. Olcay KINCAY

Co-Advisor: Prof. Dr. T. Hikmet KARAKOÇ

Improving thermal comfort and lowering energy consumption are the most significant concern fields of engineering carried out in buildings. Nowadays, in which efficient usage of energy increasingly gains importance, heating systems which use low temperature heating sources and natural convection problems that occur in enclosures have come forward.

In this study, heating of living places by means of radiant heating panels from walls and the natural convection that occurs under this circumstance have been investigated and as result of the conducted experiments convection coefficients that occur in the rooms have been calculated. As heating and cooling source, one heater bath and a cooler bath have been utilized and also flow rates that pass through panels in hot and cold walls have been measured. T-type thermocouples were used to measure the surface and air temperatures. Furthermore, to investigate the natural convection behavior at different dimensions and heating conditions numerical studies have been implemented as well. For this purpose, different rooms were drawn in the program, Gambit. As in the experimental study, to create a real room situation, heating was implemented from one vertical wall, and cooling was implemented from the opposite wall of the room. The rooms have been divided into meshes and exported to CFD

program, Fluent 6.3. Also, the results have been turned into independent from meshes. As holding room height same with the value at the experimental setup, at different values of floor dimensions Nusselt numbers and convective heat transfer coefficients were calculated via varying hot and cold wall temperatures. In addition, partial heat of the hot wall from floor level to different height values were simulated and results were scrutinized.

From the obtained results, correlations that generalize the convective behavior in real-size rooms have been derived at various heating conditions and dimensions in which aspect ratio takes place as well. Also, deviations of produced correlations from real results were determined.

Moreover, the convective heat transfer coefficient correlations which were derived experimentally and numerically have been compared with the correlations derived by other researchers and it has been seen that results were coherent with the literature. Also, temperature and velocity distribution that occur in the room were presented. From the figures that illustrate the temperature distribution, thermal stratification in the room has been observed and from the figures that illustrate velocity distribution in the room, it has been seen that air flows occur just at the sidewalls of the room. This demonstrates that when heating is realized by means of systems like radiant heating panels from walls, convection streams in the room decrease and thus convection coefficient decreases with respect to conventional heating systems as well.

Keywords: Natural convection, enclosures, Nusselt number, convection coefficient, convection correlations.

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Kapalı hacimlerde ısı transferinin incelenmesi uzun yıllardır üzerinde durulan bir konudur. Bu hacimler için özellikle iletim ve ışıyım modelleri tasarlanmış ve araştırmacılar tarafından bu modeller titizlikle incelenmiştir. Bununla birlikte, bilhassa gerçek oda boyutlarındaki kapalı hacimlerdeki taşınım ile ısı transferi konusunda hâlâ bazı bilinmeyen taşınım davranışları bulunmaktadır.

Gerek deneysel, gerekse de sayısal alanlardaki çeşitli zorluklardan dolayı bugüne kadar konuyla ilgilenmiş araştırmacılar, elde ettikleri sonuçların belli ölçüdeki kısıtlılığundan ya da eldeki veri ve korelasyon altyapısının genişletilmesi gerekliliğinden söz etmektedirler. Deneysel çalışmaların bazıları, deneysel zorluklardan dolayı gerçek odalarla karşılaştırılamayacak ölçüde küçük hacimlerde gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmalardan türetilen korelasyonlar ve düşey levhalar için türetilen korelasyonlar, bina ısı yükü hesapları için tasarlanmış programlarda uzun yıllar kullanılmıştır. Buna karşılık, son yıllarda bilimsel bir tabana uygun biçimde gerçekleştirilen çalışmalar; gerçek oda boyutlarında olmayan hacimlerde ve düşey levhalarda gerçekleştirilen deneysel çalışmaların ısı taşınım katsayısı bakımından isabetli sonuçlar vermediğini ortaya koymaktadır. Ayrıca, bazı sayısal çalışmaların ise uygun ve yeterli çözüm ağı sayısı ile gerçekleştirilip gerçekleştirilmediği belli değildir. Uygun ve yeterli sayıda gerçekleştirilmemiş bir sayısal çalışmanın gerçekte uyuşmayacağı da bilinen bir gerçektir.

Bu çalışmadaki YTÜ Makine Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Termodinamik ve Isı Tekniği Anabilim Dalı Laboratuvarında yapılan deneysel kısımda, gerçek bir oda boyutlarında (1.8 x 2.85 x 1.8 m) inşa edilmiş bir odanın bir duvarından gerçekleştirilen

ısıtma ve karşı duvarından gerçekleştirilen dengeleyici soğutma ile gerçeğe yakın bir ısı dengesi oluşturulmuştur. Soğutulan duvar ile amaçlanan, bir duvarından ısıtılan bir odada, gerçek odalarda oluşana benzer bir ısı kaybını meydana getirmektir. Çalışmada, yüksekliği gerçek bir oda boyutunda (2.85 m) olan bir kapalı hacimde gerçekleşen doğal taşınım incelenmiş, çeşitli parametrelerin (sıcak duvar yüzey sıcaklığı, soğuk duvar yüzey sıcaklığı, sıcak su debisi, soğuk su debisi vb.) değiştirilmesi yoluyla bulunan sonuçlar, FLUENT CFD. ile daha geniş hacimler ve duvar sıcaklığı aralıklarında elde edilmiş sayısal sonuçların teyidi amacıyla kullanılmıştır.

Sayısal kısımda ise deneysel çalışmada elde edilmesi mümkün olmayan bazı parametrelerin değiştirilmesi mümkün olmuştur. Örneğin, deneysel çalışmada taban alanının değiştirilmesi, sıcak duvarda kısmî ısıtma gerçekleştirilmesi, ulaşılamamış sıcak ve soğuk yüzey sıcaklığı sınır koşullarının atanması gibi elde edilecek veri ağını genişletecek işlemler, sayısal yöntemlerin kullanılmasıyla mümkün olmuştur. Bu yolla edinilen veriler, deneysel sonuçları doğrulamanın yanında, çalışma sonucunda türetilen korelasyonların daha geniş bir Rayleigh sayısı ve sıcaklık farkı aralığında geçerli olması yararını sağlamıştır.

Sıcak duvarın farklı taban alanı boyutlarında tamamen ısıtıldığı sayısal çalışmalarda hem iki boyutlu hem de üç boyutlu sonuçlar elde edilerek aradaki farklar bulunmuştur. Bu farkın kaynaklandığı nedenler literatürdeki çalışmalarla karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Bulunan sonuçlar, literatürdeki korelasyonlardan elde edilen sonuçlarla karşılaştırıldığında üç boyutlu modeldeki çözüm ağının, iki boyutlu çözüm ağına göre daha seyrek olmasına rağmen sonuçlarla daha iyi uyum sağladığı görülmüştür. Elde edilmiş olan iki boyutlu ve üç boyutlu sonuçlardan, sıcak duvarın tamamen ısıtıldığı durum için iki ayrı korelasyon türetilmiş ve aradaki fark yüzde olarak da tespit edilmiştir.

Ayrıca, sıcak duvarın farklı yüksekliklerde ısıtılması hâlinde, bu durumun ısı taşınım katsayısı ve Nusselt sayısını nasıl etkileyeceği de tespit edilmiştir. Bu konumda, oda sıcaklığını makul seviyelere getirebilmek için tüm duvarın ısıtıldığı durumdan daha geniş ve daha yüksek bir sıcaklık aralığında çalışılmıştır. Deneysel çalışma ile eş boyutlarda bir modelin yanında farklı bir taban alanı için de kısmî ısıtma işlemleri

uygulanarak veri sayısı genişletilip daha geniş bir Rayleigh sayısı aralığı için geçerli korelasyonlar türetilmiştir.

Günümüzde yüksek işlemci hızlı bilgisayar teknolojisi, sayısal çalışmaların geçmişe oranla daha makul sürelerde sonuç verebilmesini olanaklı kılmaktadır. Bu yolla elde edilen çok sayıdaki veriler, sayısal yöntemlerle daha az çalışılmış olan $3.08 \times 10^9 \leq Ra \leq 6.59 \times 10^{11}$ gibi bir Rayleigh sayısı aralığındaki doğal taşınımın incelenmesini ve en küçük kareler metoduyla türetilen korelasyonlar sayesinde farklı boyutlar, ısıtma tercihleri ve duvar sıcaklıkları için genelleştirilmesini sağlamıştır.

1.1 Literatür Özeti

Günümüzde gittikçe artan enerji tasarrufu düzenlemeleri ve çevresel bilinç düzeyi, bina ısı hesaplamaları gerçekleştirilirken enerji tüketimini düşürmeyi ve ısıl konfor seviyesini arttırmayı en önemli amaçlar olarak öne çıkarmaktadır. Binalardaki ısıl konfor; binanın dış yapısına, duvar ve pencere yalıtımlarına, hava sızıntılarına, dış hava koşullarına bağlı olarak değişkenlik göstermektedir. Tüm bu parametrelerin toplamı, binanın içi ve dışı arasındaki ısı geçişini ve dolayısıyla da toplam enerji tüketimini etkiler.

Bina simülasyonları, tüm bu etkenleri göz önüne alarak ısı transferi hesaplamalarını gerçekleştiren programlardır. İlk bina simülasyonlarında, özellikle ısı geçişi mekanizmalarının karmaşıklığı ve birbirleriyle olan etkileşimi nedeniyle bina enerji tüketimini hesaplarken, kararlı haller için ısıl modeller göz önüne alınmıştır. Daha sonraki simülasyonlarda süreksiz ısı transferi ve hava akımlarının modellenmesi de mümkün olmuştur. Hem radyant hem de konvektif ısı kaynakları, binaların içinde sıcaklık değişimine yol açarlar. Bu durum, bina çerçevesinden olan iletimle ısı transferine ve dolayısıyla da belirlenen alanın enerji performansına etki eder (Peeters vd. [1]).

Günümüzde bina yüzeylerinden zamana bağımlı iletimle ısı transferinin modellenmesi ve sayısal alanda gerçekleştirilmesi mümkündür. Aynı zamanda ışınlama olan ısı geçişinin de modelleri geliştirilmiştir. Buna karşılık, gerek zorlanmış gerekse de doğal taşınım bakımından bina uygulamalarında hâlen basit modeller kullanılmaktadır. Bina

simülasyonu modellemelerinde taşınımın, ısıtım ve iletim kadar etraflı bir şekilde çalışıldığını söyleyebilmek mümkün değildir. Bunun nedeni, taşınımın dışarıdan teşvik edilmesi ve yüzücü hava hareketlerine olan hassasiyetidir [1]. Bundan dolayı, taşınım modellenmesindeki kesinlikten uzaklık, simülasyonlarla elde edilen ısı yükü hesaplamalarının iç ortam taşınım katsayısına güçlü bir şekilde bağlı olduğunu gösteren araştırmacılar için bir açıklama niteliği taşımaktadır (Fohanno ve Polidori [2]). Pek çok araştırmacı ısı yükü ve enerji modellemesi hesaplamalarında taşınım korelasyonlarının etkisini araştırmış ve odalardaki doğru taşınım ile ısı transferi modellemesinin büyük önem taşıdığını göstermiştir.

Beausoleil-Morrison [3-6] iç ortamlar için geliştirilmiş taşınım ile ısı transferi korelasyonlarının etkisini gösteren çok sayıda çalışma yapmıştır. Beausoleil-Morrison, bir çalışmada [4] bir odanın ısıtma tüketimi tahminlerinin hem taşınım katsayılarına hem de ısıtma için sıcaklık ayar noktasına oldukça duyarlı olduğunu belirtmiştir. Radyant ısıtma sistemleri ile donatılmış iyi yalıtımlı test odalarından alınan ölçümler, farklı taşınım korelasyonları ile çalışan ısıtma yükü simülasyonları arasında %8'lik bir fark olduğunu göstermektedir. Aynı zamanda, bu çalışma ile; simülasyon sonuçlarının bina yapı elemanları ve hava infiltrasyonu gibi diğer etkenlerden ziyade taşınım korelasyonlarına ve kontrol ayar noktası sıcaklığına bağlı olduğu tespit edilmiştir.

Doğal taşınım ısı transfer katsayısındaki farklılıklar ETSU [7] raporunda aydınlatılmıştır. Yalıtılmış yüzeyler için bilinen pek çok kaynakta makul seviyede bir birbirine benzerlik görüldüğü belirtilmiştir. Buna karşılık; duvarlar, pencereler ve döşeme için taşınım ile ısı transfer katsayısının 1-6 W/m²K arasında, tavan içinse 0.1 -1.2 W/m²K arasında değiştiği gösterilmiştir.

Doğal taşınım da gerçek binaların yüzeylerinin ısı taşınım katsayısı değerlerini etkileyebilecek muhtemel parametreler raporda şöyle sıralanmıştır [7]:

- Kapalı hacmin şekli
- Yüzeydeki sıcaklık dağılımı
- Cereyandan kaynaklanan zorlanmış hava hareketleri, insanlar, fanlar ve radyatörler, yerden ısıtma sistemleri, güneş ısı kaynakları gibi diğer cihazların varlığı

- Yüzey pürüzlülüğü

Söz konusu raporda incelenen veriler ısıtılan plakalar için temel ifadeleri içinde bulundurmakta, ama kapalı hacimlerde ısıtılan yüzeyleri inceleyen Min vd. [8]'nin çalışmasını içermemektedir.

1 - 6 W/m²K arasında değişecek bir taşınım katsayısı değerinin ısıl modelce hesaplanacak ısı akısı üzerinde önemli bir etkiye sahip olacağı belirtilmiştir. (Awbi ve Hatton [9]).

Lomas [10], binalar için ısıl modelleri incelediği çalışmasında iki ayrı modelde dört farklı ısı taşınım katsayısı kullanmış ve kullanılan katsayılarla bağlı olarak tahmin edilen yıllık enerji ihtiyacının %27 civarında değişkenlik gösterdiğini belirtmiştir. Buna karşılık, iki model aynı ısı taşınım katsayısı ile test edildiğinde, yıllık enerji ihtiyacının diğerinden %1 oranında sapma gösterdiği görülmüştür. Bu durum, bir binanın enerji analizinde ısı taşınım katsayısının etkisini açıkça vurgulamaktadır [9].

Bina ısı yükü simülasyonları tahminlerinin taşınım ile ısı transferine olan hassasiyeti Clarke [11] tarafından da çalışılmıştır. İngiltere'de ortalama fazla bir cam alanı olan bir rezidans binasında gerçekleştirilen çalışmada, sabit değerli korelasyonlar ve radyatörlü odalar için üretilen korelasyonlar da dahil olmak üzere çok sayıda taşınım korelasyonu uygulanmış ve kış dönemi için hem ısı konforu hem de ısı yükü üzerinde durulmuştur. Çalışma sonucunda taşınım modeli seçiminin ısı konforu öngörülerinde önemli bir etkisinin olduğu gösterilmektedir. Tasarım yüklerinde ve tahmin edilen pik yüklerde de büyük değişimler gözlenmiştir. Pik yüklerde ve toplam enerji tüketimindeki maksimum değişimler sırasıyla %60 ve %58 olarak belirtilmektedir.

Bahsedilen çalışmalar, taşınım modellemesinin bina tasarımının farklı yönlerine olan etkisini ve uygun taşınım korelasyonu seçiminin doğru bir ısı yükü hesabı için çok önemli bir aşama olduğunu göstermektedir.

ASHRAE [12] tarafından sunulmakta olan korelasyonların büyük çoğunluğu, bir kapalı hacmin yüzeylerindeki taşınım ile ısı transferinin, yalıtılmış düzlemsel plakalar ile aynı olduğu varsayımına dayanır. Bu yaklaşımda, duvar ve duvar üzerindeki pencere gibi bitişik yüzeylerdeki hava akımının etkilerini ve kapalı hacimdeki duvar, taban ve tavan etkileri ihmal edilmiştir. Fakat, hem aynı duvardaki yüzeyleri hem de bitişik

duvarlardaki yüzeyleri etkiledikleri için, bir kapalı hacimdeki çevreleyen yüzeylerin etkisi ihmal edilemez. Her bir yüzeydeki akış, tüm odadaki akış örneğini etkiler. Dolayısıyla düzlemsel levha teorisiyle tahmin edilen ısı transferi, bir oda gibi kapalı bir hacimden genellikle sapma gösterir [1]. ASHRAE [12] tarafından türetilmiş korelasyonlar ve geçerli oldukları Rayleigh sayısı aralıkları (2.1 – 2.7) eşitliklerindeki gibidir:

Dikey duvar için:

$$h = 1.33 \left(\frac{\Delta T}{H} \right)^{1/4} \quad 10^5 < Ra < 10^9 \quad (2.1)$$

$$h = 1.26(\Delta T)^{1/3} \quad Ra < 10^9 \quad (2.2)$$

Yatay duvar için:

$$h = 0.53 \frac{(\Delta T)^{1/6}}{L^{1/2}} \quad 1 < Ra < 2002 \quad (2.3)$$

$$h = 1.53 \frac{(\Delta T)^{1/4}}{L^{1/4}} \quad 200 < Ra < 10^4 \quad (2.4)$$

$$h = 1.4 \frac{(\Delta T)^{1/4}}{L^{1/4}} \quad 2.2 \times 10^4 < Ra < 10^6 \quad (2.5)$$

$$h = 1.8(\Delta T)^{1/3} \quad 8 \times 10^6 < Ra < 1.5 \times 10^9 \quad (2.6)$$

$$h = 0.7 \frac{(\Delta T)^{1/4}}{L^{1/4}} \quad 10^5 < Ra < 10^{10} \quad (2.7)$$

Churchill ve Chu [13] ve Churchill ve Usagi [14] tarafından yapılan çalışmalarda, üniform olarak ısıtılan ve soğutulan düşey plakalarda doğal taşınım incelenmiş ve tüm Rayleigh ve Prandtl sayılarında geçerli olmak üzere düşey plakalar için geçerli genel korelasyonlar önerilmiştir. Ayrıca, bu korelasyonların temel probleminin laminar ve türbülanslı akış arasındaki geçiş bölgesinde olduğu sonucuna varılmıştır. Çalışma, ayrıca düzlemsel plakalar için önerilmiş korelasyonlarla karşılaştırmaları da vermektedir. Bununla birlikte kapalı hacimler için analitik ya da ampirik korelasyonlar sunulmamıştır. Çalışma sonucunda elde edilen korelasyonlar ve uygulama koşulları (2.8 – 2.11) eşitliklerindeki verilmiştir:

$$h = \frac{0.0175}{H} + 1.31 \left(\frac{\Delta T}{H} \right)^{1/4} \quad \begin{array}{l} Ra < 10^9 \\ (T = \text{sabit, laminar akış} \\ \text{için}) \end{array} \quad (2.8)$$

$$h = \frac{0.0275}{H} + \left(0.825 + 7.01 (\Delta T)^{1/6} H^{3/6} \right)^2 \quad \begin{array}{l} (T = \text{sabit, hem laminar} \\ \text{hem türbülanslı akış için}) \end{array} \quad (2.9)$$

$$h = \frac{0.0175}{H} + 0.28 \left(\frac{\Delta T}{H} \right)^{1/4} \quad q = \text{sabit, laminar akış için} \quad (2.10)$$

$$h = \frac{0.0275}{H} + \left(0.825 + 7.08 (\Delta T)^{1/6} H^{3/6} \right)^2 \quad \begin{array}{l} (q = \text{sabit, hem laminar} \\ \text{hem türbülanslı akış için}) \end{array} \quad (2.11)$$

Alamdari ve Hammond [15], doğal ventilasyonlu binalarda hem laminar hem de türbülanslı bölge için taşınım ile ısı akışında korelasyonlar üretmişlerdir. Korelasyonları üretebilmek amacıyla literatürden düzlemsel levhalar için farklı türden deneysel sonuçlardan yararlanmışlardır. Türetilen ifadeleri sadeleştirmek için Rayleigh sayılarının yerine, film sıcaklığı ile yüzey sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkının bir fonksiyonu yerleştirilmiştir. Bu çalışmada türbülanslı akışta karakteristik uzunluğun etkisi ihmal edilmektedir. Yazarlar, bina simülasyonu hesaplamalarında tecrübe edilen sıcaklık

aralığı üzerinde sınırlı bir hata etkisi oluşacağını düşünmüşlerdir. Türetilmiş olan korelasyonlar, sunulan data ile oldukça iyi bir uyum göstermiştir. Buna karşılık, yatay plakalar için geniş alana dağılmış bir data söz konusudur. Ayrıca, yazarlar kenar etkilerinin etkisini ve üç boyutluluğun etkisini tartışmışlardır. Duvar, taban ve tavan için çeşitli koşullarda türettikleri ifadeler (2.12 – 2.14) eşitlikleriyle verilmiştir:

$$h = \left[\left[1.5 \left(\frac{\Delta T}{H} \right)^{1/4} \right]^6 + [1.23(\Delta T)^{1/3}]^6 \right]^{1/6} \quad \begin{array}{l} \text{(Duvar için, } T_s < T_a \text{ ya} \\ \text{da } T_s > T_a) \end{array} \quad (2.12)$$

$$h = \left[\left[1.4 \left(\frac{\Delta T}{H} \right)^{1/4} \right]^6 + [1.63(\Delta T)^{1/3}]^6 \right]^{1/6} \quad \begin{array}{l} \text{(Taban için, } T_s > T_a; \\ \text{Tavan için } T_a > T_s) \end{array} \quad (2.13)$$

$$h = 0.6 \left(\frac{\Delta T}{P} \right)^{1/5} \quad \begin{array}{l} \text{(Taban için, } T_a > T_s; \\ \text{Tavan için } T_s > T_a) \end{array} \quad (2.14)$$

Bir odadaki tüm hava akışı örneği, herhangi bir yüzeydeki akışı da etkiler. Bundan dolayı, pek çok bilim adamı kapalı hacimlerde deneyler gerçekleştirerek belirli ısıtma, havalandırma ve hava koşullandırma sistemleri için doğal taşınım korelasyonları geliştirmişlerdir.

Yüncü ve Kakaç [16], duvar yüzey sıcaklığının, duvar çevresindeki akışkan sıcaklığından büyük olması durumunda ve laminar sınır şartları için aşağıdaki (2.15)'deki Nusselt ifadesini türetmişlerdir:

$$Nu = 0.64(Gr)^{\frac{1}{4}}(Pr)^{\frac{1}{2}}(0.861 + Pr)^{-\frac{1}{4}} \quad (2.15)$$

Ayrıca, sabit sıcaklıkta bulunan düşey yüzeyler için tüm Rayleigh sayılarında geçerli olan (2.16) korelasyonunu geliştirmişlerdir.

$$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra_L^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (2.16)$$

Incropera ve DeWitt [17], kaynak kitaplarında $Ra < 10^9$ için (2.17) ifadesini önermişlerdir:

$$Nu = \left\{ 0.68 + \frac{0.67Ra_L^{1/4}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{4/9}} \right\}^2 \quad (2.17)$$

Yine aynı kaynakta düşey levha için ortalama Nusselt sayısı, laminar ve türbülanslı akışlar için (2.18) ve (2.19) ifadeleri verilmiştir:

$$Nu = 0.59(Ra)^{1/4} \quad (2.18)$$

$$Nu = 0.1(Ra)^{1/3} \quad (2.19)$$

Min vd. [8], tam ölçekli bir odayı temsil eden kapalı bir hacimde konvektif ısı transferi ölçümlerinin sonuçlarını yayınlayan ilk araştırmacılar olmuşlardır. Yüzücü kuvvetlerin baskın olduğu iç ortamlar için taşınım korelasyonları geliştirmek amacıyla, ısıtılmayan yüzeyler haricindeki tüm yüzeylerin sabit sıcaklıkta tutulduğu, ventilasyonsuz üç ayrı boyutta test odaları kullanmışlardır. Hem yüzey sıcaklıkları, hem de ısı akıları ölçülmüştür. Radyant ısı transferini ölçmek için bir radyometre kullanılmıştır. Isıtılmayan yüzeylerin sıcaklığı 4.4°C ile 21.1°C arasında değiştirilmiştir. Isıtılan taban yüzey sıcaklıkları 24°C ile 43.3°C arasında değiştirilirken, ısıtılan tavan yüzey sıcaklığı 32.2°C ile 65.6°C aralığındadır. Üretilen korelasyonlar ısıtılan yüzey de dahil olmak üzere tüm yüzeyler için geliştirilmiştir. Korelasyonlar (2.20 - 2.22) ifadeleri ile verilmiştir:

$$h = 1.646 \frac{(\Delta T)^{0.32}}{H^{0.05}} \quad (\text{Isıtılan taban ya da ısıtılan döşeme için}) \quad (2.20)$$

$$h = 2.123 \frac{(\Delta T)^{0.31}}{P^{0.08}} \quad (\text{Isıtılan taban durumu için taban ve tavan}) \quad (2.21)$$

$$h = 0.233 \frac{(\Delta T)^{0.25}}{P^{0.25}} \quad (\text{Isıtılan tavan durumu için taban ve tavan}) \quad (2.22)$$

Delaforce vd. [18], 2.034 x 2.034 x 2.334 m boyutlarında, tuğla ve yalıtım malzemesinden bir test odası inşa etmişler ve odayı ısıtmak için bir fanlı ısıtıcı kullanmışlardır. Hacmin yüzeyleri için taşınım katsayıları hesaplanmıştır. Bu çalışmada, ışınmadan kaynaklanan hatalar, küçük sıcaklık farklarından dolayı ihmal edilmiştir. Duvar, döşeme ve tavan için ortalama taşınım katsayıları sırasıyla 1.6; 4.8 ve 0.5 W/m²K olarak bulunmuştur.

Awbi ve Hatton [9] farklı boyutları olan iki kapalı hacimde doğal taşınımı incelemiştir. Kapalı hacimlerin boyutları 2.78 x 2.30 x 2.78 m ve 1.05 x 1.01 x 1.05 m olarak belirlenmiştir. Büyük odanın yanında bulunan küçük odadaki bir klima yardımıyla, büyük odanın bir duvarı soğutularak bir ısı kuyusu oluşturulmuştur. Bu ısı kuyusuna karşı ve bitişik olan duvarlar, 200 W/m² ısı kapasitesi olan emprenye edilmiş esnek tabakalar vasıtasıyla ayrı olarak ısıtılmışlardır. Yüzeylerin önüne ve arkasına ısı sensörler yerleştirilmiştir. Arka kısma ısı sensörler yerleştirilmesinin nedeni iletimle meydana gelen ısı kayıplarını hesaplayabilmektir. Duvardan ısıtma sistemlerinde, ısıtılan duvarın ısı sınır tabakasının dışında olması gereken referans hava sıcaklığı, bu çalışmada ısıtılan duvardan 100 mm ötede seçilmiştir. Dolayısıyla, ısı taşınım katsayısı ve Nusselt sayısı hesaplanırken kullanılan sıcaklık farkı değişkeni, yüzey ve etkilenmemiş hava sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı olarak belirlenmiştir. Yüzeylerin ışınm yayma katsayılarının ölçülmesi suretiyle ısı ışınm miktarı hesaplanmış ve bu değer toplam ısı akısından çıkarılmıştır. Duvar yüzeyi aynı zamanda kısmî olarak da ısıtıldığından, karakteristik uzunluk ısıtılan bölgenin hidrolik çapı olarak belirlenmiştir. Deneyler sonucunda elde edilen veriler yorumlanmış ve bir duvarı ısıtılan büyük bir kapalı hacimdeki taşınım ile ısı transfer katsayısının, 1 m³ hacmi olan küçük kapalı hacme

oranla daha küçük olduğu görülmüştür. Ayrıca, bu sonucun duvar yüzeyindeki ısıtılan yüzeyin boyutlarından mı, kapalı hacmin boyutlarından mı kaynaklandığını anlamak için büyük odanın duvar yüzeylerine küçük plakalar yerleştirilerek deneyler gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak, duvar yüzeyindeki ısıtılan alanın, kapalı hacmin boyutlarına göre daha az bir etkiye sahip olduğu anlaşılmıştır. Isıtılan düşey duvarlar için elde edilen korelasyonlar (2.23 – 2.28) ifadeleri şeklinde verilmiştir:

$$h = \frac{1.823}{D^{0.121}} (\Delta T)^{0.293} \quad (\text{Isıtılan tavan durumu için taban ve tavan}) \quad (2.23)$$

$$Nu = 0.289(Gr)^{0.293} \quad (\text{Isıtılan düşey duvarlar için}) \quad (2.24)$$

$$h = \frac{0.233}{D^{0.076}} (\Delta T)^{0.308} \quad (\text{Isıtılan tabanlar için}) \quad (2.25)$$

$$Nu = 0.269(Gr)^{0.308} \quad (\text{Isıtılan tabanlar için}) \quad (2.26)$$

$$h = \frac{0.704}{D^{0.601}} (\Delta T)^{0.133} \quad (\text{Isıtılan tavanlar için}) \quad (2.27)$$

$$Nu = 2.376(Gr)^{0.133} \quad (\text{Isıtılan tavanlar için}) \quad (2.28)$$

Awbi [19], ısıtılan bir duvar, bir taban ve bir tavan için elde edilen taşınım katsayılarını veren bir CFD çalışmasını yapmıştır. Çalışmada iki türbülans modeli (k-ε standart ve diğer k-ε modelleri) ayrı ayrı kullanılmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Sonuçlar ayrıca, daha önce elde edilen deneysel sonuçlarla mukayese edilmiştir.

Khalifa ve Marshall [20]; bir binanın, gerçek boyutlu bir odasına, benzer bir deneysel çalışma yaparak kapalı hacimde tüm yüzeyler için konvektif ısı transfer katsayısını hesaplamıştır. 2.95 x 2.08 x 2.35 m boyutlarındaki bir odada dokuz farklı ısıtma türü için korelasyonlar türetilmiştir. Karşılıklı duvarlar ve tavanın taşınılma ısı transfer katsayısının incelendiği çalışmada ısıtma sistemi olarak fan, döşemeden ısıtma ve

duvardan ısıtma kullanılmıştır. Daha sonra ise tabanın ve duvarın yarısından ısıtma gerçekleştirilmiştir. Kalan araştırmalarda, radyatör ile ısıtma incelenmiş, ayrıca radyatörlerin yerleşiminin korelasyonlara olan tesiri gösterilmiştir. Hava ve yüzey sıcaklıklarını ölçmek için altmış beş alüminyum ısıtma elemanı kullanılmıştır. Bu çalışmada, kapalı hacmin iç ve dış yüzeyleri alüminyum ile kaplanmıştır. Radyant ısı geçişi hesaba katılmamıştır. Bunun yanında deneysel hassasiyet çalışması gerçekleştirilmiştir. Taşınım katsayısının tayininde belirsizlik; duvar ile oda sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı 1°C olduğunda %21.5; 5°C sıcaklık farkı olduğunda %5 olarak hesaplanmıştır. Sonuç olarak türetilen korelasyonlar (2.29 – 2.36) ifadeleri ile gösterilmiştir:

$$h = 2.30(\Delta T)^{0.24} \quad \begin{array}{l} \text{(Bir odada ısıtılmayan duvar için;} \\ \text{pencere altındaki radyatör ya da ısıtılan} \\ \text{duvar mevcut)} \end{array} \quad (2.29)$$

$$h = 1.98(\Delta T)^{0.32} \quad \begin{array}{l} \text{(Bir pencere altında olmayan} \\ \text{radyatörün ısıttığı bitişik duvar için)} \end{array} \quad (2.30)$$

$$h = 2.92(\Delta T)^{0.25} \quad \begin{array}{l} \text{(Bir sirkülasyon fanı tarafından ısıtılan} \\ \text{odada karşıt durumda olan duvar için)} \end{array} \quad (2.31)$$

$$h = 8.07(\Delta T)^{0.11} \quad \begin{array}{l} \text{(Pencere için; altındaki radyatörce} \\ \text{ısıtılan odada)} \end{array} \quad (2.32)$$

$$h = 7.61(\Delta T)^{0.06} \quad \begin{array}{l} \text{(Pencere için; pencere altında olmayan} \\ \text{radyatörce ısıtılan odada)} \end{array} \quad (2.33)$$

$$h = 3.10(\Delta T)^{0.17} \quad \begin{array}{l} \text{(Tavan için; pencere altındaki} \\ \text{radyatörce ya da duvarlarca ısıtılan} \\ \text{odada)} \end{array} \quad (2.34)$$

$$h = 2.72(\Delta T)^{0.13} \quad \text{(Tavan için; tabandan, pencere altındaki radyatörle ya da sirkülasyon fanıyla ısıtılan odada)} \quad (2.35)$$

$$h = 2.12(\Delta T)^{0.33} \quad \text{(İçinde ısı kaynakları bulunan odada soğutulan tavan için)} \quad (2.36)$$

Çalışma sonucunda; en büyük ortalama doğal taşınım katsayılarının duvarın ve tavanın ısıtılması durumunda ortaya çıktığı, bundan sonraki en büyük değerlerin ise duvarın ve tabanın bir bölümünün ısıtıldığı durumda gerçekleştiği vurgulanmaktadır.

Khalifa [21], binalardaki ısı transferine öncelikli olarak odaklanarak iki ve üç boyutlu doğal taşınım problemlerinin geniş bir şekilde yeniden incelemesini gerçekleştirmiştir. Sonuçta, düşey yüzeyler için korelasyonlar arasındaki farkın 5 kata kadar çıktığı, yukarı bakan yatay yüzeyler için farkın 4 kata kadar, aşağıya bakan yatay yüzeyler içinse 8 kata kadar olduğu belirtilmiştir.

Khalifa ve Khudheyer [22], kapalı hacimlerde 14 farklı bölmeli olan bir deneysel çalışma yürütmüş ve bu bölmelerin kapalı hacimlerdeki doğal taşınımına nasıl etki ettiğini incelemiştir. Literatürdeki diğer çalışmalara benzer olarak, düşey sıcak ve soğuk duvarlar düşünülmüş ve diğer duvarlar yalıtılmıştır. 6×10^7 ile 1.5×10^8 Rayleigh sayısı arasında, 0.5 görüş oranında çalışılmış ve farklı deneylerin sonuçları için korelasyonlar türetilmiştir.

Khalifa [23], yatay ve düşey izolasyonlu yüzeyler için geniş kapsamlı bir yeniden inceleme çalışması sunmuştur. Isı taşınımı korelasyonları arasında mukayese yapılmış ve yalıtılmış düşey yüzeyler için korelasyonlar arasındaki tutarsızlık 2 kata kadar, yukarı bakan yatay yüzeyler için 4 kata kadar, aşağı bakan yatay yüzeyler için de 4 kata kadar olarak tespit edilmiştir.

Kaizuka ve Iwamoto [24], tabanın paneller vasıtasıyla ısıtılması ve zorlanmış hava taşınımına maruz bırakılması durumunda duvar yüzey sıcaklıklarını ve ısıl konfor faktörünü araştırmıştır.

Yamazaki [25], taban ısıtılması ya da tavan ısıtıcısı kullanılması durumları için üç boyutlu olarak sıcaklık ve hız profillerini incelemiştir. Elde edilen sonuçları sayısal modellemenin sonuçları ile mukayese etmiştir.

Udagawa [26], farklı hava sıcaklığı profillerinin ısıtma yükü hesaplamalarındaki etkisini yüksek tavanlı bir oda içerisinde sayısal ve deneysel yollarla araştırmıştır. Üç farklı ısıtma sisteminin uygulandığı çalışmada kullanılan sistemler; tabandan ısıtma, tabandan hava ile ısıtma ve duvardan hava ısıtmadır.

Karadağ vd. [27], Nusselt sayısının tavan ve döşeme sıcaklıkları ve oda boyutları ile değişimini CFD simülasyonları vasıtasıyla analiz etmiştir. Farklı oda boyutları için, duvar sıcaklıkları sabit tutulurken tavan sıcaklığı 10-25°C arasında değiştirilmiştir. Tavan ve hava sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı yükseldiğinde, taban için Nusselt sayısının da yükseldiği gözlemlenmiştir. Aynı zamanda, literatürdeki taban ve tavan sıcaklığını içinde bulunduran korelasyonların, bu çalışmanın sonuçlarından %35 oranında saptığı görülmüştür. Bunun yanında, taban Nusselt sayısı için diğer yüzeylerin ısı koşullarını ve oda boyutlarını içeren yeni korelasyonların türetilmesi gerektiği öne sürülmüştür.

By Bjarne [28], oda yüksekliği boyunca meydana gelen sıcaklık değişimini, farklı ısıtma sistemleri uygulayarak incelemiştir. Öncelikle tabandan ısıtma sistemi için çalışma yapılmış, taban sıcaklığı 5°C değiştirildiğinde ortalama radyant sıcaklığın 2°C değişmiştir. Bunun yanında oda sıcaklığının yaklaşık olarak 1°C değiştiği gözlemlenmiştir. Çalışmanın diğer bölümünde ise yükseklik boyunca oluşan sıcaklık değişimi incelenmiştir. Buna göre; döşemeden ısıtmada 0.5°C, pencere altında radyatör olması durumunda 6°C, duvardan sıcak hava ile ısıtılması halinde 2.5°C'lik sıcaklık değişimleri saptanmıştır.

Karadağ [29], FLUENT CFD.'yi kullanarak, tabanın izoleli olması durumunda tavan için ışıınım ve taşınım ısı transfer katsayıları arasındaki ilişkiyi araştırmıştır. Öncelikle farklı oda boyutları için (3 x 3 x 3 m; 4 x 3 x 4 m ve 6 x 3 x 4 m) yüzeylerdeki ışıınım yayma katsayılarını ihmal etmiş ($\epsilon_w = \epsilon_c = 0$) ve ($T_c = 0-25^\circ\text{C}$, $T_w = 28-36^\circ\text{C}$) ısı sınır koşullarını uygulamıştır.

Calay vd. [30] gerçek bir odanın dörtte biri oranında ölçülere sahip kapalı bir hacimde çalışmalarını yürütmüşlerdir. Literatürdeki diğer çalışmalara benzer şekilde karşılıklı iki

duvarı ısıtıp soğutmuşlardır. 15 mm çapında bir bakır borunun içerisinden %30 glikollü su geçirilerek bir duvar soğutulmuştur. Diğer duvarlar 12 mm kalınlığındaki izolasyon malzemesiyle yalıtılmış ve adyabatik hâle getirilmiştir. Ortam sıcaklığı ise 0.5°C hassasiyetle ayarlanmıştır. Kapalı hacmin içindeki sıcaklıklar ise T tipi termokupullar tarafından ölçülmüştür. Bulunan Nusselt değerleri ile literatürdeki diğer Nusselt değerleri mukayese edilmiştir.

Rahimi ve Sabernaee [31], 2.4 x 2.4 x 2.4 m boyutlarında döşemeden ısıtma sistemi olan bir deneysel oda inşa etmişlerdir. Çalışmanın amacı, doğal taşınım ve ışıının, oda içinde gerçekleşen toplam ısı transferi içerisindeki oranını tespit etmektir. Kapalı hacmin iç ve dış yüzeylerine toplam yüz dört adet ölçüm elemanı yerleştirilmiştir. Yüzeyde sabit bir sıcaklık dağılımı sağlayabilmek amacıyla borulardan oluşan döşemeden ısıtma sisteminin üzeri ince bir alüminyum plaka ile kaplanmıştır. Ayrıca, odada iyi bir sıcaklık dağılımını sağlayabilmek için bir oda termostatu da kullanılmıştır. Döşemeden ısıtma sistemi borularına girişte ve çıkıştaki sıcaklıklar K-tipi termokupullar vasıtasıyla ölçülmüştür. Borulardan geçen debi miktarı da deneyler boyunca sabit tutulmuş ve kaydedilmiştir. İç yüzeyler arasında ışıınla olan ısı transferi miktarı, net ışıınım modeli tabanlı bir yaklaşımla çözülmüştür. Çalışmanın sonuçlarına göre, döşemeden kaynaklanan ısıının %75-80 oranında ışıınım ile odanın diğer yüzeylerine transfer olduğu kanıtlanmıştır.

Dol ve Hanjalic [32], yüksek Rayleigh sayıları ($Ra = 4.9 \times 10^{10}$) için gerçekleştirdikleri çalışmalarında küp şeklindeki bir kapalı hacimde doğal taşınımı CFD programı yardımıyla incelemişlerdir. Hem iki boyutlu hem de üç boyutlu olarak incelemeler gerçekleştirilmiş olup, literatürdeki diğer çalışmalara benzer şekilde iki duvar ısıtılıp soğutulmuş, diğer duvarlar adyabatik olarak tanımlanmıştır. k-ε standart modeli kullanılmış ve kenarlardaki sınır tabaka içerisindeki akımlar üzerine yoğunlaştırılmıştır.

Davidson [33] gerçekleştirdiği sayısal çalışmada kapalı bir hacim için türbülanslı akış üzerinde durmuştur. SIMPLE algoritması kullanılarak iki türbülans modeli için yan duvarlara farklı sıcaklıklar tayin edilip, alt ve üst duvarları adyabatik hâle getirilmiş bir kapalı hacim için incelemeler gerçekleştirmiştir. Standart k-ε ve düşük Reynolds sayısı k-ε modelleri kullanılmıştır.

Girimaji ve Balachandar [34], yüzdürücü kuvvetlerin ürettiği türbülansın önemli yönlerini sayısal yöntemler kullanılarak incelemişler ve modellemişlerdir.

Horvat vd. [35] sayısal yöntemlerden yararlanarak kare şeklindeki içinde ısı üretimi meydana gelen kapalı bir hacim içerisinde laminar ve türbülanslı doğal taşınımı incelemişlerdir. Çalışmanın Rayleigh sayısı aralığı 10^6 - 10^{11} arasında değişmektedir. Çalışmanın sonucunda Nusselt ile Rayleigh sayıları arasındaki ilişkinin doğrusal olmadığı sonucuna varılmıştır.

Markatos ve Pericleous [36], kapalı bir hacim içinde kapsamlı bir çalışma yürütmüşlerdir. Literatürdeki genel kabul olan Rayleigh sayısının 10^9 'dan büyük olması halinde türbülanslı akış kabulünün aksine, 10^6 sayısının üzerini türbülanslı akış olarak kabul ederek hem türbülanslı, hem de laminar akışı incelemişlerdir. SIMPLE algoritması ve sonlu hacimler yöntemiyle çözüme ulaşılmış olup, k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Türbülanslı akışta için duvarlara yakın olan bölgelerdeki değişimi hesaba daha doğru bulabilmek amacı ile daha sık bir çözüm ağı tercih etmişlerdir. Çeşitli Rayleigh sayısı aralıkları için aşağıdaki korelasyonlar, (2.37 – 2.40) ifadeleri bulunmuştur:

$$Nu = 0.43(Ra_L^{0.299}) \quad Ra = 10^3 - 10^6 \text{ aralığında} \quad (2.37)$$

$$Nu = 0.082(Ra_L^{0.329}) \quad Ra = 10^6 - 10^{12} \text{ aralığında} \quad (2.38)$$

$$Nu = 1.325(Ra_L^{0.245}) \quad Ra = 10^{12} - 10^{16} \text{ aralığında} \quad (2.39)$$

$$Nu = 0.06(Ra_L^{1/3}) \quad \text{Tüm değerler için geçerli} \quad (2.40)$$

Li vd. [37] içerisinde oturulan ve normal çalışma koşullarının gerçekleştiği bir ofis ortamında 1.5°C 'ye kadar olan sıcaklık farklarında doğal taşınım katsayısını araştırmış ve bir korelasyon türetmiştir.

Kürekçi [38] kübik bir hacim içerisinde hız ve sıcaklık alanlarını, sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Sayısal çalışmada FLUENT CFD. programı kullanılmış, çalışmanın sonucunda laminar kapalı hacim ısı taşınımı problemi için sayısal ve deneysel korelasyonlar türetilmiştir.

Akbulut [39] gerçekleştirdiği deneysel çalışmada, YTÜ Davutpaşa Yerleşkesi'nde bulunan Yıldız Yenilenebilir Enerji Evi'nde kullanılan toprak kaynaklı ısı pompası ve duvardan ısıtma soğutma sistemine ait enerji, ekserji, eksergo ekonomik ve çevresel analizler yapmıştır.

Karadağ [40] deneysel ve sayısal olarak tavuk çiftliklerinde döşemeden ısıtmanın analizini ve üretim üzerindeki etkisini incelemiştir. Çalışma sonucunda döşemeden ısıtılan kapalı hacimlerdeki doğal taşınım davranışını genelleştirecek korelasyonlar türetilmiştir.

Aquaterm [41] firmasının yayınladığı radyant panel ısıtma ve soğutma kitapçığında radyant ısıtmanın avantaj ve dezavantajları ifade edilmiş, söz konusu sistemin bağlantı ve uygulama esasları hakkında bilgi verilmiştir.

Acikgoz vd. [42] gerçek boyutlu ve bir duvarından 200 W/m^2 ısı akısıyla ısıtılan, karşı duvarından ise soğutulan bir odadaki doğal taşınımı incelemişlerdir. Çalışma sonucunda farklı parametrelerin değiştirildiği sonuçlar için bir korelasyon türetilmiştir.

Akbulut vd. [43] dikey toprak kaynaklı bir ısı pompasıyla ısıtılan ve soğutulan bir binadaki ısı pompasının performans değerlendirmesini deneysel olarak incelemişlerdir. Sonuç olarak tüm sistemin COP'sini 4.38, toprak kaynaklı ısı pompası ünitesinin COP'sini ise 4.78 olarak hesaplamışlardır. Causone vd. [44] tavandan radyant ısıtma ve soğutma sistemleriyle ısıtılan ve soğutulan bir kapalı hacimde, deneysel olarak ısı transfer katsayılarını incelemişler ve geleneksel sistemlerle farkını ortaya koymuşlardır.

Yılmaz ve Öztop [45] FLUENT CFD'nin kullanımı ile ilgili bilgiler verilen çalışmalarında, türbülanslı akışlardaki tercihler hakkında detaylı bir akış çizelgesi sunmuşlardır. Genceli [46] kapalı hacimler içindeki doğal taşınım hareketleri için farklı araştırmacıların farklı Rayleigh sayıları aralıklarında türettikleri korelasyonları bir araya getirmiştir. Genceli [47] kapalı hacimlerdeki yüzeyler arasındaki ısı transferini tespit edebilmek için gereken tabloları ve hesap yöntemini çözülen problemler arasında sunmuştur. Çengel [48] bu

çalışmanın deneysel kısmında yer alan akışkanların termofiziksel özellikleri hesaplanırken kullanılacak olan tabloları bir araya getirmiştir. Pamelee ve Huebscher [49], doğal taşınım katsayısına bir artım uygulayarak, ısıtma ve soğutma panel yüzeylerindeki ısı transferine zorlanmış taşınımın etkisini hesaba katmıştır. Schutrum ve Vouris [50] taşınım katsayısı hesaplamalarında hangar ve depolama alanları gibi çok geniş alanların dışında, oda büyüklüğünün etkisinin genellikle önemsiz olduğunu ifade etmişlerdir. Feustel [51] ise, hidronik radyant soğutma hakkında birçok çalışmayı incelemiştir. Konvektif soğutma sistemleriyle karşılaştırıldığında radyant soğutma sistemlerinin, ortamdaki hava sıcaklığının dağılımının ve çevre ile insan vücudu arasında ısı değişiminin homojen olmasından dolayı daha avantajlı olduğunu belirtmiştir. Imanari [52], radyant çatı paneli sistemi ile konvektif bir hava şartlandırma sistemini ısıl konfor, enerji tüketimi ve maliyetler açısından mukayese etmiştir. Düşük hava debileri için radyant çatı paneli sistemi daha düşük ortalama hava hızı ve daha yüksek ısıl konfor sağlandığını belirtmiştir. Zmrhal ise [53], radyant çatı paneli ile soğutulan bir mahalli modelleyerek simüle etmiştir, mahal yüksekliğinin ısıl konfora etkisini incelemiştir. Vangtook ve Chirarattananon [54],[55] sıcak ve çok nemli bölgelerde, doğal havalandırma ile birlikte kullanılan radyant soğutma sistemi üzerinde deneysel ve simülasyon çalışmalar yapmışlardır. Çalışmalarında bir mahalin duvarlarına ve tavanına yerleştirdikleri bakır borulu radyant panellerin çalışmasını incelemişlerdir. Sonuç olarak sistemin nemli ve sıcak iklime sahip bölgelerde ısıl konfor elde etmek için kullanılabileceğini belirtmişlerdir. Karadağ ve Teke [56], tabandan ısıtılmalı bir sistemde duvar ısı şartlarının taban Nusselt sayısına etkisini incelemişler, bunun için farklı duvar sıcaklıkları ve oda boyutlarında sayısal çözümler yapmışlardır. Sonuç olarak taban Nusselt sayısının hesaplanmasında taban ısı şartları ile birlikte duvar ısı şartlarının da göz önüne alınması gerektiğini ileri sürmüşlerdir. Isısan [57] yayınlanan çalışmalarında düşük sıcaklıklı ısıtma sistemlerinde kullanılması gereken yöntemlerden birinin de radyant paneller olduğunu vurgulamıştır. Kincay vd. [58] geniş kapsamlı çalışmalarında düşük sıcaklıklı ısıtma sisteminin önemini belirtip, bugüne kadar deneysel olarak gerçekleştirilmiş ısı pompalı uygulamalarını sıralamıştır. Tuna [59] çalışmasında duvardan ısıtma ve soğutma uygulamalarının bugüne kadar hangi ısı kaynaklarıyla uygulandığını araştırıp bir araya getirmiştir. Koca vd. [60] radyant panellerle ısıtma

yapılması durumunda odanın ısı konfor durumunu genel ve yerel ısı konfor parametrelerine göre CFD yöntemiyle incelemişlerdir. Bunun için bilgisayar ortamında 6 x 4 x 3 m boyutlarında bir oda oluşturularak sayısal çözüm ağı oluşturulmuştur.

1.2 Tezin Amacı

Bu tez çalışmasının amacı ise hidrolik radyant ısıtma panelleri adı verilen sistemlerle duvardan ısıtma gerçekleştirilmesi durumunda yaşam mahalinin içinde gerçekleşecek olan taşınım katsayılarını ve daha genel olarak belli Rayleigh sayısı aralıkları içerisinde kapalı hacimlerde Nusselt sayılarını sayısal ve deneysel olarak tespit etmek ve korelasyonlar vasıtasıyla oda içindeki taşınım davranışını genelleştirmektir. Tamamı ısıtılan duvarlar için türetilen genel korelasyonun geçerli olduğu Rayleigh sayısı aralığı 3.08×10^9 ile 6.59×10^{11} arası iken, kısmî ısıtılan duvar durumu için elde edilen korelasyonun geçerli olduğu aralık, 3.08×10^9 ile 2.24×10^{11} dir. Literatürde belirtilen Rayleigh sayısı aralığındaki türbülanslı bölgeler için üretilen korelasyonlar hem sınırlı sayıda, hem de içerdiği değişken sayısı bakımından kısıtlıdır. Bu çalışmada sıcak duvarın ısıtıldığı durum için içerisinde (H/L); sıcak duvarın kısmî olarak ısıtıldığı durum içinse (B/L) ifadeleri de bulunacak şekilde Rayleigh-Nusselt sayısı korelasyonları türetilmiş ve kapalı hacimlerdeki belirli Rayleigh sayısı aralıkları için ve (H/L) ve (B/L) aralıkları için söz konusu korelasyonlar önerilmiştir.

1.3 Bulgular

Çalışmada, kapalı hacimlerde daha önce fazla çalışılmamış olan Rayleigh sayısı aralıklarında sayısal ve deneysel çalışmalar yürütülmüş ve kapalı hacmin yüksekliği sabit tutularak farklı taban alanlarında, farklı sıcak ve soğuk duvar yüzey sıcaklıklarında ve sıcak duvarın farklı ısıtılma yüksekliklerinde ısı taşınımı incelenmiştir. Hem iki boyutlu hem de üç boyutlu yapılan sayısal çalışmalar arasında %10 fark bulunmuştur. Çalışma sonucunda türetilen ısı taşınımı korelasyonları farklı araştırmacıların türettiği korelasyonlarla mukayese edilmiş ve sonuçların birbirine yakın olduğu görülmüştür. Ayrıca, sayısal çalışmanın sonuçları ile deneysel çalışmanın sonuçları arasında ısı taşınım katsayısı bakımından %11.39'luk bir fark tespit edilmiştir.

DUVARDAN ISITMA SİSTEMLERİ

2.1 Duvardan Isıtma ve Soğutma ile İlgili Teorik Bilgiler [39]

Radyasyon veya ısıtım, elektromanyetik dalgalar veya parçacıklar biçimindeki enerji yayımı ya da aktarımıdır. Birbirini gören yüzeyler arasında sıcaklık farkı olduğu sürece ısıtım ile ısı aktarımı olduğunu söylemek mümkündür [56], [61]. Aktarılan bu ısı mahallerde ısıtma ve soğutma süreçlerinin gerçekleştirilmesinde kullanılabilir. Nitekim DISS, duvar döşeme veya tavanlarda, sıcaklığı kontrol edilen iç mahal yüzeylerini kullanmaktadır. Bu sistemlerde sıcaklık, suyu ya da havayı sirküle ederek veya panellere gömme olarak monte edilmiş elektrik devrelerinden akım geçirerek korunur. Bu süreçte ısı transferinin %50'den fazlası ısıtım yoluyla gerçekleşiyorsa sıcaklığın kontrol edildiği yüzey "radyatif panel" adını alır [62], [63].

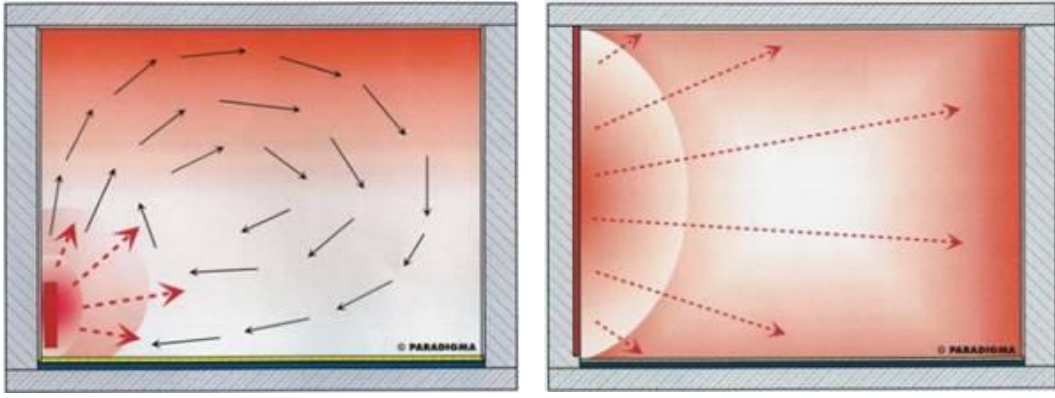
DISS teknolojisinin gelişimi, yarı sert ve esnek polimerik boru malzemelerindeki gelişmelere paralel olarak devam etmektedir. Bu sistemlerde PEX olarak bilinen çapraz bağlı polietilen borular kullanılmaktadır. PEX borular toksik olmayan ve kurşunsuz borular olup bakır ve diğer metal boruların aksine ısı transfer akışkanına kimyasal bir zarar vermemektedir. Isıtma ve soğutma binaların duvarlarına monte edilmiş ızgara veya serpantin şeklindeki panellerle sağlanmaktadır (Şekil 2.1). Paneller duvara monte edildikten sonra üzeri alçı sıva ile kapatılarak normal duvar görüntüsü oluşturulur. Ayrıca termofilmler veya sıcaklık ölçerlerle duvarlarda boruların nereden geçtiği ve sistemin nasıl çalıştığı gözlenebilmektedir [62], [63].



Şekil 2. 1 Radyant hidronik duvar paneli

DISS, tek zonlu, sabit sıcaklıklı, sabit hava hacimli merkezi bir cebri havalandırma sistemi ile veya çift kanallı, tekrar ısıtmalı, çok zonlu ya da değişken hacimli sistemlerle, merkezi olmayan konvektif sistemlerle, mahal içi fan-coil terminal birimleri ile birlikte çalıştırılabilirler [64].

Mevcut yapılardaki ısıtma ve soğutma sistemleri çoğunlukla iki farklı sistem olarak tesis edilmektedir. Bu iki ayrı sistemi kurulması yatırım ve işletme maliyetleri bakımından çok büyük ekonomik değerlere ulaşmaktadır. Sektörde en çok kullanılan radyatörlü ısıtma sisteminde radyatöre gelen su sıcaklığı $80\text{--}90^{\circ}\text{C}$ arasındadır. Oda içerisinde radyatörlerin bulunduğu bölge çabuk ısınır ve sıcak hava hızla odanın üst kısımlarına yükselir. Şekil 2.2' de görüldüğü gibi tavan aşırı derecede ısınırken (yaklaşık 24°C), taban sıcaklığı istenilenden daha soğuk kalır (yaklaşık 19°C). Homojen bir sıcaklık dağılımı sağlanamadığından iyi bir ısınma gerçekleşemez ve fazla miktarda enerji tüketimi olur. DISS kullanıldığında ise borular içinden geçen suyun sıcaklığı $35\text{--}45^{\circ}\text{C}$ arasındadır. Oda içindeki duvarlara dağıtılan borular, ısıyı odanın her tarafına eşit olarak yayar. Mahalde $22\text{--}23^{\circ}\text{C}$ mertebesinde homojen bir sıcaklık dağılımı sağlanır (Şekil 2.2). Yerden ısıtma sistemindeki bazı dezavantajlar duvardan ısıtma ile bertaraf edilmiştir. Radyatörlü sistemde yüzey alanının az olması nedeniyle oluşan sorunlar duvardan ısıtmada oluşmaz. Aynı sistem duvardan soğutma amaçlı kullanıldığında, borulardan $18\text{--}20^{\circ}\text{C}$ sıcaklıkta su geçirilir. İstanbul şartları için mahal sıcaklığı 24°C ve bağıl nem % 55 olarak ele alındığında çiğ noktası sıcaklığı 14°C dir. Bu sıcaklığın altında duvar sıcaklığı oluşmadığından duvarlarda nemlenme görülmemektedir. Bu şartlar altında mahalde $22\text{--}24^{\circ}\text{C}$ 'lik doğal ortam serinliği elde edilmektedir [65], [66].



Şekil 2. 2 Panel radyatörlü ısıtma sisteminde ve DISS'nde sıcaklık dağılımı

2.1.1 DISS'nin Avantajları [62], [65], [66]

- Belirlenen bir ortam kuru termometre sıcaklığı için daha iyi bir ısıl konfor sağlar.
- Diğer sistemlerle mukayese edildiğinde aynı ısıl konforu sağlamak üzere sağlanması gereken ortam kuru termometre sıcaklığı ısıtma ve soğutma yüklerini düşürecek biçimde seçilebilir (Isıtmada düşük, soğutmada yüksek).
- Suyla çalışan panel ısıtma sistemleri, diğer sulu ısıtma veya soğutma sistemlerine seri olarak bağlanabilir.
- Düşük enerji kaynakları ve ısı pompaları, ekipman büyüklüğü ve çalışması yönünden herhangi bir olumsuzluk getirmeksizin panel sistemlere eklenebilir.
- Mahal koşullandırma ekipmanını bir duvara yerleştirme gereği olmadığından, duvar, döşeme ve tavan yapısını basitleştirir.
- Gerekli bütün ekipman bakım ve onarım hizmetlerini kolaylaştıracak biçimde merkezi bir yere kurulabilir.
- Koşullandırılan mahalde, mekanik ekipman için ayrı bir yere gereksinim yoktur. Bu durum, özellikle yer kullanımının birincil önemli olduğu yerlerde, hastanelerdeki hasta odaları gibi maksimum temizliğin yasal bir gereklilik olduğundan önemlidir.
- Dış duvarlara mahal koşullandırma sistemine temas etmeksizin perde ve diğer kaplama malzemeleri takılabilir.
- Besleme havası gereksinimleri genellikle havalandırma ve nemlendirme için gerekenden fazla değildir.

- Dört borulu sistem kullanıldığında zonlamaya ve mevsimsel dönüşüme gerek kalmaksızın ısıtma ve soğutma aynı anda sağlanabilir.
- Özellikle büyük binalarda, hava hareketinin düşük olması, biyo-terör riskine karşı bir önlem olabilir. Tozların toplanmadığı bir ortam oluşturur.
- Modül halindeki paneller, mahal değişimlerinde kolaylık ve esneklik sağlar.
- Fancoil ve indüksiyon terminal birimlerindeki fan gürültüsü bu sistemde bulunmaz.
- Doğrudan panele bakan duvar ve bölmelerde olduğu kadar, panel yapısında da ısı enerjisinin depolanması nedeniyle pik yükler azalır.

2.1.2 DISS'nin Dezavantajları [62], [65], [66]

- Panel ısıtma ya da soğutma boruları veya elektrik elemanları arasındaki boşluk ve/veya ısıtma soğutma kaynağı boyutlandırması doğru yapılmadığında üniform olmayan yüzey sıcaklıkları ya da yetersiz duyulur ısıtma veya soğutma ortaya çıkabilir.
- Yük paylaşımını kullanılmadığı sürece paneller sadece duyulur ısıtma ve soğutma yüklerini karşılayabilir. Tek başına çalışan bir panel soğutma sisteminde, nem çıkartma ve panel yüzeyinde suyun yoğunlaşması birincil sorunu oluşturabilir. Üniter nem alıcılar ya da bir gizli ısı hava hazırlama sistemi mahalde kullanılmalıdır.

SAYISAL ÇALIŞMALAR

3.1 Giriş

Enerji tasarrufu önlemlerinin ve buna yönelik olarak geliştirilen uygulamalarının giderek daha yoğun kullanılmaya başlandığı günümüzde, düşük sıcaklıklı ısıtma kaynakları ile çalışması uygun olan ısıtma sistemlerinden biri de binaların odalarının çeşitli yüzeylerinin iç kısmına yerleştirilip üzeri alçı sıva ile kaplanması şeklinde uygulaması yapılmakta olan panel ısıtma ve soğutma uygulamalarıdır. Söz konusu sistemlerin deneysel olarak incelenmesi farklı araştırmacılarca yapılmış olsa da sonuçlar arasında oldukça büyük farklar bulunmaktadır. Yine de, literatürde sunulmuş olan bu sistemlerde elde edilen oda içi taşınım katsayısı korelasyonlarının, bina ısı yükü hesaplamaları programlarında kullanılması ile binalar için gereken ısı yükünün önemli ölçüde azaltılabileceği belirtilmiştir. Ayrıca, oda yüzeylerinden ısıtma sistemlerinin, düşük sıcaklıktaki yüzey sıcaklıkları nedeniyle bilhassa radyatörlü sistemlere göre çok daha düşük seviyedeki hava hareketi hızlarına sebep olabileceği ve dolayısıyla oda içi ısı konforu da önemli ölçüde arttırılabileceği düşünülmektedir. Ayrıca, çalışmalar sonucunda elde edilen taşınım katsayıları ve Nusselt sayısı değerleri sunulacak ve sırasıyla sıcaklık farkı ve Rayleigh sayısı ile değişim grafikleri çizilecektir ve yeni korelasyonlar türetilenektir. Daha sonra sıcak duvarın kısmî olarak ısıtılması durumu için çalışmalar gerçekleştirilip korelasyonlar türetilerek bu yeni durumun oda içindeki ortalama taşınım katsayısı ve Nusselt sayısını nasıl etkilediği tespit edilecektir. Duvarından ısıtılan bir odada yüzeyler ile ortam arasındaki doğal taşınım ve elde edilen

Nusselt sayıları önemli birer parametredir ve Nusselt sayısı (3.1)'de verildiği gibi Rayleigh sayısının bir fonksiyonu olarak literatürde ifade edilmektedir:

$$Nu_L = C(Ra_L)^m \quad (3.1)$$

Bu ifadedeki, C ve m katsayıları yürütülen çalışmada tercih edilen oda boyutlarına, duvar yüzey sıcaklıklarına, oda yüksekliğine göre değişkenlik gösterir. Örneğin 4 x 4 m taban alanı için $Nu = 0.09(Ra)^{0.349}$ dir. Literatürde farklı deneysel ve sayısal çalışma koşulları için bu değerler verilmiştir. Bu çalışmada ise geniş taban alanı, yüzey sıcaklığı ve sıcak yüzey kısmî ısıtma oranları aralıklarında geçerli olacak genel korelasyonların türetilmesi amaçlanmıştır. Türetilen denklemlerdeki Rayleigh sayısı içerisinde bulunmakta olan karakteristik uzunluk "L" , literatürdeki çalışmalara benzer olacak şekilde, ısıtılan duvar ile soğutulan duvar arasındaki mesafe olarak belirlenmiştir. Bunun yanında, sıcak duvardaki kısmî ısıtma durumunu da kapsayacak şekilde;

$$Nu_L = C \left(\frac{H}{L} \right)^m (Ra_L)^n \quad (3.2)$$

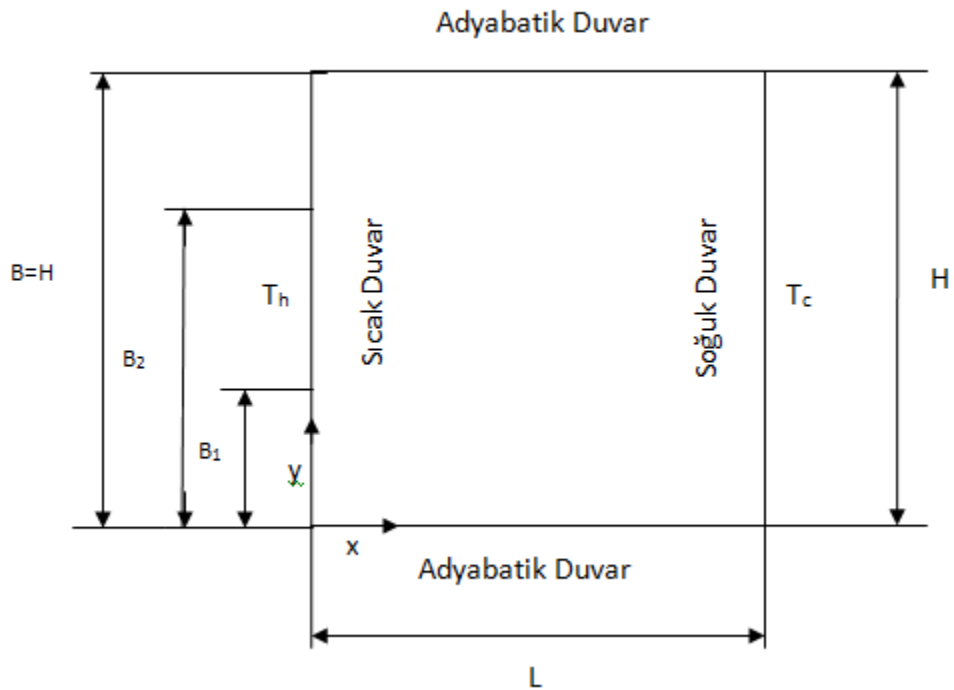
(3.2) ifadesi formatında korelasyonlar da türetililecektir. Bunun için de C, m ve n değerleri ayrıca tespit edilecektir. Elde edilen korelasyonlar geniş sınır koşulu aralıklarında geçerli olacak ve korelasyon sapma oranlarının düşük olduğu da gösterilecektir.

Duvardan ısıtma sisteminin modellenmesi GAMBIT adlı çizim programı ile yapılacak; sonlu farklar yöntemini kullanan FLUENT 6.3 adlı CFD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) programı ile de modellenen oda içerisindeki çözüm gerçekleştirilecektir. Çözümün hangi yol izlenerek gerçekleştirildiği ayrıntılı olarak adımlar hâlinde açıklanacaktır. İzlenen yolun daha iyi anlaşılabilmesi bakımından çözüm programı olarak kullandığımız FLUENT'in kullandığı çözüm yöntemleri hakkında bilgi verilecektir.

3.2 Kapalı Bir Hacimde Taşınım İle Isı Transferi

Gerçek odalara yakın boyutlardaki kapalı hacimlerde gerçekleştirilen taşınım hesabına ilişkin deneysel çalışmalar sonucunda, bugüne kadar çeşitli korelasyonlar üretilmiş ve

bu sistemlerin enerji verimliliği ve ısı konfor bakımından taşıdığı önem vurgulanmıştır. Bununla birlikte, sayısal çözüm yöntemleri de aynı amaç için kullanılmış; fakat hem düşük sıklıktaki çözüm ağı sayıları, hem de oldukça uzun süren ana denklemlerin çözüme ulaşma süreleri, sayısal yöntemlerin bu alanda kullanımını zorlaştırmış, sonuçların güvenilirliğini tartışmalı kılmıştır. Günümüzün yüksek kapasiteli bilgisayar işlemcileri bu sorunu büyük ölçüde ortadan kaldırmıştır. Türbülanslı akışın meydana geldiği kare şeklinde farklı taban alanlarına sahip olan kapalı hacimler için her biri 12 - 18 saat arasında çözüme ulaşan çok sayıda iterasyon gerçekleştirilmiş ve sonuca ulaşılmıştır. FLUENT programında sınır koşulları beş farklı biçimde tanımlanabilmektedir; bunlar: sabit ısı akısı, sabit sıcaklık, taşınım, ışıma ve karışık sınır koşullarıdır.



Şekil 3. 1 İki boyutlu çizilen kapalı hacimde sınır şartları ve kullanılacak parametreler

Bu çalışmada ısıtılacak ve soğutulacak olan duvarlar için sabit sıcaklık sınır koşulu uygulanmıştır. Bunun yanında, kapalı hacmin diğer odaları için 0 W/m^2 sabit ısı akısı sınır koşulu, yani adyabatik sınır şartı uygulanmıştır. Çalışmada, düşey sol duvarı ısıtılıp, karşısındaki düşey sağ duvarı dengeyi sağlayabilmek için soğutulan bir oda önce iki

boyutlu olarak, daha sonra ise üç boyutlu olarak; tüm duvarlara sınır koşulları atanması yoluyla, iterasyonlarla çözüme ulaştırılmıştır.

Şekil 3.1’de sayısal alanda modellenmiş olan iki boyutlu model şematik olarak gösterilmiş ve sınır koşulları ve kenar uzunluklarının sembolleri ifade edilmiştir.

Burada H ; oda yüksekliğini ve tüm duvarın ısıtıldığı hâl için ısıtılan alan yüksekliğini, L ; sıcak ve soğuk duvar arasındaki mesafe olan karakteristik uzunluğu göstermektedir. T_h ve T_c ise sırasıyla, sabit olan sıcak ve soğuk duvar yüzey sıcaklığı sınır şartını ifade etmektedir. B değerleri ise tabandan itibaren yapılan kısmî ısıtma yüksekliklerini ifade etmektedir.

Şekil 3.2’de ise, üç boyutlu modellemenin çözüm ağlarına bölünmüş hâldeki GAMBIT çıktısı gösterilmektedir.

3.3 Sayısal Çözümü Elde Edebilmek İçin İzlenen Çözüm Algoritması

Önceki bölümlerde de belirtildiği gibi bu çalışmada sonlu farklar yöntemine göre işlem yapan FLUENT adlı CFD programı kullanılmış; daha sonra, yapılmış olan deneysel çalışmanın sonuçları ile CFD sonuçları kontrol edilerek karşılaştırılmıştır. Fakat sonuçların elde edilebilmesi için gerçekleştirilen modelleme ve çözüm aşamalarındaki adımlar ve izlenen yolun ayrıntılı bir şekilde açıklanması, bundan sonraki çalışmalar için ışık tutucu bir nitelik taşıması bakımından önem arz etmektedir. Temel olarak bakıldığında, bir problemin sayısal olarak çözülebilmesi için öncelikle problemin meydana geldiği hacmin uygun bir çizim programında çizilerek ve yüzeyler ve iç hacim akışkanı tanımlanarak çözüm için kullanılacak diğer programa aktarılması gerekmektedir. Burada kullanılan çizim programı GAMBIT adlı program olmuştur. Daha sonraki aşama ise, aktarılan çizimin çözüm programında çözüme ulaştırılma sürecidir. Bu süreç, hacmin büyüklüğü ve seçilen çözüm ağının sıklığı gibi parametrelere bağlı olarak büyük değişiklikler göstermektedir. Bu çalışmada oldukça uzun süreler alan çözüm süreci sonunda elde edilen hem sayısal hem de görsel sonuçların programdan alınması da ayrı bir aşama olarak değerlendirilmelidir. Isı taşınım katsayısı, Nusselt

sayısı gibi tez çalışmasının temelini teşkil eden sonuçların alınması için takip edilen adımlar aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- 1- İçerisinde meydana gelen doğal taşınım davranışının inceleneceği düşey bir duvarından ısıtılıp karşısındaki düşey duvardan ısı kaybı olan gerçek bir odanın boyutlarını temsil edecek boyutları olan odaların hem iki boyutlu, hem de üç boyutlu olarak GAMBIT programında çizilmesi,
- 2- Geometrinin kenarlarının, sonuçlar üzerinde en az etkili olacak şekilde belirlenen hücre sayısında ve büyüklüğünde parçalanması,
- 3- Geometride bulunan tüm yüzeylerin “Duvar” olarak tanımlanması, hangi yüzeye ait olduğunu belirtecek şekilde, “Sıcak Duvar”, “Soğuk Duvar”, “Tavan”, “Taban” ve “Adyabatik duvar” olarak adlandırılarak sınır şartlarının FLUENT’te kolayca tanımlanabilmesinin sağlanması. Bunun yanında, oda içinde akışkan bir ortam olduğunun tanımlanması,
- 4- Uygun olacak şekilde adlandırılmış olan GAMBIT dosyasının FLUENT’in okuyabileceği şekilde “.msh” uzantılı hâlde gönderilmesi,
- 5- GAMBIT’te tanımlanmış yüzeylerin sınır şartlarının incelenecek her ayrı durum için tanımlanması. Bu çalışmada sabit sıcaklık sınır şartı seçilmiştir. Çalışmanın amacı taşınım ile ısı transferini incelemek olduğundan, ışıınım ısı hesaba katılmamıştır. Bu programdan ışıınım ile ısı transfer katsayısı olmaksızın taşınım ile ısı transfer katsayısı alınabilmektedir.
- 6- Oda havasının fiziksel özellikleri (yoğunluk, kinematik viskozite, ısı difüzyon katsayısı, ısı iletim katsayısı ve özgül ısı) sıcak ve soğuk duvarların tayin edilen sıcaklıklarının ortalama değerleri için havanın fiziksel özelliklerini belirten tablolardan interpolasyon uygulanarak alınmış ve programda yerine yazılmıştır.
- 7- Çalışmalar gerçekleştirilirken “segregated” metodu tercih edilmiştir. Buna göre, iterasyonların her bir adımında ulaşılan her değer temel denklemler (süreklilik, enerjinin korunumu ve momentum denklemleri) bakımından kontrol edilmektedir.

- 8- Doğal taşınımın araştırıldığı pek çok çalışmaya benzer olarak, bu çalışmada da k-ε türbülans modeli, akış modeli olarak belirlenmiştir.
- 9- Her bir durum için sayısal çalışmaların sona ermesi için iterasyonların sona erdirilmesi açısından bir çözüm kriteri belirlenmesi gerekir. Enerji, momentum ve türbülans denklemlerinin sağlanması, kriter olarak belirlenmiştir. Buna göre, elde edilen son iki çözüm arasındaki farkın program üzerinde girilerek belirlenmesi gerekir. Sonuçların daha doğru olarak alınabilmesi için türbülans ve enerji değeri 10^{-6} , süreklilik değeri ise 10^{-3} olarak alınmıştır. Bu değerlerin belirlenmesi sürecinde, daha düşük değerler de kontrol amacıyla kullanılmış, aradaki fark %1'in altında kaldığı için yukarıda belirtilen değer uygun görülmüştür.

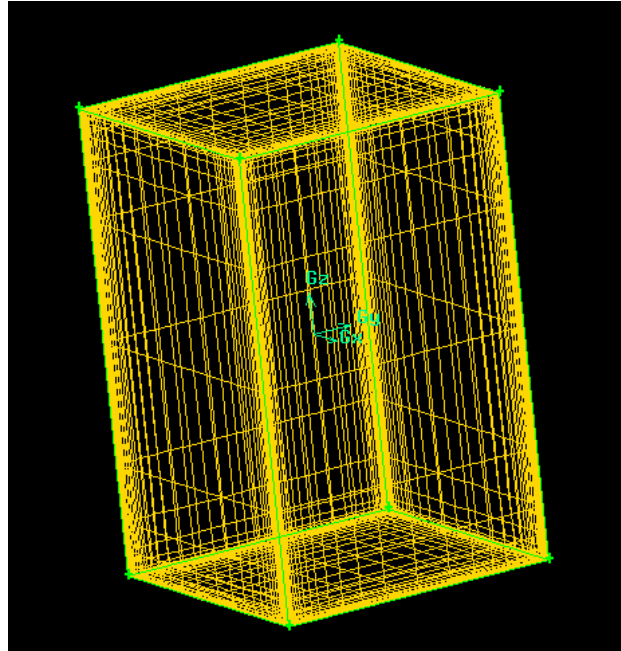
3.4 İki ve Üç Boyutlu Çizilen Odanın Uygun Sayıda ve Türde Hücrelere Ayrılması

Bir duvarından ısıtılıp karşı duvarından soğutulan bir odanın üç boyutlu olarak çizilmesi GAMBIT adlı programda gerçekleştirilmiştir. Oluşturulan bu modelin FLUENT ile çözüme ulaştırılabilmesi için modelin hücrelere bölünmesi gerekir. Hücre sayısı ve bunların türünün belirlenmesi elde edilecek olan sonuçların üzerinde direkt olarak etkili olacağından, hücre türü ve sayısı tespit edilirken sonuçlar üzerinde etkisinin minimum seviyeye indirilmesi gerekmektedir. Sonuçların hücre sayısı ve türünden bağımsız hale geldiği kanıtlandıktan sonra sınır koşulları ve oda boyutları değiştirilerek diğer sonuçlar elde edilmelidir.

Hücre sayısı ve hücre türü belirlenirken dikkat edilmesi gereken en önemli nokta, duvarlarda oluşan sınır tabakaya uygulanması gereken özel işlemdir. Duvar kenarlarında oluşan bu bölgede ısı değişimleri oldukça fazladır. Bundan dolayı, söz konusu bölgelerdeki değişimlerin sonuçlar üzerindeki etkisini daha iyi belirleyebilmek amacıyla hücre yoğunluğunun fazla tutulması gerekmektedir. Buna karşılık, gerçek bir odanın boyutlarına sahip olan bir modelde çok sık hücre yoğunluğu uygulamasının bazı sakıncaları bulunmaktadır. Bunlardan en önemlisi çözüm süresi uzunluğudur; böylesi bir uygulama, gerçek boyuttaki bir modelin zaten uzun süreceği olan çözüm süresini daha da uzatacak, bu da çok sayıda sınır şartının uygulanması gereken bir çalışmada nihai sonuca ulaşılmasını olanaksız hâle getirecektir.

Bu bakımdan, hücre yoğunluğunun sınır tabaka bölgesinde yoğun, odanın iç kısımlarına doğru giderek seyrekleşmesi uygun bir hücrelere ayırma metodu olarak belirlenmiştir. Hücrelerin oda içerisine doğru seyrekleşmesinin sonuçlar üzerinde belirleyici bir etkisi olmayacaktır. Bunun nedeni, sınır tabaka bölgesi haricinde kalan kısımlarda sıcaklık değişimlerinin son derece sınırlı olmasıdır. Yine de, hücre sayısı, büyüklüğü ve büyüme oranının belirlenmesi için denemeler yapmak dışında belirli bir metod bulunmamaktadır. Doğru hücre sayısı, büyüklüğü ve büyüme oranını belirlemek için denemeler yapılması ve aradaki farkların tayin edilmesi gerekmektedir.

Hücre sayısı belirleme çalışması öncelikle deneysel çalışmanın da içerisinde yürütüldüğü 1.8 x 2.85 x 1.8 m'lik bir modelde gerçekleştirilmiştir (Şekil 3.2).



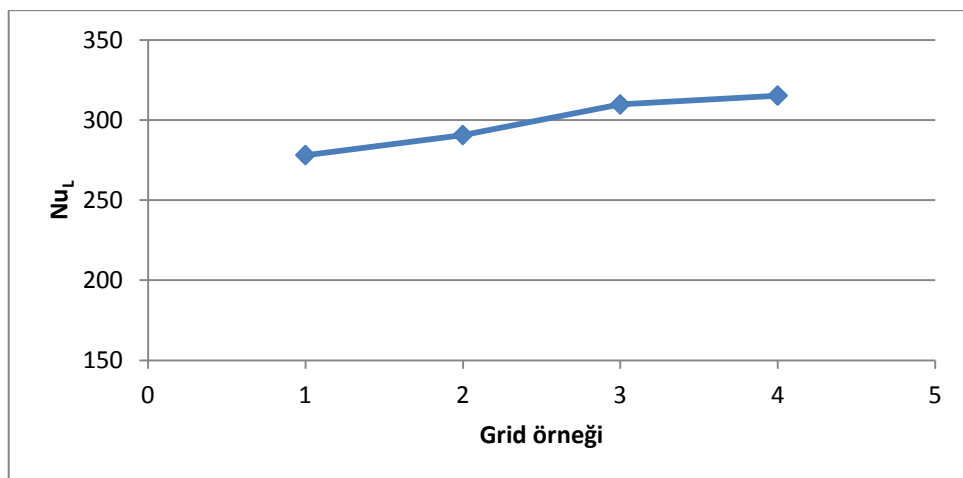
Şekil 3. 2 Boyutları 1.8 x 2.85 x 1.8 m olan odanın GAMBIT’de üç boyutlu modellenışı

Her üç boyut için kenarlarının farklı aralıklarda parçalara bölünmesi yoluyla sonuçlar elde edilmiş ve birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Üç boyutlu modelin x, y ve z boyutlarındaki kenarların her biri aynı aralık sayısına bölünmüştür. Örneğin, ısıtılan ve soğutulan duvarların arasındaki mesafeye tekabül eden x eksenindeki dört kenarın hepsi aynı aralık sayısına ve aynı odanın ortasına doğru büyüme oranında bölünmüştür. Bu işlem, dört ayrı aralık sayısı denemesi için ayrı ayrı yapılmış ve sonuçlar Çizelge 3.1’de sunulmuş; Nusselt sayısının ve taşınım katsayısının farklı çözüm ağı denemelerinde değişim grafikleri Şekil 3.3 ve Şekil 3.4’de gösterilmiştir.

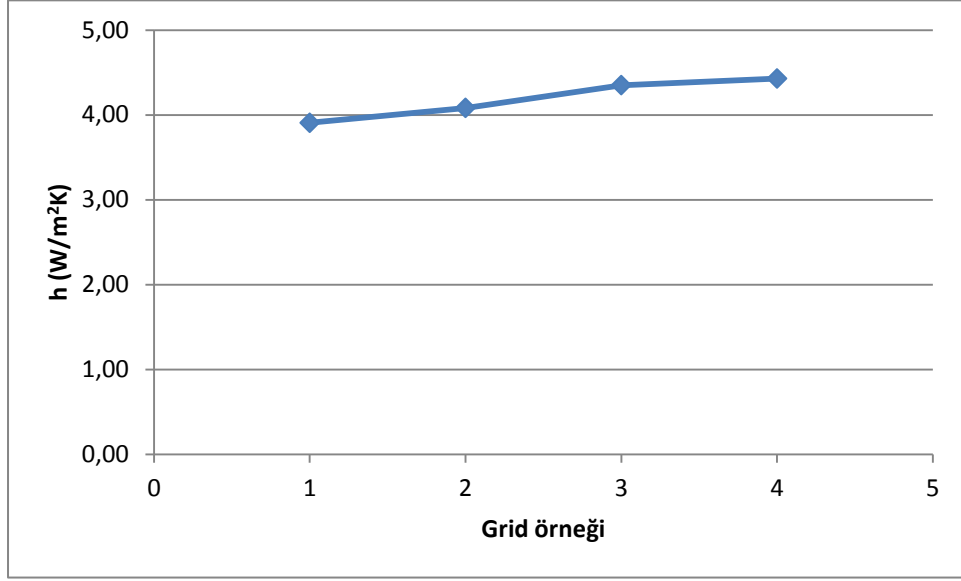
Çizelge 3.1, Şekil 3.3 ve Şekil 3.4; kenarların farklı aralıklara bölündüğü durumlarda çözümlerin gerçekleştirildiğini ve geline son noktada bu çözümlerin grid yapısından bağımsız bir hâle geldiğini göstermektedir. Çizelgeden ve şekillerden de görülebileceği üzere son iki grid denemesi için elde edilen Nusselt sayıları ve taşınım katsayıları sonuçları arasındaki fark %1'in altına düşmüştür. Bu sonuç, çözümlerin grid altyapısından bağımsız bir hâle geldiğini ortaya koymaktadır. Bundan sonraki çözümler için de geçerli olacak bir çözüm ağı belirlenmiştir. Üç boyutlu çözümler için x, y ve z eksenlerinde bulunan kenarlar, duvar kenarındaki ilk aralıkla odanın ortasındaki aralık arasındaki oran 0.01 olmak üzere, sırasıyla 45 x 40 x 20 aralığa bölünerek gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 3. 1 Üç boyutlu çözüm için kenarların farklı aralık sayılarına bölünmelerinde elde edilen Nusselt sayıları ve taşınım katsayıları

	x, y ve z eksenlerindeki aralık sayısı (Grid denemeleri)	Büyüme oranı	$T_h (^{\circ}\text{C})$	$T_c (^{\circ}\text{C})$	Ra_L	Nu_L	$h (\text{W}/\text{m}^2\text{K})$
1	20 x 15 x 10	0.01	30	10	1,19E+10	278,06	3,91
2	30 x 30 x 10	0.01	30	10	1,19E+10	290,57	4,08
3	45 x 40 x 20	0.01	30	10	1,19E+10	306,84	4,39
4	60 x 50 x 30	0.01	30	10	1,19E+10	315,22	4,43

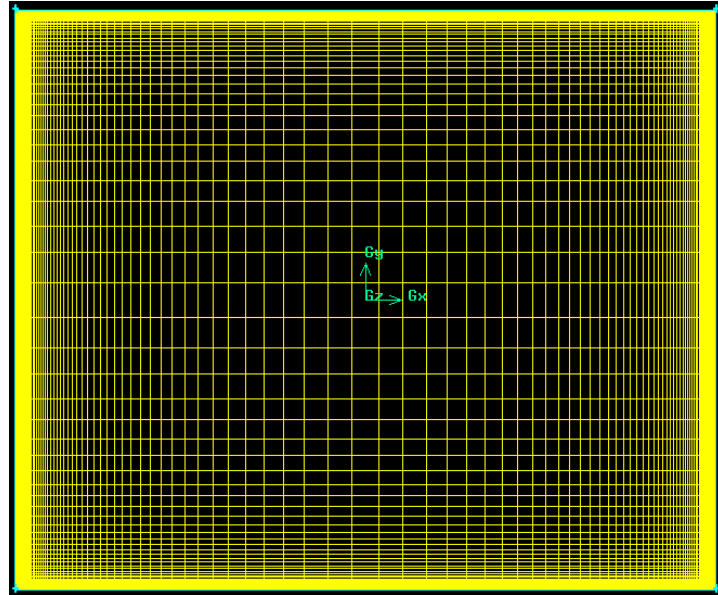


Şekil 3. 3 Üç boyutlu çözüm ağı denemelerinde elde edilen Nusselt sayıları



Şekil 3. 4 Üç boyutlu çözüm ağı denemelerinde elde edilen taşınım katsayıları

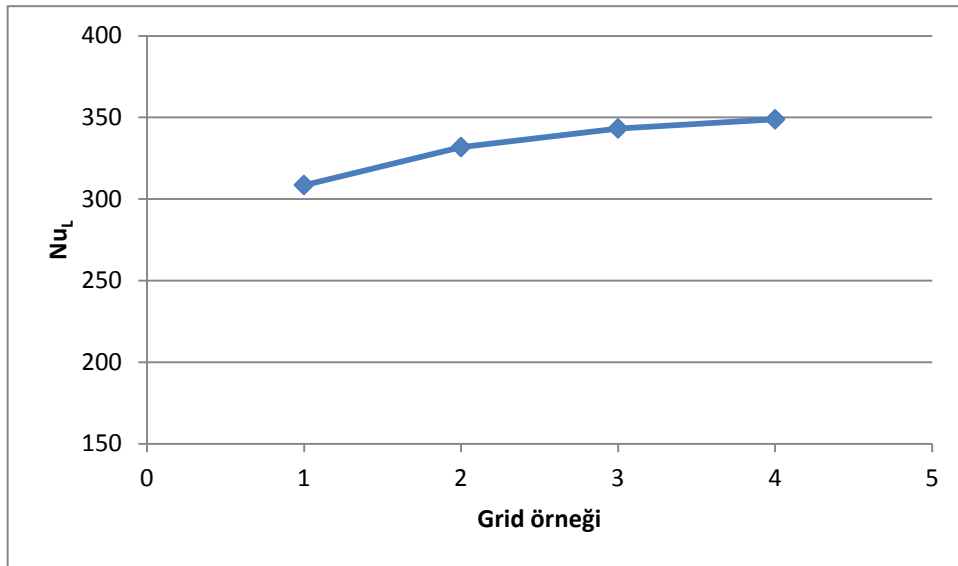
Aynı boyutlarda (1.8 x 2.85 x 1.8 m), fakat iki boyutlu olarak çizilen (1.8 x 2.85 m) bir model için de çözüme gidilmiştir (Şekil 3.5). Bunun için de yukarıda belirtilen şekilde doğru çözüm ağı altyapısının tespit edilmesi gerekmiştir. Benzer şekilde, kenarları birbirinden farklı aralıklara bölerek dört ayrı çözüm ağı altyapısı hazırlanmış ve her biri için aynı sınır koşulları tanımlanarak çözümler elde edilerek; gridlerden bağımsız sonuçlar elde edilmeye başlandığı anlaşıldığında optimum çözüm ağı bulunmuştur. Bu amaçla elde edilen sonuçlar Çizelge 3.2, Şekil 3.6 ve Şekil 3.7’de gösterilmiştir.



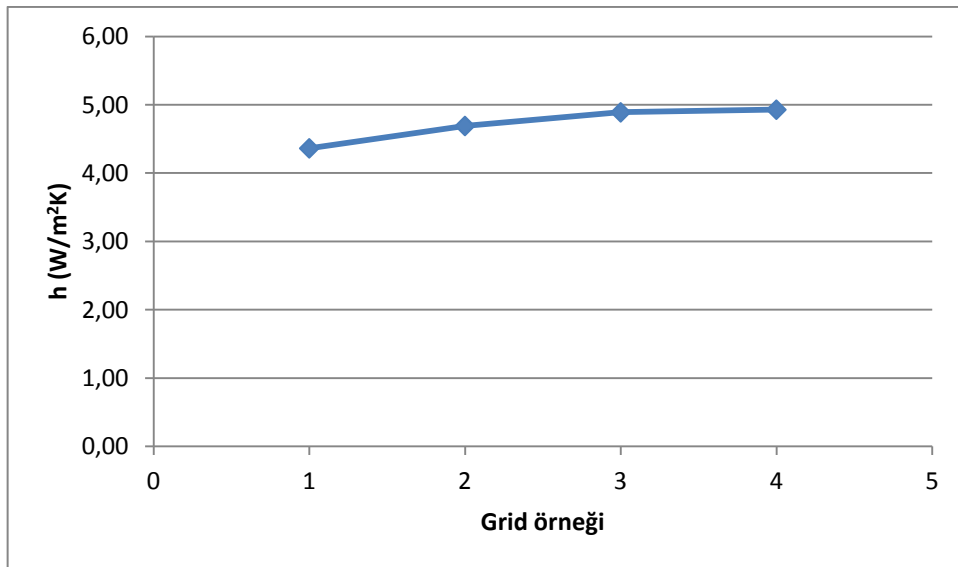
Şekil 3. 5 Boyutları 1.8 x 2.85 olan odanın GAMBIT’de iki boyutlu modellenışı

Çizelge 3. 2 İki boyutlu çözüm için kenarların farklı aralık sayılarına bölünmelerinde elde edilen Nusselt sayıları ve taşınım katsayıları

	x, y ve z eksenlerindeki aralık sayısı	Büyüme oranı	$T_h (^{\circ}\text{C})$	$T_c (^{\circ}\text{C})$	Ra_L	Nu_L	$h (\text{W/m}^2\text{K})$
1	30 x 25	0.01	30	10	1,19E+10	308,57	4,36
2	60 x 50	0.01	30	10	1,19E+10	331,83	4,69
3	120 x 100	0.01	30	10	1,19E+10	343,24	4,85
4	240 x 120	0.01	30	10	1,19E+10	348,81	4,93



Şekil 3. 6 İki boyutlu çözümde çözüm ağı denemelerinde elde edilen Nusselt sayıları



Şekil 3. 7 İki boyutlu çözümde çözüm ağı denemelerinde elde edilen taşınım katsayıları

Bu çalışmaya göre, iki boyutlu çözüm için sonuçları çözüm ağı altyapısından bağımsız hâle getiren x ve y eksenlerindeki aralık sayısı 120 x 100 olmuştur. Aradaki mesafe daha kısa olmasına rağmen, x eksenini 120 aralığa, y eksenini ise 100 aralığa bölünmüştür. Bunun nedeni, x eksenindeki karşılıklı iki duvarın ısıtılan ve soğutulan duvarlar olması, dolayısıyla da en büyük sıcaklık farkının bu iki duvar arasında gerçekleşmekte olmasıdır.

Çalışmada incelenen tüm kapalı hacimlerin tabanı kare şeklindedir. Dolayısıyla çalışmada kullanılan karakteristik uzunluk, ısıtılan ve soğutulan duvarlar arasındaki mesafe olan karenin bir kenar uzunluğuna eşittir ve FLUENT'te karakteristik uzunluk değerleri "referans değerler" kısmına girilmiştir. Oda içindeki havanın termofiziksel özellikleri, hava için verilen tablolardan interpolasyon yapılarak FLUENT'in içerisine girilmiştir. Sıcak duvarın 30°C, soğuk duvarın ise 10°C sabit yüzey sıcaklığında tutulduğu durum için programda gerekli değerler girildikten sonra çalıştırılmış ve ortalama 14 saat süren bir çalıştırma periyodu sonucunda 1.8 x 2.85 x 1.8 m boyutlarındaki oda için ortalama Nusselt sayısı ve taşınım katsayısı aşağıdaki gibi bulunmuştur:

$$Nu_L = 306.84$$

$$h = 4.39 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Bulunan taşınım katsayısını,

$$Nu_L = \frac{h.L}{k} \quad (3.8)$$

(3.8) ifadesinde yerine yazar, karakteristik uzunluk olan L yerine modeldeki karakteristik uzunluk olan 1.8 m'yi koyar ve iki duvarın sıcaklık ortalaması olan 20°C'deki havanın ısı iletim katsayısını Nusselt ifadesine yerleştirirsek, programın verdiği Nusselt sayısını ifadede yerine koyarak da elde edebiliriz.

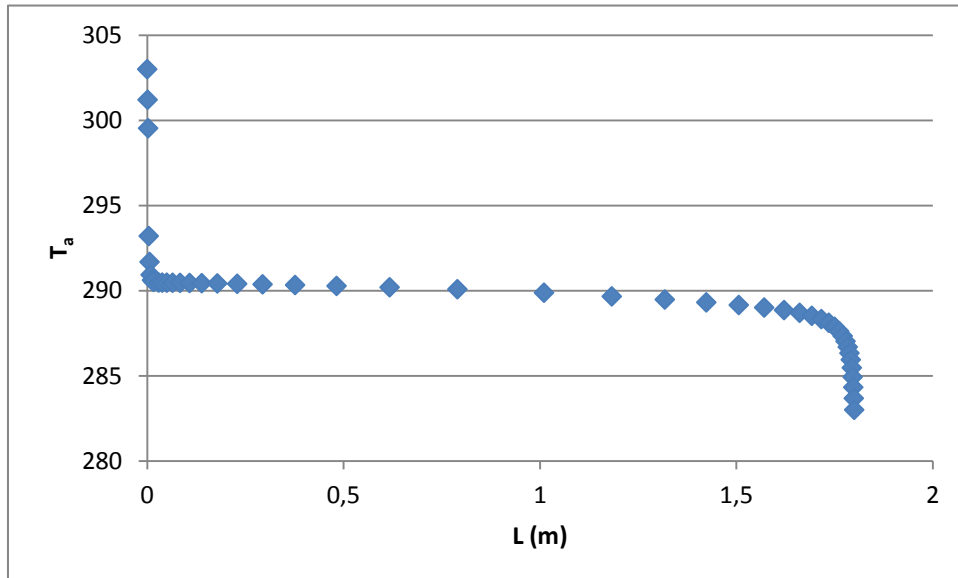
Deneyisel modelle aynı boyutlarda olan 1.8 x 2.85 x 1.8 m'lik oda için sıcak duvarın ortasından soğuk duvarın ortasına kadar giden hayali bir çizgi çizilerek, bu çizgi üzerindeki oluşan sıcaklık değerleri Çizelge 3.3 ve Şekil 3.8'de verilmiştir.

Çizelge 3.3 ve Şekil 3.8'de açıkça görülebileceği gibi, duvarlara yakın mesafelerde, yani sınır tabaka bölgesi içerisinde hızlı bir sıcaklık değişimi meydana gelmektedir. Bu bölgenin dışarısına çıkıldığında ise hava sıcaklığı iki duvarın yüzey sıcaklığının ortalaması

olan 290 K civarında seyretmektedir. Böylece, programın ısıtılan ve soğutulan duvar civarındaki ani sıcaklık değişimlerini tespit edebildiği ve bunları Nusselt ve taşınım katsayıları içerisine dahil edebildiği gösterilmiştir.

Çizelge 3. 3 Oda ortasından geçen yatay çizgi üstündeki sıcaklık değerleri

Nokta numarası	x (m)	T _a (K)	Nokta numarası	x (m)	T _a (K)	Nokta numarası	x (m)	T _a (K)
1	0	303,00	16	0,178512	290,42	31	1,692093	288,52
2	0,001	301,21	17	0,229133	290,40	32	1,716346	288,33
3	0,002278	299,54	18	0,293825	290,37	33	1,735324	288,11
4	0,003911	293,20	19	0,3765	290,33	34	1,750174	287,88
5	0,005998	291,68	20	0,482156	290,27	35	1,761794	287,62
6	0,008666	290,93	21	0,617181	290,20	36	1,770887	287,33
7	0,012075	290,62	22	0,789738	290,08	37	1,778002	287,03
8	0,016431	290,51	23	1,010262	289,88	38	1,783569	286,69
9	0,029113	290,47	24	1,182819	289,66	39	1,787925	286,33
10	0,038206	290,47	25	1,317844	289,48	40	1,791334	285,94
11	0,049826	290,47	26	1,4235	289,31	41	1,794002	285,47
12	0,064676	290,46	27	1,506175	289,15	42	1,796089	284,93
13	0,083654	290,46	28	1,570867	289,01	43	1,797722	284,33
14	0,107907	290,45	29	1,621488	288,86	44	1,799	283,68
15	0,138902	290,44	30	1,661098	288,70	45	1,8	283,00



Şekil 3. 8 Sıcak duvardan soğuk duvara olan mesafede hava sıcaklığı değişimi

3.5 Sayısal Çözüm Sonuçları

4. Bölümde verilecek olan deneysel çalışmayı doğrulayabilmek için bu bölümde açıklanan yöntem ve algoritma kullanılarak, sayısal sonuçlar elde edilmiştir. Sonuçlar, parametrelerden birinin değiştirilip, diğerlerinin sabit bırakılması yöntemiyle sırayla elde edilmiş olup geniş bir data havuzu sunulacaktır. Öncelikli olarak gerçekleştirilen sayısal çözüm, deneysel çalışmanın oda boyutları ile aynı olarak çizilmiş modeldir.

a) (1.8 x 2.85 x 1.8 m). Yukarıda çizilen model ve mesh altyapısı gösterilmiş olan bu modelde karşılıklı iki duvarın sabit sıcaklık sınır şartı için tamamen ısıtılıp soğutulması durumu için sıcak ve soğuk duvar sıcaklıkları değiştirilerek sonuçlar alınmıştır. Sıcak duvar sıcaklığı 20-35°C aralığında değiştirilmiş, soğuk duvar sıcaklığı ise 5-15°C arasında değiştirilmiştir. Bu durumda diğer duvarlarda adyabatik sınır koşulu tanımlıdır. Çalışma, hem iki boyutlu hem de üç boyutlu olarak yürütülmüş ve sonuçları ayrı olacak biçimde gösterilmiştir.

b) Benzer şekilde, aynı yüzey sınır koşulları uygulanarak ve oda yüksekliği $H = 2.85$ m’de sabit tutularak $L \times L = 4 \times 4$ m ve 6×6 m’lik taban alanları için de çalışmalar yürütülmüş ve sonuçlar hem tablolar hâlinde hem de grafiksel olarak verilmiştir. Her bir “durum çalışması”nda farklı soğuk duvar sıcaklıkları için elde edilen Nusselt sayısı ve taşınım katsayısının, sırasıyla hesaplanan Rayleigh sayısı ve “oda ortası ile sıcak yüzey sıcaklığı arasındaki fark” ile değişimleri grafiksel olarak gösterilmiştir. Bu kısım için de hem iki boyutlu hem üç boyutlu çözümler gerçekleştirilmiş olup, her iki model için sonuçlar arasındaki fark tespit edilmiş ve yorumlanmıştır.

c) Daha sonrasında odanın ısı kaynağı olarak kullanılmakta olan sıcak duvarın kısmî ısıtılması durumu için durum çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Bunun için, model hem 1.8 x 1.8 m boyutları için, hem de 4 x 4 m boyutları için tekrar çizilmiş, bu defa sıcak duvar üzerinde üç ayrı çizgi çekilerek duvar dörde bölünmüştür. Sıcak duvar yüksekliğinin (2.85 m) üçte biri, yarısı ve üçte ikisi yüksekliğinde sabit yüzey sıcaklığında ısıtılma yapıldığında oluşan sonuçların da elde edilmesi amaçlanmıştır. Burada da Rayleigh sayısı hesaplanırken, sıcaklık farkı değişkeni için sıcak duvarın ısıtılan kısmının sıcaklığı ile soğuk duvarın sıcaklığının farklı alınmıştır. Karakteristik uzunluk, sıcak duvarın tamamının ısıtıldığı durum çalışmasına benzer şekilde, sıcak duvarın ısıtılan kısmı ile

soğuk duvar arasındaki yatay uzaklık, bir başka deyişle kare şeklindeki taban alanının bir kenarı (L) olarak alınmıştır.

3.5.1 Tüm Duvarın Isıtılması Halinde Elde Edilen Sonuçlar

Bir düşey duvarından tamamen ısıtılıp karşısında kalan duvardan tamamen soğutulan boyutları farklı kapalı hacimlerin iki ve üç boyutlu çözümleri için ayrı ayrı elde edilmiş olan ortalama Nusselt sayılarının Rayleigh sayıları ile değişimi Bölüm 3.5.1.1 ve Bölüm 3.5.1.2’de grafiksel olarak gösterilmektedir.

3.5.1.1 Üç Boyutlu Çözüm Halinde Elde Edilen Sonuçlar

Sıcak duvarı tamamen ısıtılmış farklı taban alanı boyutlarına sahip, yüksekliği sabit ve gerçek bir odanın yüksekliğine yakın seçilmiş ($H = 2.85$ m) ve sıcak duvar sıcaklığı $20-35^{\circ}\text{C}$ arasında, soğuk duvarı ise $5-15^{\circ}\text{C}$ arasında değiştirilerek Rayleigh-Nusselt ve $h - \Delta T$ diyagramları üzerinde çok sayıda nokta tespit edilmiştir. Sıcaklık sınır koşullarının daha net olarak görülebilmesi için Çizelge 3.4’de üç boyutlu çözüm için farklı Rayleigh sayılarına karşılık gelecek şekilde elde edilmiş olan tüm Nusselt sayısı ve taşınım katsayısı değerleri görülmektedir.

3.5.1.2 İki Boyutlu Çözüm Halinde Elde Edilen Sonuçlar

İki boyutlu ve $(1.8 \times 2.85$ m); $(4.0 \times 2.85$ m); $(6.0 \times 2.85$ m) x ve y eksen uzunluklarında çizilen üç ayrı modelde, üç boyutlu çözüm uygulaması ile aynı sınır koşulları uygulanarak elde edilmiş olan sonuçlar Çizelge 3.5’de sunulmuştur. Bu çözüm modelinde, modelin çözüm ağlarına bölünmesi bakımından, üç boyutlu modelle arada önemli bir fark bulunmaktadır. Üç boyutluluğun çözüm süresi üzerindeki olumsuz etkisine karşılık, iki boyutlu çözümde bilhassa sıcak ve soğuk yüzey arasındaki mesafe için üç boyutlu çözümde çok daha sık bir kenar bölümlenmesi uygulanmıştır (120 aralık). Bu eksenlerdeki çözüm ağı sıklığının arttırılması, iki boyutlu çözümün de üç boyutlu çözüm ile yakın bir zaman periyodunda çözüme ulaşmasını beraberinde getirir. Bununla birlikte, iki boyutlu çözüm sonuçlarının çözüm ağından büyük ölçüde bağımsızlaştığı daha önceki bölümde Çizelge 3.2’de gösterilmiştir.

Çizelge 3. 4 Farklı boyut ve ısı sınır koşullarında elde edilen Nusselt ve taşınım katsayısı sonuçları (üç boyut)

	180*285*180 T _c =5°C			400*285*400 T _c =5°C			600*285*600 T _c =5°C		
T _h (°C)	Ra	Nu	h (W/m ² K)	Ra	Nu	h (W/m ² K)	Ra	Nu	h (W/m ² K)
20	1,00E+10	296,03	4,13	1,1E+11	647,11	4,06	3,7E+11	962,88	4,03
25	1,28E+10	321,5	4,52	1,41E+11	703,08	4,44	4,75E+11	1046,4	4,41
30	1,54E+10	341,49	4,84	1,69E+11	747	4,76	5,71E+11	1111,9	4,73
35	1,78E+10	355,29	5,07	1,95E+11	781,9	5,02	6,59E+11	1164	4,99
	180*285*180 T _c =10°C			400*285*400 T _c =10°C			600*285*600 T _c =10°C		
T _h (°C)	Ra	Nu	h (W/m ² K)	Ra	Nu	h (W/m ² K)	Ra	Nu	h (W/m ² K)
20	6,41E+09	252,07	3,54	7,03E+10	550,66	3,48	2,37E+11	819,05	3,45
25	9,24E+09	285,43	4,04	1,01E+11	623,9	3,98	3,42E+11	928,27	3,95
30	1,19E+10	309,66	4,42	1,3E+11	677,82	4,35	4,39E+11	1007,7	4,32
35	1,43E+10	329,23	4,74	1,57E+11	720,13	4,66	5,28E+11	1071,8	4,63
	180*285*180 T _c = 15°C			400*285*400 T _c = 15°C			600*285*600 T _c = 15°C		
T _h (°C)	Ra	Nu	h (W/m ² K)	Ra	Nu	h (W/m ² K)	Ra	Nu	h (W/m ² K)
20	3,08E+09	194,15	2,75	3,38E+10	423,68	2,7	1,14E+11	629,87	2,68
25	5,93E+09	242,98	3,47	6,51E+10	530,78	3,41	2,2E+11	789,45	3,38
30	8,56E+09	275,13	3,96	9,39E+10	601,35	3,89	3,17E+11	894,66	3,86
35	1,10E+10	298,77	4,33	1,21E+11	653,27	4,26	4,07E+11	972,13	4,23

Bölüm 3.5.1.1 ve 3.5.1.2’de sunulan sonuçlara bakıldığında, iki boyutlu ve üç boyutlu modellemelerin sonuçları arasında ortalama %10 civarında bir fark bulunduğu görülmektedir.

Geçmişte ASHRAE [12] tarafından sunulan korelasyonların çoğunluğu, bir kapalı hacmin yüzeylerindeki taşınım ile ısı transferinin, yalıtımlı düzlemsel plakalar ile aynı olduğu kabulüne dayalıdır. Bu yaklaşım, bitişik yüzeylerdeki (duvar ya da duvar üzerindeki pencere gibi) hava akımının potansiyel etkisini ihmal eder. Buna karşılık, daha sonra yapılan çalışmalarda, kapalı hacimlerdeki çevreleyen yüzeylerin etkisinin, diğer yüzeylerdeki akış örneğini etkilemelerinden dolayı ihmal edilemez olduğu ortaya çıkmıştır. Her yüzeydeki akış, tüm odadaki akış örneği üzerinde etkiye sahiptir ve bundan dolayı düzlemsel plaka teorisiyle tahmin edilen ısı transferi miktarı, kapalı ortamlar için genellikle gerçekten sapmış olacaktır [1].

Çizelge 3. 5 Farklı boyut ve ısı sınır koşullarında elde edilen Nusselt ve taşınım katsayısı sonuçları (iki boyut)

	180*285*180 $T_c=5^\circ\text{C}$			400*285*400 $T_c=5^\circ\text{C}$			600*285*600 $T_c=5^\circ\text{C}$		
T_h ($^\circ\text{C}$)	Ra	Nu	h (W/m ² K)	Ra	Nu	h (W/m ² K)	Ra	Nu	h (W/m ² K)
20	1,00E+10	327,82	4,58	1,1E+11	721,52	4,53	3,7E+11	1075,9	4,5
25	1,28E+10	355,92	5,01	1,41E+11	783,07	4,96	4,75E+11	1167,9	4,93
30	1,54E+10	378,01	5,36	1,69E+11	832,38	5,31	5,71E+11	1241,7	5,28
35	1,78E+10	395,83	5,65	1,95E+11	870,14	5,59	6,59E+11	1299,5	5,57
	180*285*180 $T_c=10^\circ\text{C}$			400*285*400 $T_c=10^\circ\text{C}$			600*285*600 $T_c=10^\circ\text{C}$		
T_h ($^\circ\text{C}$)	Ra	Nu	h (W/m ² K)	Ra	Nu	h (W/m ² K)	Ra	Nu	h (W/m ² K)
20	6,41E+09	277,3	3,9	7,03E+10	614,2	3,88	2,37E+11	914,78	3,86
25	9,24E+09	316,15	4,48	1,01E+11	695,23	4,43	3,42E+11	1035,8	4,41
30	1,19E+10	343,24	4,9	1,3E+11	754,31	4,85	4,39E+11	1126,1	4,82
35	1,43E+10	364,45	5,24	1,57E+11	801,39	5,2	5,28E+11	1196,3	5,16
	180*285*180 $T_c=15^\circ\text{C}$			400*285*400 $T_c=15^\circ\text{C}$			600*285*600 $T_c=15^\circ\text{C}$		
T_h ($^\circ\text{C}$)	Ra	Nu	h (W/m ² K)	Ra	Nu	h (W/m ² K)	Ra	Nu	h (W/m ² K)
20	3,08E+09	215,2	3,05	3,38E+10	472,16	3,01	1,14E+11	703,02	2,99
25	5,93E+09	269,66	3,85	6,51E+10	590,85	3,8	2,2E+11	881,14	3,77
30	8,56E+09	304,72	4,38	9,39E+10	669,71	4,34	3,17E+11	998,44	4,31
35	1,10E+10	330,64	4,8	1,21E+11	727,26	4,75	4,07E+11	1084,6	4,72

Benzer şekilde, bu çalışma için de aynı şey söylenebilir. İki boyutlu çözümlerde; üç boyutlu çözümlere göre çok daha sık bir çözüm ağı altyapısı oluşturulabilse dahi, odanın derinliği göz önüne alınamamakta, dolayısıyla odanın ısıtılan ve soğutulan duvar ve bölgelerine bitişik olan duvarlardaki hava akışının sonuçlar üzerinde olması gereken etkisi görülememektedir. Buna karşılık, üç boyutlu çözümde iki boyutlu çözüme göre çözüm süresinin makul bir zamana indirilmesi açısından daha seyrek bir çözüm ağı uygulaması tercih edilmiştir. Üç boyutlu çözümde, iki boyutlu çözümlerde dikkate alınamamakta olan bitişik duvarlardaki hava akışı örnekleri dikkate alınabilmektedir. Bu da sonuçların gerçeğe daha yakın olması öngörüsünü beraberinde getirmiştir. Hem bu çalışma için kurulan deney düzeneğinden elde edilen sonuçlarla, hem de literatürde bulunan benzer şartlar ve ısıtma biçimleri için türetilmiş olan korelasyonlarla, iki boyutlu ve üç boyutlu sonuçlar karşılaştırıldığında, üç boyutlu modelleme sonucunda elde edilen sonuçlar ve türetilen korelasyonların gerçeğe daha yakın düştüğü

gözlemlenmektedir. Sonuçların mukayeseli olarak sunulması ve korelasyonların türetilmesi işlemi ilerleyen bölümlerde sunulacaktır.

3.6 Tüm Duvarın Isıtıldığı Durumda Türetilen Korelasyonlar

Bölüm 3.5.1.1 ve 3.5.1.2’de çizelgeler ve şekiller halinde gösterilmiş olan ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi ve taşınım katsayısının (h) duvar yüzey sıcaklığı ile değişimi iki boyutlu ve üç boyutlu çözüm modelleri için ve modellerin FLUENT’te çalıştırılması ile elde edilen sonuçlar sunulmuştur.

Bu bölümde, yukarıdaki bölümlerde elde edilen bir duvarın tamamen ısıtılması, bir duvarın ise tamamen soğutulması ile elde edilen sonuçlardan yeni korelasyonlar türetilmektedir.

Farklı duvar sıcaklıklarında ($T_h = 20-35^\circ\text{C}$ ve $T_c = 5-15^\circ\text{C}$) ve farklı taban alanı boyutlarında ($L \times L = 1.8 \times 1.8; 4.0 \times 4.0$ ve 6.0×6.0) Nusselt sayısı ve taşınım katsayısının değişimlerini ortaya koyacak korelasyonlar her bir taban alanı geometrisi için ayrı ayrı türetilmektedir, sonrasında ise tüm taban alanı ve duvar sıcaklıkları için geçerli olacak genel bir korelasyon üretilmektedir. Bu çalışmada, kapalı bir hacim içindeki türbülanslı akış için klasik olarak önerilegelmiş;

$$Nu = C.Ra^m \text{ ve} \quad (3.1)$$

$$h = C.\Delta T^n \quad (3.9)$$

ifadelerine ilave olarak, literatürde “açıklık oranı” olarak adlandırılan ve kapalı hacim yüksekliğinin (ya da tüm duvarın ısıtıldığı bu bölümdeki çalışma için ısıtılan bölge yüksekliğinin) karakteristik uzunluğa oranı olarak ifade edilen boyutsuz bir değişken daha ilave edilecektir. Bu değişkenin matematiksel ifadesi $(H/L)^m$ ’dir. O halde yukarıda ifade edilmiş olan (3.1) ve (3.9) no’lu denklemler, bir duvarı tamamen ısıtılan, karşı duvarı ise tamamen soğutulan kapalı bir hacim şartları için (3.10 – 3.11) ifadelerine,

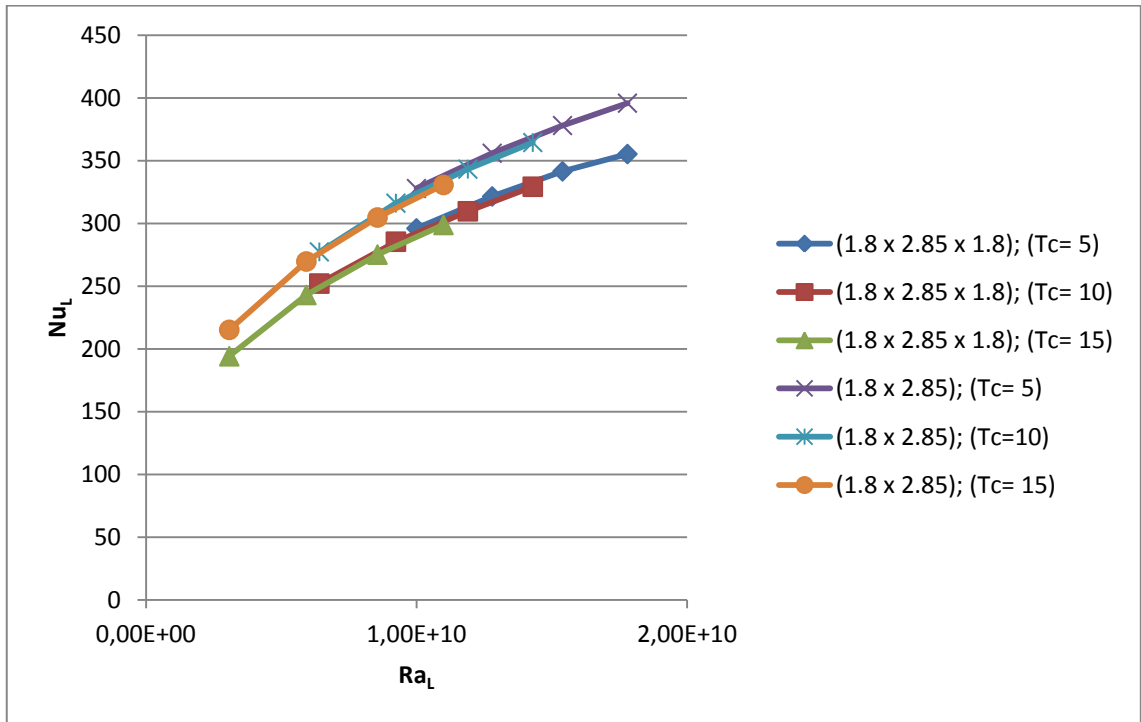
$$Nu = C.\left(\frac{H}{L}\right)^m Ra^n \quad (3.10)$$

ve

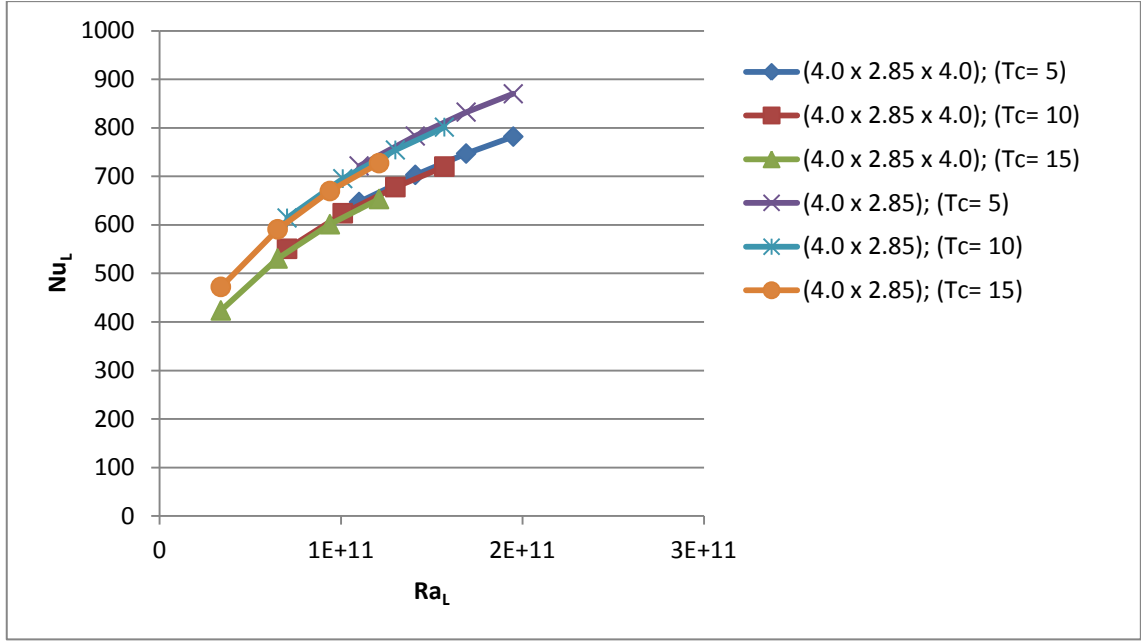
$$h = C. \left(\frac{H}{L} \right)^m \Delta T^n \quad (3.11)$$

dönüştürülür. Böylece farklı taban alanı ve duvar sıcaklıklarına göre gerçekleştirilen sayısal çalışmaların üzerindeki “açıklık oranı” etkisi de korelasyonların içerisine dahil edilmiş olacaktır.

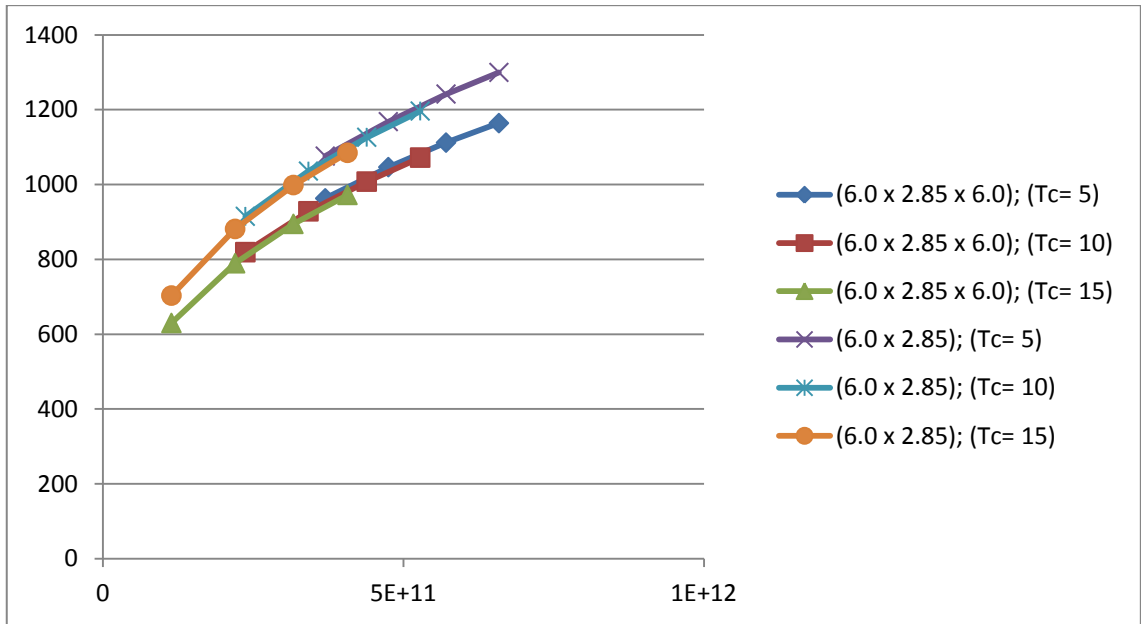
Şekil 3.9 - 3.11’de üç farklı taban alanı boyutlarında ve iki ve üç boyutlu çözümler halinde sonuçlar, farklı taban alanı ve dolayısıyla farklı oda boyutları için sunulmaktadır. Burada, oda yüksekliği gerçek bir odanın yüksekliğine benzer olarak 2.85 m seçilmiş, taban alanları değiştirilerek üç farklı oda boyutunda sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Sıcak ve soğuk duvar yüzey sıcaklıklarının her bir oda boyutunda değiştirilerek işlemlerin tekrarlandığı göz önüne alındığı takdirde, her üç oda boyutu



Şekil 3. 9 Oda modeli (L x H x L= 1.8 x 2.85 x 1.8 m), $T_h = 20-35^\circ\text{C}$ arasında, $T_c = 5-15^\circ\text{C}$ arasında değişirken iki ve üç boyutlu çözüm halinde ortalama Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısının değişimi



Şekil 3. 10 Oda modeli ($L \times H \times L = 4.0 \times 2.85 \times 4.0$ m), $T_h = 20-35^\circ\text{C}$ arasında, $T_c = 5-15^\circ\text{C}$ arasında değişirken iki ve üç boyutlu çözüm halinde ortalama Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısının değişimi



Şekil 3. 11 Oda modeli ($L \times H \times L = 6.0 \times 2.85 \times 6.0$ m), $T_h = 20-35^\circ\text{C}$ arasında, $T_c = 5-15^\circ\text{C}$ arasında değişirken iki ve üç boyutlu çözüm halinde ortalama Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısının değişimi

için $(1.8 \times 2.85 \times 1.8$ m), $(4.0 \times 2.85 \times 4.0$ m), $(6.0 \times 2.85 \times 6.0$ m) üç farklı Rayleigh sayısı aralığında çalışıldığı sonucuna varılır. Bu amaçla, literatüre daha dar aralıklar için

kesinliği daha yüksek korelasyonlar kazandırabilmek amacıyla “açıklık oranı” (H/L)’yi de içerisinde bulundurarak, Denklem (3.10)’daki formata uygun olacak şekilde üç ayrı korelasyon ve daha sonra da duvarın tamamının ısıtıldığı durumda geçerli olacak tüm aralıkları kapsayan ayrı bir korelasyon olmak üzere toplamda dört adet korelasyon oluşturulmuştur. En küçük kareler metodu kullanılarak oluşturulan Rayleigh sayısı aralıklarına ve “açıklık oranları”na göre düzenlenmiş korelasyonlar Çizelge 3.6’da verilmiştir.

Buna göre; korelasyonlar, farklı Rayleigh sayısı aralıkları ve farklı açıklık oranı değerlerinde kapalı hacimler içerisindeki taşınımı sembolize edecek birer nitelik taşımaktadırlar. Çizelgenin sonunda verilen korelasyon ise diğer korelasyonların Rayleigh sayısı ve (H/L) aralıklarının tamamında geçerlidir.

Çizelge 3. 6 Kapalı hacimlerde farklı ısıtma koşulları ve boyutları için türetilmiş ifadeler ve geçerli oldukları koşulların gösterimi

Ra aralıkları	H/L	Korelasyon	Mak. Sapma (%)	Ort. Sapma (%)
$3.08 \times 10^9 \leq Ra_L \leq 1.78 \times 10^{10}$	1.58	$Nu_L = 0.075 \cdot \left(\frac{H}{L}\right)^{0.62} Ra_L^{0.35}$	1.23	0.61
$3.38 \times 10^{10} \leq Ra_L \leq 1.95 \times 10^{11}$	0.71	$Nu_L = 0.075 \cdot \left(\frac{H}{L}\right)^{-0.48} Ra_L^{0.35}$	1.31	0.54
$1.14 \times 10^{11} \leq Ra_L \leq 6.59 \times 10^{11}$	0.48	$Nu_L = 0.075 \cdot \left(\frac{H}{L}\right)^{-0.48} Ra_L^{0.35}$	1.20	0.54
$3.08 \times 10^9 \leq Ra_L \leq 6.59 \times 10^{11}$	$0.48 \leq H/L \leq 1.58$	$Nu_L = 0.075 \cdot \left(\frac{H}{L}\right)^{0.09} Ra_L^{0.36}$	1.41	0.67

3.7 Duvardan Farklı Yüksekliklerde Isıtma Durumunda Elde Edilen Sonuçlar

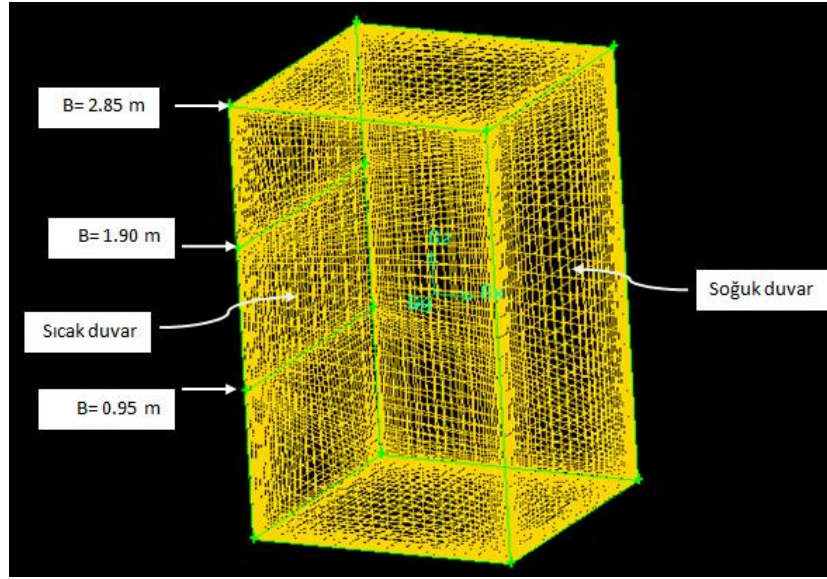
Sayısal çalışmanın gerçekleştirildiği bir başka durum çalışması da, sıcak duvarın kısmen ısıtılmasıdır. Bu bölümde, bir soğuk düşey duvar, Bölüm 3.6'dakine benzer şekilde tam olarak soğutulurken, karşısındaki duvar kısmen ısıtılmaktadır. Kısmî ısıtma, duvarın farklı yüksekliklerinde meydana gelecek şekilde GAMBIT'te modellenerek ve soğuk duvarın karşısında yer alan ısıtılacak duvarın yatay çizgilerle parçalara ayrılması ve farklı duvar yüzeyleri olarak tanımlanması yoluyla gerçekleştirilir. Burada, ısıtılan duvar yüksekliği öncelikle tabandan 95 cm, daha sonra 142,5 cm, sonrasında ise bir insanın boyu da dikkate alınarak 190 cm olarak belirlenmiştir. Bu yükseklikler gerçek bir odanın yüksekliğine benzer olacak şekilde seçilmiş olan 2,85 m'lik kapalı hacim yüksekliğinin sırasıyla, 1/3'üne, 1/2'sine ve 2/3'üne karşılık gelmektedir.

Sayısal çalışmaların yürütülmesi esnasında öncelikle ısıtılan duvar yüksekliği sabit tutulacak, bu yükseklikteki ısıtılan duvar yüzeyi sıcaklığı önceki bölümdekine benzer şekilde bir parametre olarak belirlenecek ve 20 - 50°C arasında değiştirilecektir. Karşısında yer alan soğuk duvarın sıcaklığı ise 10 - 20°C arasında değiştirilecek ve böylece ($Ra_L - Nu_L$) ve ($h - \Delta T$) diyagramlarında farklı noktalar elde edilerek oda içerisindeki taşınım davranışı hakkında izlenim edinilecektir. Sonrasında ısıtılan duvar yüksekliği değiştirilecek ve aynı işlemler tekrarlanarak farklı ısıtma yüksekliklerinde ve belirlenen kapalı hacim boyutlarında (1.8 x 2.85 x 1.8 m) sonuçlara ulaşılabilecek ve bu hacim için geçerli olacak bir korelasyon türetilenecektir. Daha sonra yukarıda belirtilen işlemler boyutları (4.0 x 2.85 x 4.0 m) olan bir kapalı hacim için de tekrarlanacak ve böylece daha büyük Rayleigh sayılarında geçerli olacak farklı bir korelasyon çıkarılacaktır. Son aşamada ise bu iki kapalı hacim boyutlarını ve Rayleigh sayılarını kapsayacak bir genel korelasyon türetilenecek ve korelasyonların geçerli olacağı (B/L) oranları ve Rayleigh sayıları da ilâve olarak ifade edilecektir.

3.7.1 B= 0.95; 1.425 ve 1.90 m Yüksekliklerinde Düşey Bir Duvardan Kısmî Isıtılma İşlemi Uygulanması ve Elde Edilen Sonuçlar

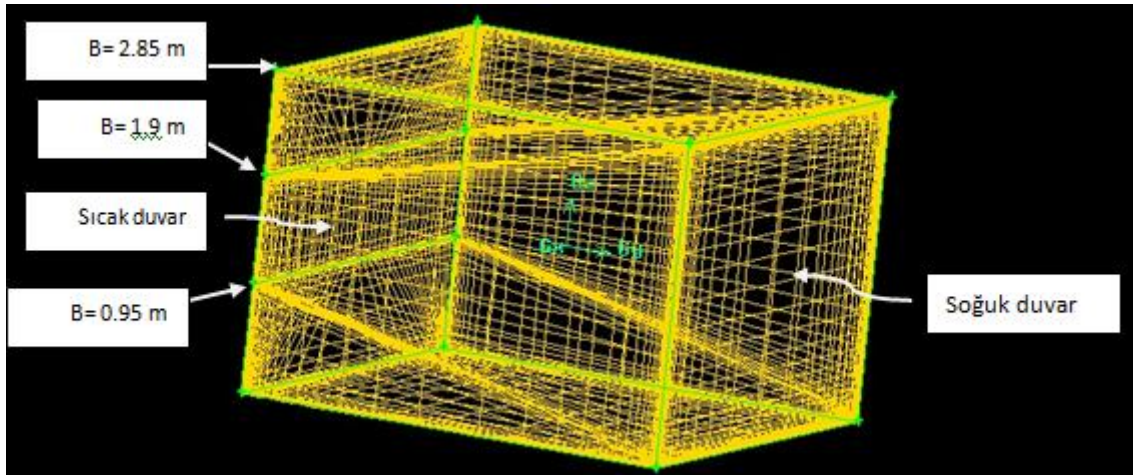
Düşey duvarın tümünün ısıtıldığı durum incelendikten sonra, duvardan kısmî ısıtma işlemi uygulayabilmek ve aynı zamanda farklı B/L oranları elde edebilmek için -farklı

oda boyutlarında ve oda yüksekliği değiştirilmeden ($H = 2.85$ m)- sıcak duvar GAMBIT’de bölümlere ayrılmıştır.



Şekil 3. 12 Sıcak duvarın farklı yüksekliklerde ısıtılması durumunda $L \times H \times L = 1.8 \times 2.85 \times 1.8$ m boyutlarındaki odanın GAMBIT’de modellenmesi

Bunun için, GAMBIT’de sıcak duvarın iki düşey kenarında duvarın tabandan itibaren $1/3$ ’ü, $1/2$ ’si ve $2/3$ ’ü oranlarında noktalar belirlenmiş ve bu noktalar daha sonra birleştirilmiştir. Daha sonra, programın “Split Face” komutuyla sıcak duvar üzerinde farklı yüksekliklerde bulunan yüzeyler oluşturulmuştur.



Şekil 3. 13 Sıcak duvarın farklı yüksekliklerde ısıtılması durumunda $L \times H \times L = 4.0 \times 2.85 \times 4.0$ m boyutlarındaki odanın GAMBIT’de modellenmesi

Oluşturulan bu yüzeylerin de görülebileceği GAMBIT modelleme görünümü, sırasıyla (L x H x L= 1.8 x 2.85 x 1.8 m) ve (L x H x L= 4.0 x 2.85 x 4.0 m) oda boyutları için Şekil 3.12 ve Şekil 3.13’de verilmiştir. Burada, daha önceki bölümde sonuçları da verilen sıcak duvarın tamamının ısıtıldığı durum çalışmasına benzer şekilde ısıtılan duvarın karşısındaki soğuk duvar ve (bir başka deyişle “ısı kuyusu”) olarak simüle edilmekte, odanın bu bölgeden ısı kaybederek bir odanın normal şartlardaki konfor şartı olan 20°C sıcaklık koşuluna yaklaşması sağlanmaktadır.

Çizelge 3. 7 L x H x L= (1.8 x 2.85 x 1.8 m) boyutlarında sıcak duvarın tabandan itibaren 1/3’ünün ısıtılması durumunda sonuçlar

Çalışma no.	B (m)	B/L	Ra	Nu	h (W/m ² K)	$\Delta T=T_a-T_c$ (K)	Korelasyon sonuçları (Nu)	Sapma (%)
1	0,95	0,53	2,04E+10	296,3	4,36	12,53	297,07	0,26
2	0,95	0,53	1,85E+10	287,37	4,2	10,98	287,30	0,02
3	0,95	0,53	1,65E+10	279,59	4,05	9,42	276,28	1,18
4	0,95	0,53	1,43E+10	266,52	3,83	7,87	263,09	1,29
5	0,95	0,53	1,72E+10	278,79	4,13	10,99	280,24	0,52
6	0,95	0,53	1,53E+10	268,37	3,95	9,43	269,24	0,33
7	0,95	0,53	1,32E+10	255,97	3,74	7,87	255,99	0,01
8	0,95	0,53	1,10E+10	243,23	3,53	6,31	240,52	1,11
9	0,95	0,53	1,42E+10	258,96	3,87	9,44	262,46	1,35
10	0,95	0,53	1,23E+10	248,32	3,68	7,88	249,88	0,63
11	0,95	0,53	1,02E+10	233,47	3,44	6,32	234,39	0,40
12	0,95	0,53	7,94E+09	214,83	3,14	4,75	215,16	0,15

Çizelge 3. 8 L x H x L= (4.0 x 2.85 x 4.0 m) boyutlarında sıcak duvarın tabandan itibaren 1/3’ünün ısıtılması durumunda sonuçlar

Çalışma no.	B (m)	B/L	Ra	Nu	h (W/m ² K)	$\Delta T=T_a-T_c$ (K)	Korelasyon sonuçları (Nu)	Sapma (%)
1	0,95	0,24	8,72E+10	447,24	3,14	4,87	463,89	3,72
2	0,95	0,24	1,12E+11	520,48	3,45	6,48	511,12	1,80
3	0,95	0,24	1,35E+11	552,15	3,69	8,09	549,47	0,49
4	0,95	0,24	1,56E+11	572,87	3,85	9,71	581,12	1,44
5	0,95	0,24	1,21E+11	540,59	3,53	6,48	526,65	2,58
6	0,95	0,24	1,45E+11	569,08	3,74	8,09	564,89	0,74
7	0,95	0,24	1,68E+11	597,08	3,96	9,71	598,04	0,16
8	0,95	0,24	1,89E+11	620,05	4,14	11,31	625,96	0,95
9	0,95	0,24	1,57E+11	592,45	3,84	8,09	582,56	1,67
10	0,95	0,24	1,81E+11	621,61	4,07	9,7	615,56	0,97
11	0,95	0,24	2,03E+11	638,96	4,20	11,31	643,53	0,72
12	0,95	0,24	2,24E+11	659,18	4,37	12,92	668,54	1,42

Çizelge 3. 9 L x H x L= (1.8 x 2.85 x 1.8 m) boyutlarında sıcak duvarın tabandan itibaren 1/2'sinin ısıtılması durumunda sonuçlar

Çalışma no.	B (m)	B/L	Ra	Nu	h (W/m ² K)	$\Delta T = T_a - T_c$ (K)	Korelasyon sonuçları (Nu)	Sapma (%)
1	1,425	0,79	1,43E+10	245,55	3,53	6,25	238,76	2,76
2	1,425	0,79	5,93E+09	210,37	3	3,7	209,03	0,64
3	1,425	0,79	8,56E+09	220,53	3,17	5,48	220,95	0,19
4	1,425	0,79	1,10E+10	226,93	3,29	7,25	229,48	1,13
5	1,425	0,79	1,32E+10	230,92	3,37	9,03	235,89	2,15

Çizelge 3. 10 L x H x L= (4.0 x 2.85 x 4.0 m) boyutlarında sıcak duvarın tabandan itibaren 1/2'sinin ısıtılması durumunda sonuçlar

Çalışma no.	B (m)	B/L	Ra	Nu	h (W/m ² K)	$\Delta T = T_a - T_c$ (K)	Korelasyon sonuçları (Nu)	Sapma (%)
1	1,425	0,36	1,57E+11	695	4,5	10,63	690,44	0,66
2	1,425	0,36	1,81E+11	728,57	4,75	11,54	723,15	0,74
3	1,425	0,36	2,03E+11	748,55	4,92	13,45	750,65	0,28
4	1,425	0,36	2,24E+11	771,45	5,11	15,36	775,08	0,47
5	1,425	0,36	6,51E+10	517,5	3,32	3,88	518,49	0,19
6	1,425	0,36	9,39E+10	584,74	3,79	5,8	584,11	0,11
7	1,425	0,36	1,21E+11	635,23	4,14	7,72	634,35	0,14
8	1,425	0,36	1,45E+11	668,05	4,39	9,64	672,81	0,71

Çizelge 3. 11 L x H x L= (1.8 x 2.85 x 1.8 m) boyutlarında sıcak duvarın tabandan itibaren 2/3'ünün ısıtılması durumunda sonuçlar

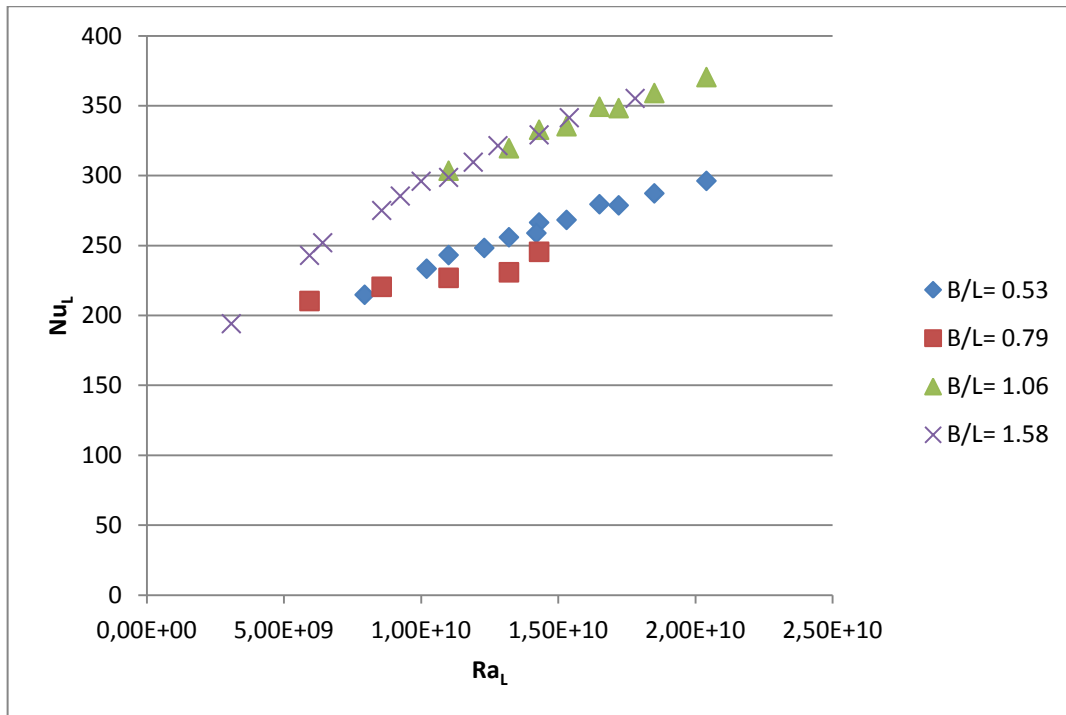
Çalışma no.	B (m)	B/L	Ra	Nu	h (W/m ² K)	$\Delta T = T_a - T_c$ (K)	Korelasyon sonuçları (Nu)	Sapma (%)
1	1,9	1,06	1,43E+10	332,88	4,78	10,85	330,19	0,81
2	1,9	1,06	1,65E+10	349,34	5,07	13,01	345,91	0,98
3	1,9	1,06	1,85E+10	359,12	5,24	15,17	359,01	0,03
4	1,9	1,06	2,04E+10	370,53	5,46	17,33	370,60	0,02
5	1,9	1,06	1,10E+10	303,58	4,4	8,68	303,21	0,12
6	1,9	1,06	1,32E+10	319,62	4,67	10,85	321,71	0,66
7	1,9	1,06	1,53E+10	335,4	4,94	13,01	337,52	0,63
8	1,9	1,06	1,72E+10	348,35	5,17	15,17	350,61	0,65

Gerek (1.8 x 2.85 x 1.8 m)'lik kapalı hacim modeli için, gerekse de (4.0 x 2.85 x 4.0 m)'lik model için sıcak duvardaki ısıtılan yüzey yüksekliğinin 0.95 – 1.90 m (duvarın tabandan itibaren 1/3'ünden 2/3'üne) olması durumu için elde edilen sayısal sonuçlar Çizelge 3.7 – 3.12 ile verilmiştir. Şekil 3.14 - 3.17'de ise (B/L)'nin çeşitli değerleri için sırasıyla, Rayleigh sayısının ortalama Nusselt sayısı ile değişimini ve kapalı hacimdeki

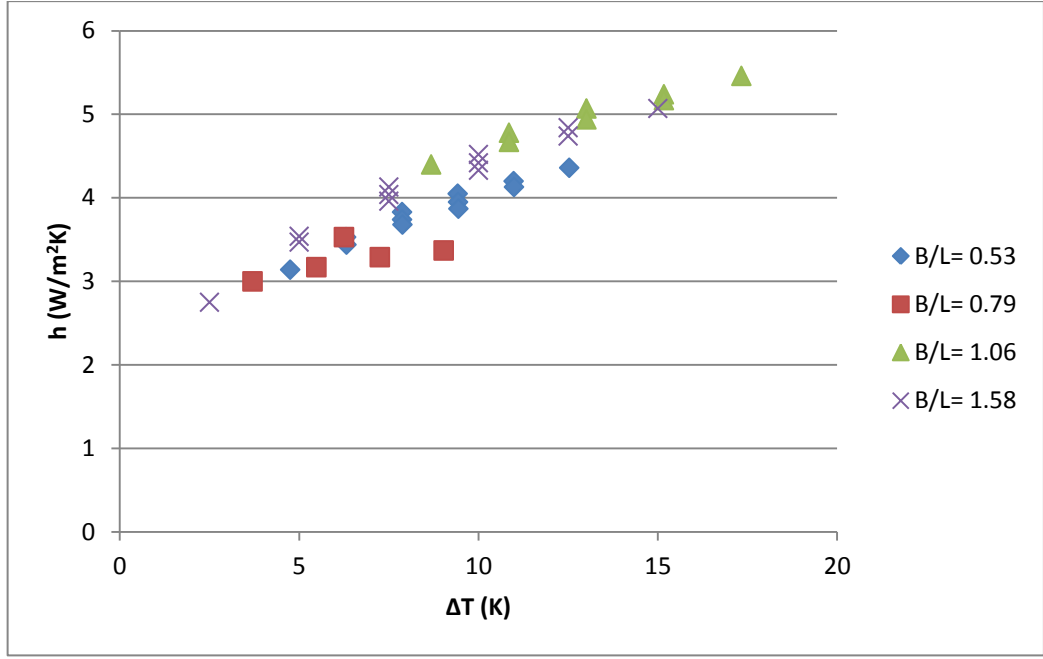
ortalama taşınım katsayısının ΔT (ısıtılan ya da soğutulan düşey duvar sıcaklığı ile odanın orta noktasındaki sıcaklık arasındaki fark) ile değişimini göstermektedir.

Çizelge 3. 12 L x H x L= (4.0 x 2.85 x 4.0 m) boyutlarında sıcak duvarın tabandan itibaren 2/3'ünün ısıtılması durumunda sonuçlar

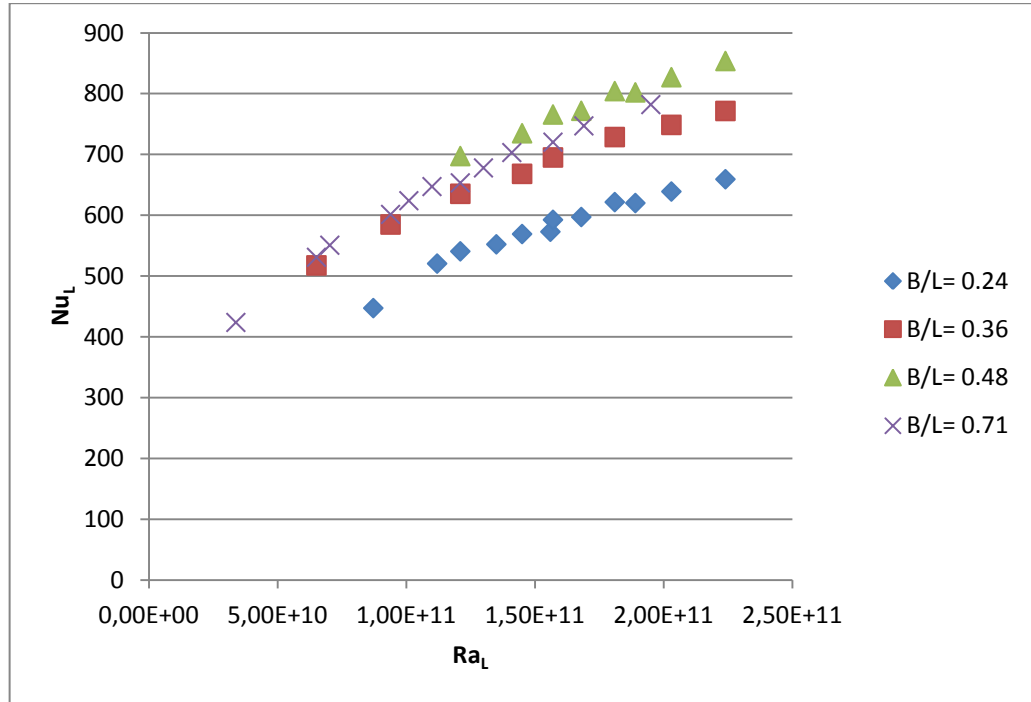
Çalışma no.	B (m)	B/L	Ra	Nu	h (W/m ² K)	$\Delta T=T_a-T_c$ (K)	Korelasyon sonuçları (Nu)	Sapma (%)
1	1,9	0,48	1,57E+11	765,69	4,96	11,79	759,35	0,83
2	1,9	0,48	1,81E+11	804,14	5,25	14,15	795,93	1,02
3	1,9	0,48	2,03E+11	827,01	5,44	16,51	826,71	0,04
4	1,9	0,48	2,24E+11	853,64	5,66	18,87	854,07	0,05
5	1,9	0,48	1,21E+11	697,31	4,55	9,43	696,68	0,09
6	1,9	0,48	1,45E+11	734,85	4,83	11,79	739,64	0,65
7	1,9	0,48	1,68E+11	771,77	5,11	14,15	776,55	0,62
8	1,9	0,48	1,89E+11	802,03	5,35	16,51	807,40	0,67



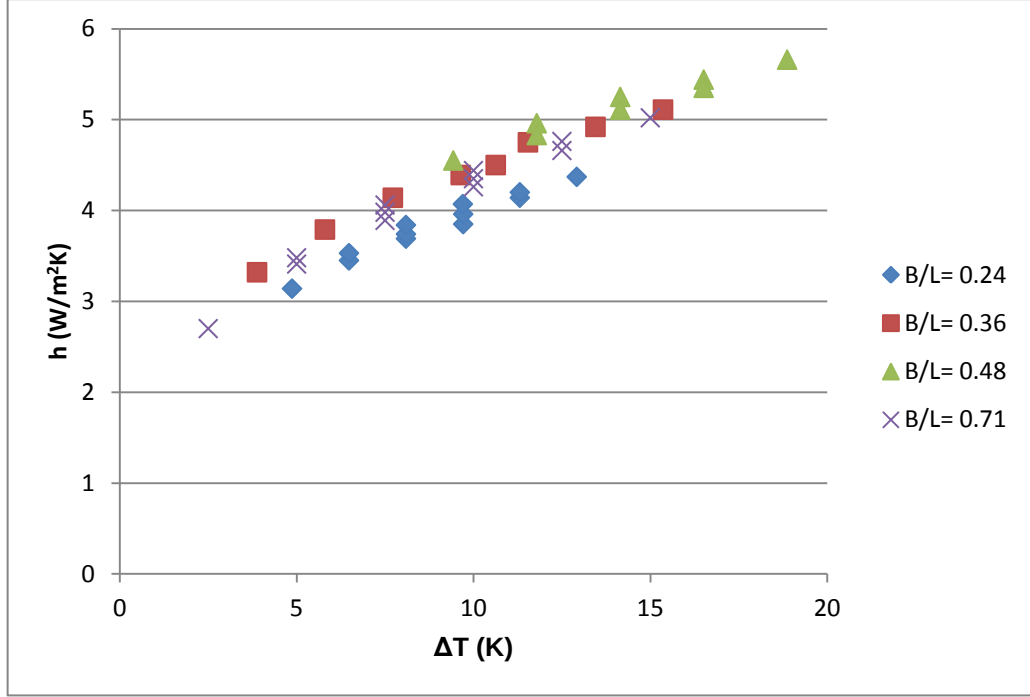
Şekil 3. 14 L x H x L= 1.8 x 2.85 x 1.8 m olması durumunda farklı B/L oranları için Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi



Şekil 3. 15 L x H x L = 1.8 x 2.85 x 1.8 m olması durumunda farklı B/L oranları için taşınım katsayısı h 'ın sıcaklık farkı ΔT ile değişimi



Şekil 3. 16 L x H x L = 4.0 x 2.85 x 4.0 m olması durumunda farklı B/L oranları için Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi



Şekil 3. 17 L x H x L= 4.0 x 2.85 x 4.0 m olması durumunda farklı B/L oranları için taşınım katsayısı h 'ın sıcaklık farkı ΔT ile değişimi

3.7.2 B= 0.95; 1.425 ve 1.90 m Yüksekliklerinde Düşey Bir Duvardan Kısmî Isıtma İşlemi Uygulanması Hâlinde Elde Edilen Korelasyonlar

Çizelge 3.13'de farklı B/L aralıkları ve farklı Rayleigh sayısı aralıkları için türetilmiş korelasyonlar görülmektedir. Son olarak verilmiş olan korelasyon, kısmî ısıtma ile gerçekleştirilen çalışmanın tüm Rayleigh sayısı aralıkları için geçerlidir. Buna karşılık, bu korelasyonun da çalışma sonucu elde edilen gerçek değerlerden sapma oranı, diğer korelasyonlara oranla yaklaşık olarak %1-2 oranında daha yüksektir. Bununla birlikte, sapma oranlarının tüm korelasyonlar için makûl seviyede olduğu ve farklı aralıklar ve kısmî ısıtma oranları için sapma oranı en düşük olan korelasyonun seçilmesinin uygun olacağı düşünülmektedir.

Çizelge 3.13 Sıcak duvar farklı yüksekliklerde ısıtıldığında türetilen korelasyonlar

Ra aralıkları	B/L	Korelasyon	Ort. Sapma (%)
$3.08 \times 10^9 \leq Ra_L \leq 2.04 \times 10^{10}$	$0.53 \leq B/L \leq 1.58$	$Nu_L = 0.075 \cdot \left(\frac{B}{L}\right)^{0.23} Ra_L^{0.36}$	3.98
$3.38 \times 10^{10} \leq Ra_L \leq 2.24 \times 10^{11}$	$0.24 \leq B/L \leq 0.71$	$Nu_L = 0.05 \cdot \left(\frac{B}{L}\right)^{0.21} Ra_L^{0.38}$	4.98
$3.08 \times 10^9 \leq Ra_L \leq 2.24 \times 10^{11}$	$0.24 \leq B/L \leq 1.58$	$Nu_L = 0.05 \cdot \left(\frac{B}{L}\right)^{0.16} Ra_L^{0.37}$	5.06

DENEYSEL ÇALIŞMALAR

4.1 Giriş

Düşey duvarlardan ısıtılan odalarda oluşacak olan doğal taşınım ile ısı transferinin tayin edilebilmesi için yapılan bir çalışma, Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Termodinamik ve Isı Tekniği Anabilim Dalı Laboratuvarı içerisinde gerçekleştirilmiştir. Odanın taban alanı, laboratuvardaki alan darlığından dolayı 1.8 x 1.8 m, yüksekliği ise gerçek bir odanın yüksekliğine benzer olacak şekilde 2.85 m seçilmiştir. Sayısal kısımda modellenen oda ile benzer olacak şekilde, düşey duvarlardan birisi ısıtılmış karşısında bulunan düşey duvar ise odanın dışarıya olan ısı kayıplarını kontrollü olarak simüle edebilmesi için soğutulmuştur. Çalışmada duvarları ısıtmak ve soğutmak için duvardan ısıtma ve soğutma panelleri kullanılmıştır.

Deneysel çalışmanın şematik gösterimi Şekil 4.1’de verilmiştir. Deney düzeneği iki ayrı bölümde incelenmiştir. Birinci bölüm, ısıtma ve soğutma için gereken suyun iki ayrı hat hâlinde hazırlandığı ısıtma ve soğutma için gerekli ekipmanın bulunduğu kısımdır. Bu kısımda, suyun basılması için gerekli olan pompalar, debinin kontrolü için gereken vanalar, debi değerinin okunması için gereken debimetreler, suyun duvarlara dağılımını sağlayan kolektörler bulunmaktadır. İkinci kısımda ise test odası ve üzerinde bulunan ölçü aletleri bulunmaktadır. Sıcaklık ve debi ölçümlerinde hangi tür ısıtma elemanların ve cihazların kullanıldığı, suyun iki ayrı hatta oda duvarlarına nasıl verildiği, sıcaklığın duvarlarda nasıl dağıldığı, ölçümlerin hangi zaman aralıklarında ve nasıl gerçekleştirildiğiyle ilgili ayrıntılı bilgi “Deney Düzeneği” bölümünde verilmiştir. Ayrıca odanın duvarlarının hangi tür malzemelerle inşa edildiği de detaylı açıklanmıştır.

4.2 Deney Düzeneği

Şekil 4.1’de sunulmuş olan deney düzeneğine ait bazı bazı fotoğraflar Şekil 4.2 ve Şekil 4.3’de verilmiştir. Şekil 4.2’de tesisattaki soğuk ve sıcak su ihtiyaçlarını karşılamakta olan su banyoları ve sıcak su banyosu üzerinde bulunan hazırlanan sıcak suyun sıcaklığını ayarlayıcı termostat görülmektedir. Şekil 4.3’de ise sıcak ve soğuk suyun banyolardan çıkarak pompalar vasıtasıyla tesisata gönderilmesi, vanalar ve debimetreler gösterilmiştir.

Düzeneğin, ayrı bir bina oluşturularak atmosfere açık bir biçimde ya da mevcut bir binanın ısı kaybı olan bir duvarı üzerinde gerçekleştirilmemesinin, bunun yerine, laboratuvar içerisinde ayrı bir oda oluşturularak çalışmanın yapılmasının sebebi, öncelikle ısı kayıplarının büyük ölçüde kontrol edilebildiği ve sınır koşullarının sağlıklı bir biçimde tanımlanabildiği bir ortamın oluşturulmasıdır. Oda duvarları; dıştan içe doğru sırasıyla, 1 cm kalınlığında sıva, 5 cm kalınlığında yalıtım malzemesi, 15 cm kalınlığında gaz beton, 12 mm kalınlığında Aquaterm marka PEX olarak bilinen çapraz bağlı polietilen borulardan oluşan ısıtıcı/soğutucu paneller ve iç yüzeyde paneller üzerine kaplanmış 1-2 cm kalınlığındaki alçı sıvadan oluşmaktadır.

Paneller içerisine gönderilen sıcak ve soğuk suyun hazırlanması için iki ayrı su banyosu ve bu banyolara bağlı birer tesisat hattı hazırlanmıştır. Sıcak ve soğuk su banyolarının hazırladıkları suyun sıcaklıkları, depolarının içerisinde bulunan birer termostat ile ayarlanabilmektedir. Ancak, soğuk su banyosunun suyu soğutabileceği sınırlar bulunmaktadır.

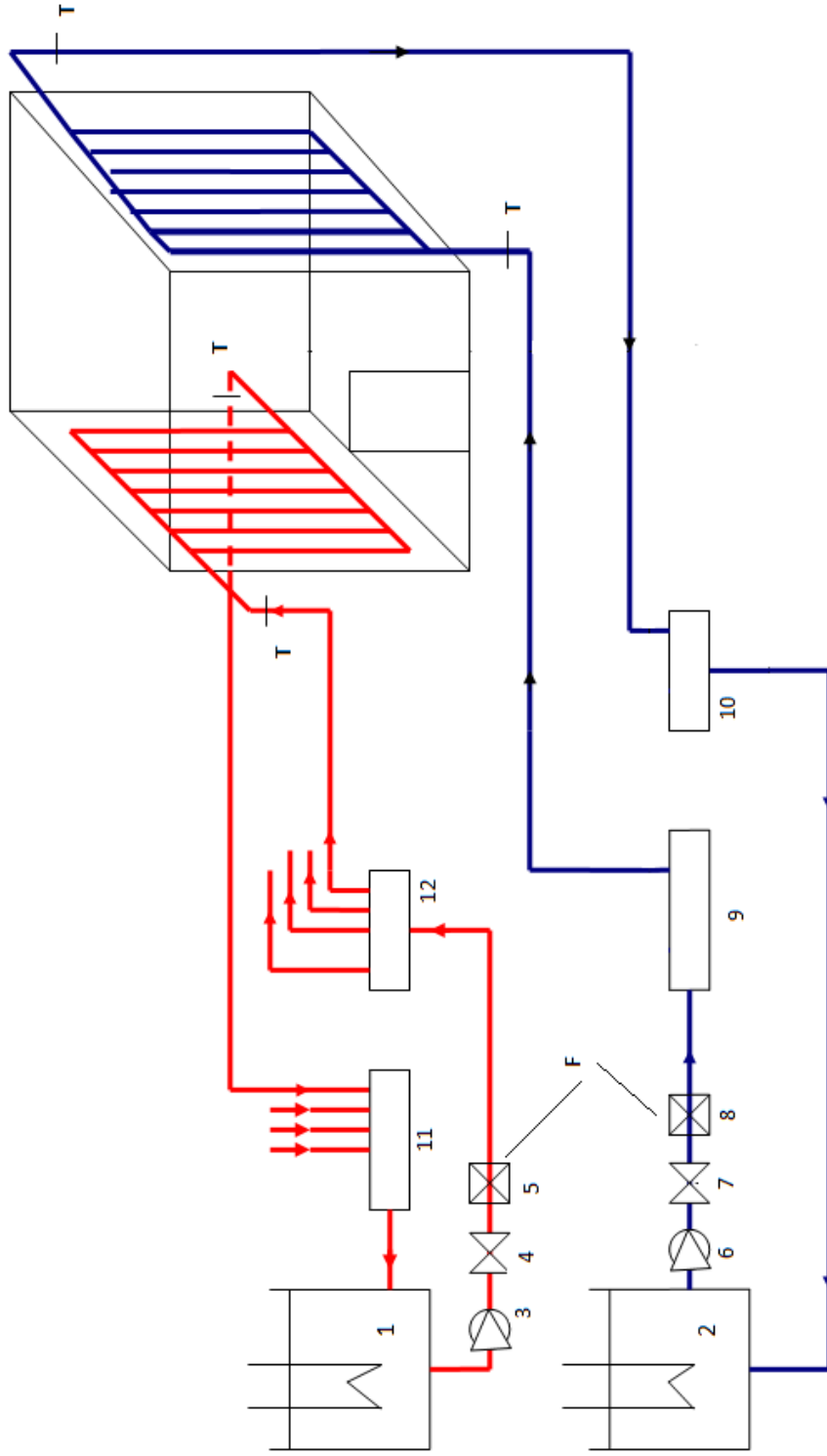
Şekil 4.1’de de gösterilen bu hatlarda akış, pompalar (3) ve (6) vasıtasıyla sıcak ve soğuk su banyolarından (1) ve (2) başlamakta, farklı debi değerlerinde çalışılmak istendiğinde debinin ayarlandığı vanalarda (4) ve (7) akış devam etmekte, debimetrelerden (5) ve (8) geçerek (F) ile gösterilen bölgelerde debisi okunan akış, sıcak ve soğuk hatlar için sırasıyla (12) ve (9) no’lu kolektörlerden geçerek aynı anda sıcak ve soğuk duvarlara ait olan panellere girmektedir. Panellerin giriş ve çıkışında Şekil 4.1’de (T) ile gösterilen bölgelerde, bir başka deyişle sıcak ve soğuk panellerine giriş ve çıkışın hemen öncesinde birer T boru parçasını yerleştirilmiş ve üzerine PT 100 monte edilerek panellere giriş ve çıkış sıcaklıkları okunmuştur. Burada, daha doğru

bir ölçüm yapabilmek amacıyla ölçümün yapıldığı nokta ile sıcak su hattının panele girdiği bölge arasındaki borulara yalıtım malzemesi sarılmıştır. Panelden odaya aktarılan ısı miktarının belirleyebilmek için, panele giriş ve çıkıştaki sıcaklık farkının belirlenebilmesi gerekmektedir.

Panellerin içerisinden geçerek odaya ısı verilip aynı zamanda karşı duvardan ısı çekilmesinin ardından sıcak ve soğuk suyun çıkış sıcaklıkları (T) ile gösterilen bölgelerde PT 100'ler ile ölçülür ve sırasıyla (11) ve (12) no'lu sıcak ve soğuk su dönüş kollektörleri vasıtasıyla sıcak ve soğuk su banyolarına (1) ve (2) geri dönüş sağlanmış olur.

Çalışmadaki ısıtılan ve soğutulan iki yüzey olan sıcak ve soğuk duvarlardaki sıcaklık ölçümleri söz konusu iki duvar için dokuzar ayrı noktadan T tipi termokupllar ile gerçekleştirilmektedir. Bu elemanlar alüminyum folyo bantlar aracılığıyla duvarlar üzerine yerleştirilmiştir. Termokuplların sıcak ve soğuk duvar üzerinde yerleşimlerinin şematik gösterimi ise Şekil 4.4 ve Şekil 4.5'te sunulmaktadır. Burada, termokupllar duvarlara yatayda ve düşeyde eşit aralıklı olarak verilmiştir. Hangi no'lu termokuplın duvarların neresine yerleştirilmiş olduğu söz konusu şekillerden görülebilmektedir. Kapalı hacmin kullanılmayan diğer yüzeylerine de duvarların merkezine düşeyde eşit aralıklı olacak şekilde üçer termokupl konulmuştur. Ayrıca, oda içerisindeki hava sıcaklığını ölçmek için odanın merkezine de bir ısı elemanı yerleştirilmiştir. Odanın tavanının merkezine bir çengel takılarak bu çengele bir ip sarılmış ve tabana kadar sarkıtılmıştır. İpin düşeydeki orta noktasına T27 no'lu termokupl tutturulmuş ve odanın tam orta noktasındaki sıcaklığın ölçülmesi sağlanmıştır.

Yapılacak olan hesaplamalarda her bir duvarın sıcaklığı, o duvara yerleştirilen termokupllarla ölçülen sıcaklıkların ortalaması olarak belirlenecek ve tüm hesaplar buna göre gerçekleştirilecektir.



- | | | |
|--------------------------------------|-------------------------------|--------------------------------|
| 1- Sıcak su banyosu ve rezistansı | 6- Pompa (Soğuk hat) | 12- Sıcak su gidiş kollektörü |
| 2- Soğuk su banyosu ve soğutma grubu | 7- Vana (Soğuk hat) | T: Sıcaklık ölçümü yapılan yer |
| 3- Pompa (Sıcak hat) | 8- Debimetre (Soğuk hat) | F: Debi ölçümü yapılan yer |
| 4- Vana (Sıcak hat) | 9- Soğuk su gidiş kollektörü | |
| 5- Debimetre (Sıcak hat) | 10- Soğuk su dönüş kollektörü | |

Şekil 4. 1 Deney tesisatının şematik çizimi



Şekil 4. 2 Tesisatın su ihtiyacını karşılayan soğuk ve sıcak su banyoları



Şekil 4. 3 Su banyolarında hazırlanan suyun tesisata aktarımı ve dolaşımı

x	x	x
T18	T19	T20
x	x	x
T21	T22	T23
x	x	x
T24	T25	T26

Şekil 4. 4 Soğuk duvar üzerine yerleştirilen termokuplların yerleşimi ve numaraları

x	x	x
T10	T9	T8
x	x	x
T13	T12	T11
x	x	x
T17	T16	T15

Şekil 4. 5 Sıcak duvar üzerine yerleştirilen termokuplların yerleşimi ve numaraları

4.3 Deney Düzenğinde Kullanılan Cihazlar ve Ölçü Aletleri

Çizelge 4. 1 Deney tesisatında kullanılan cihazların özellikleri ve sayıları

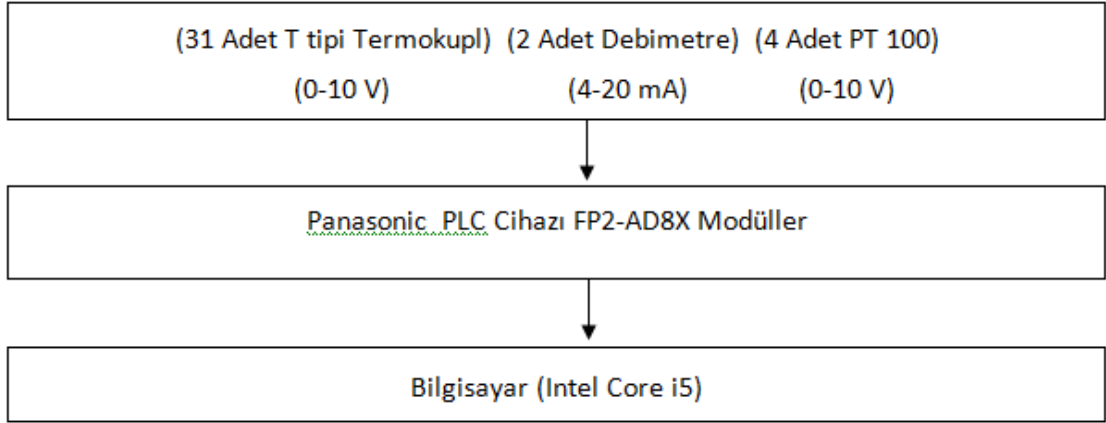
Ölçü Aleti	Özellikleri	Adedi
Sıcaklık Ölçümü	Termokupl T Tipi Φ 0.5 mm, Her Biri 7 m Kesilmiş , %1 hassasiyetli	31
	PT 100 Su Sıcaklığı Ölçer	4
Pompalar	Sirkülasyon Pompası Maksimum 4 Bar Basınç Maksimum 40 l/min Debi	2
Debimetreler	Debi Aralıkları 0-3200 l/h ve 0-800 l/h	2
	Hassasiyetleri %1	
	4-20 mA Bilgisayar Çıkışlı	
Su Banyosuna Ait Su Depoları	Plastik	2
	150 l Hacimli	
	Üstü kapağı ile kapalı	
Termostat	Sıcak Su Banyosu Üzerinde 0-90°C Aralığında Dijital PID Kontrollü, 1°C Ayarlanabilir	1
Isıtıcı Rezistans	Sıcak Su Banyosu Üzerinde 3 kW Isıl Güce Sahip	1
Soğutucu Grup	Soğuk Su Banyosu Üzerinde, 1 kW Soğutma Kapasitesine Sahip	1
Vanalar	Manuel ve Motor Kontrollü	2

Çizelge 4. 1 Deney tesisatında kullanılan cihazların özellikleri ve sayıları (devamı)

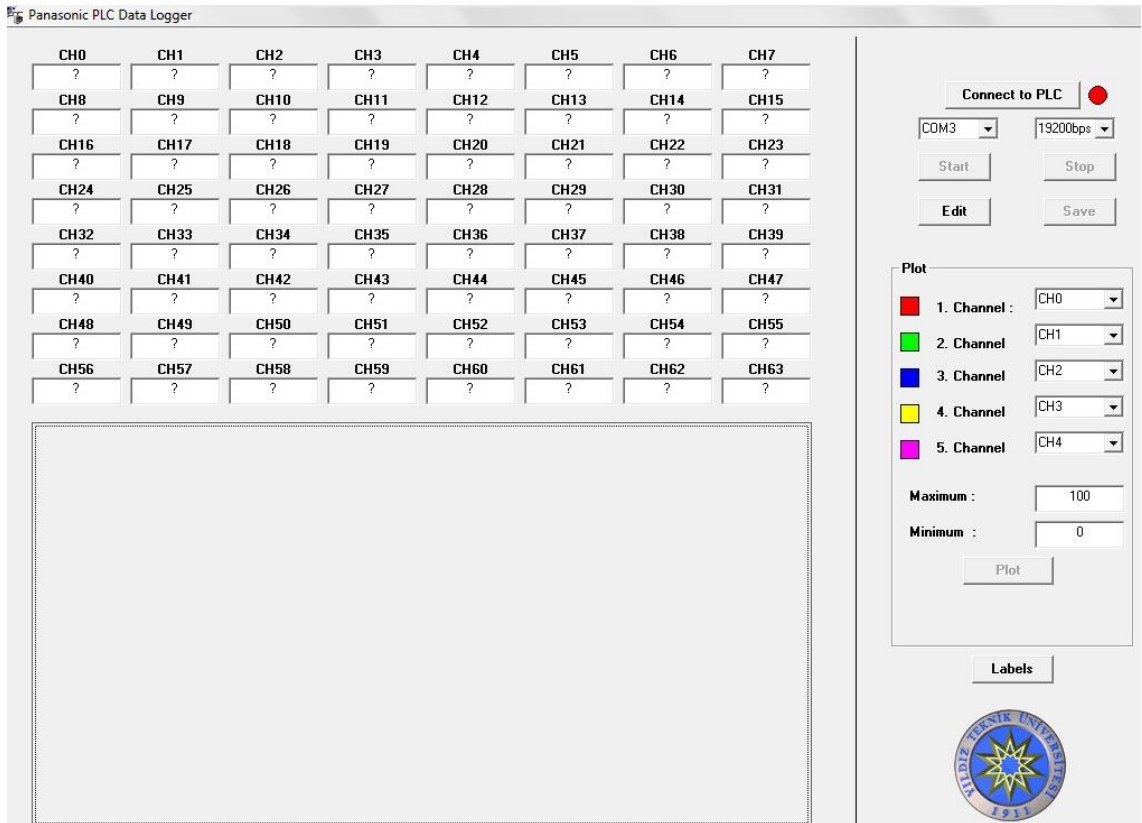
Ölçü Aleti	Özellikleri	Adedi
Panasonic PLC Cihazı Bileşenleri	FP2-PSA3 PLC İçin Güç Modülü 5A	1
	FP2-C1 FP2 Serisi PLC	1
	FP2-AD8X 8 Kanallı Universal Analog Giriş Modülü	8
	FP2-BP12 12'li Backplane	1
Bilgisayar	Intel Core i5 İşlemci ve Özellikleri 2430M CPU 2.40 GHz, 6 GB Ram, Windows 7 Home Basic 64 Bit SP1 İşletim Sistemine Sahip Notebook	1

4.4 Verilerin Bilgisayara Aktarılması

Deneysel çalışma yürütülürken; 31 adet T tipi termokupl, 4 adet PT 100, 2 adet debimetre, bağlantı için 64 adet kanallı olan PLC veri toplama ünitesine giriş yapmaktadır. PLC cihazı, RS 232 kablosu ve daha sonra USB dönüştürücüsü ile bilgisayara bağlanmaktadır. Verileri, özellikleri Çizelge 4.1’de verilmiş olan bilgisayarda toplayabilmek amacıyla, arayüzü Şekil 4.7’da gösterilmiş olan Panasonic PLC veri toplama programı kullanılmıştır. Programda, verilerin saniyelik olarak değişimi takip edilebilmektedir. Program, kayıt işlemini gerçekleştirirken her saniyede 10 verinin ortalamasını almakta ve her saniye için elde edilen değeri Excel programına aktarmaktadır. Veriler hesap yönteminde kullanılmak üzere alınırken 7-8 saatlik rejime giriş süresi içerisindeki 1’er dakikalık periyotların ortalaması dikkate alınmıştır. Yukarıda bahsedilen ölçüm cihazlarıyla verilerin toplanması esnasında herhangi bir aksaklıkla karşılaşıldığı takdirde ölçüm ekipmanına müdahale edebilmek amacıyla ölçümler sırasında bilgisayar başında bulunulmuştur.



Şekil 4. 6 Deney tesisatından alınan verilerin bilgisayara aktarılışının şematik gösterimi



Şekil 4. 7 Veri toplama programı arayüzü

4.5 Deney Tesisatının Fotoğrafları

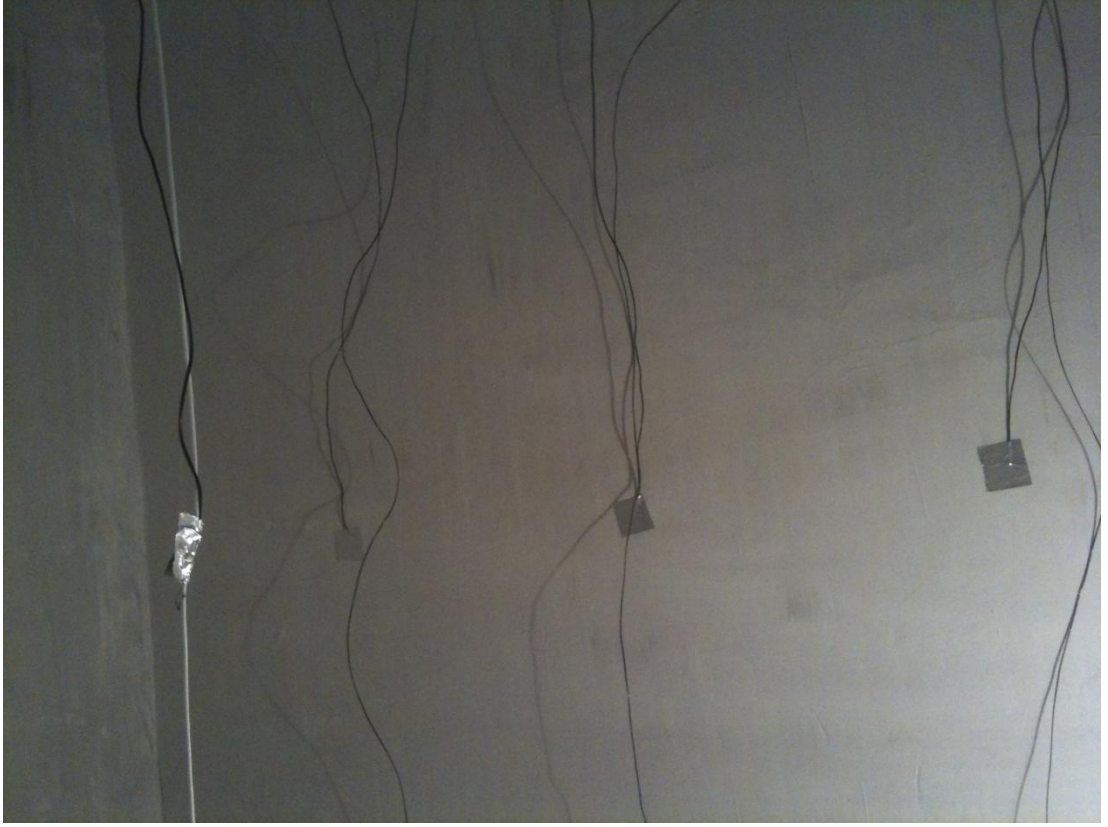
Bu bölümde, deney tesisatının hazırlanışı ve inşası esnasında çekilmiş bazı fotoğraflar Şekil 4.8 – 4.15’de gösterilmiştir.



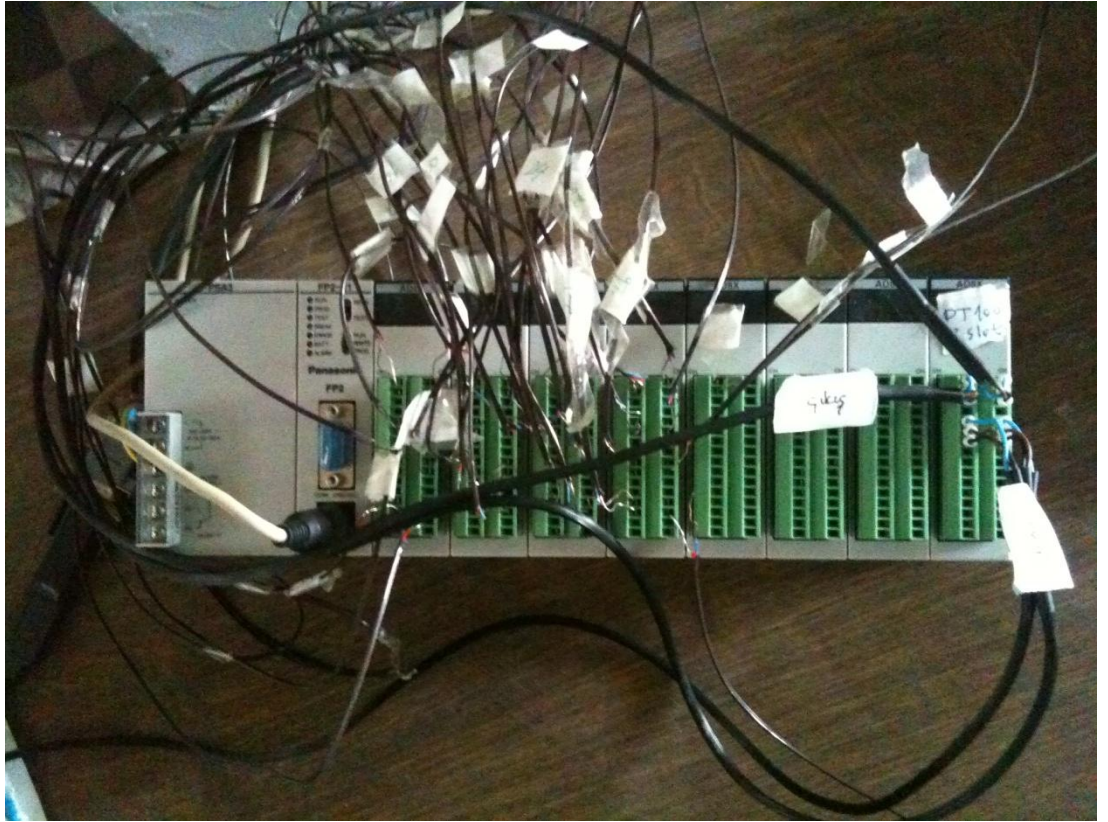
Şekil 4. 8 Isıtma/soğutma panellerinin duvarlara monte edilme aşaması



Şekil 4. 9 Panellerin üzeri alçı sıva ile kaplanma aşaması



Şekil 4. 10 Termokuplların duvarlara ve oda orta noktasına yerleşimi



Şekil 4. 11 Ölçüm cihazlarının PLC cihazına girişi ve numaralandırılması



Şekil 4. 12 PLC cihazı ile kayıt için kullanılan dizüstü bilgisayar arasındaki bağlantı



Şekil 4. 13 Duvar üzerine monte edilen panoya bağlanmış debimetre



Şekil 4. 14 Sıcak su banyosu üzerinde yer alan suyun sıcaklığını düzenleyen cihaz



Şekil 4. 15 Panel giriş ve çıkışlarında su sıcaklığı ölçümü için T parçacıkları üstüne konan PT 100

4.6 Ölçümler ve Hesap Yöntemi

Yukarıda tarif edilen, fotoğraflar ve şematik resimlerle anlatılan deney tesisatına temel olarak bakıldığında; duvar sıcaklığı, hava sıcaklığı ve panellerde dolaşacak olan suyun sıcaklığı termokuplar ve PT 100'ler aracılığıyla ölçülmekte, bunun yanında debimetreler ile sıcak ve soğuk hatta dolanan suyun debisinin ölçüldüğü görülmektedir.

İnşa edilen odanın taban alanı boyutları $L \times L = 1.8 \times 1.8$ m, oda yüksekliği ise $H = 2.85$ m olarak belirlenmiştir. Oda yüksekliğinin 2.85 m olarak seçilmesinin nedeni, gerçek bir odanın yüksekliğine yakın bir uzunluk yakalanmak istenmesidir. Böylece elde edilecek sonuçlar binalar için uygulanan simülasyon programları için de yararlı bir hâl almış olacaktır. Taban alanının $L \times L = 1.8 \times 1.8$ m olarak seçilmesinin sebebi ise laboratuvar ortamında yeterli alan bulunmamasıdır. Sonuçların dış ortam şartlarından bağımsızlığını mümkün olduğunca sağlamak amacıyla deneyler laboratuvar ortamında gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, ölçümleri ve duvarlardan olan kayıpları minimuma indirebilmek için 15 cm gazbetondan yapılmış olan duvarların arkasına 5'er cm'lik yalıtım malzemesinden yapıştırılmış ve oda içinde gerçekleştirilen yüzey ve hava sıcaklığı ölçümlerinin, iletimle dış ortama olan ısı kaçışlarından etkilenmesi önlenmiştir. Bu bağlamda, odaya duvardan verilen ısı miktarı kontrol edilebilmiştir.

Literatürde daha önce yapılmış olan bazı çalışmalar incelendiğinde, oda duvarlarının ince ve ısı iletim katsayısı yüksek malzemelerden –sözelimi kontrplak seçildiği-, bu yüzden ısıtmanın gerçekleştirildiği duvarların arkasına da termokuplar yerleştirilerek gerçekleşen iletimle ısı kaybının da hesaplandığı görülebilir. Bu çalışmada ise duvarların arka kısımlarında kullanılan kalın bir yalıtım tabakasıyla kaplanmış ve iletim kaçakları önlenmiştir.

O halde, düşey bir duvarın içerisinden ısıtıcı paneller vasıtasıyla odaya aktardığımız ısıyı, debiyi arttırarak ya da azaltarak değiştirebilir ve farklı debi değerlerinde panel giriş ve çıkışlarındaki sıcaklığı, duvar yüzey sıcaklıklarını ve odanın tam orta noktasında yer alan ve Awbi ve Hatton'un [9] "bozulmamış hava sıcaklığı" olarak adlandırdığı noktanın sıcaklığı ölçülerek, gerekli hesaplamalar yapıldığı takdirde oda içindeki ortalama taşınım katsayısı ve Nusselt sayısı bulunabilir. Daha önce de refere edilmiş olan Awbi ve Hatton'un [9] çalışmasında "bozulmamış hava sıcaklığı" ısıtılan duvardan 10 cm ötede

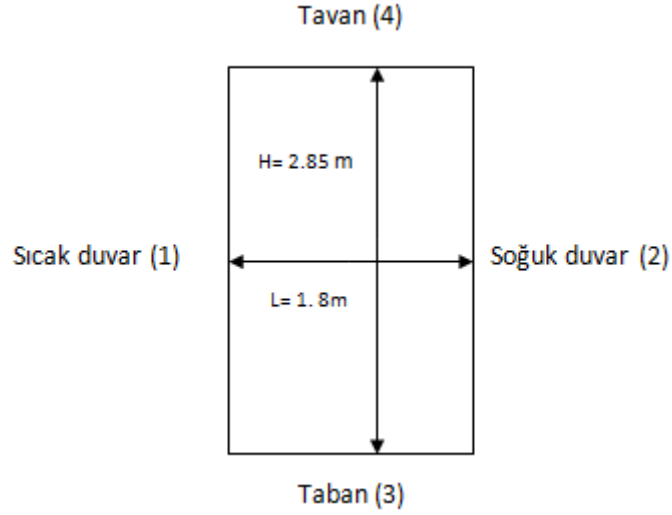
seçilmiştir. Halbuki, literatürdeki genel eğilim ise bu çalışmamızda gerçekleştirildiği gibi odanın merkezindeki sıcaklığı ölçmektir. Önemli olan husus, duvar boyunca oluşan sınır tabaka etkilerinden uzakta ve düşey olarak merkezde bir noktada sıcaklık ölçümünün yapılmasıdır.

Isıtılan ve soğutulan karşılıklı iki düşey duvarın üzerine 9'ar adet termokupl yerleştirilmiş ve bu termokuplların numaraları Şekil 4.4 ve Şekil 4.5'te gösterilmiştir. Geriye kalan yüzeylerin düşeyde merkezleri üzerine 3'er adet termokupl yerleştirilerek sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Hava sıcaklığının ölçümü ise odanın merkezine tavandan sarkıtılmış bir ipe tutturulan 1 adet termokupl ile gerçekleştirilmiştir.

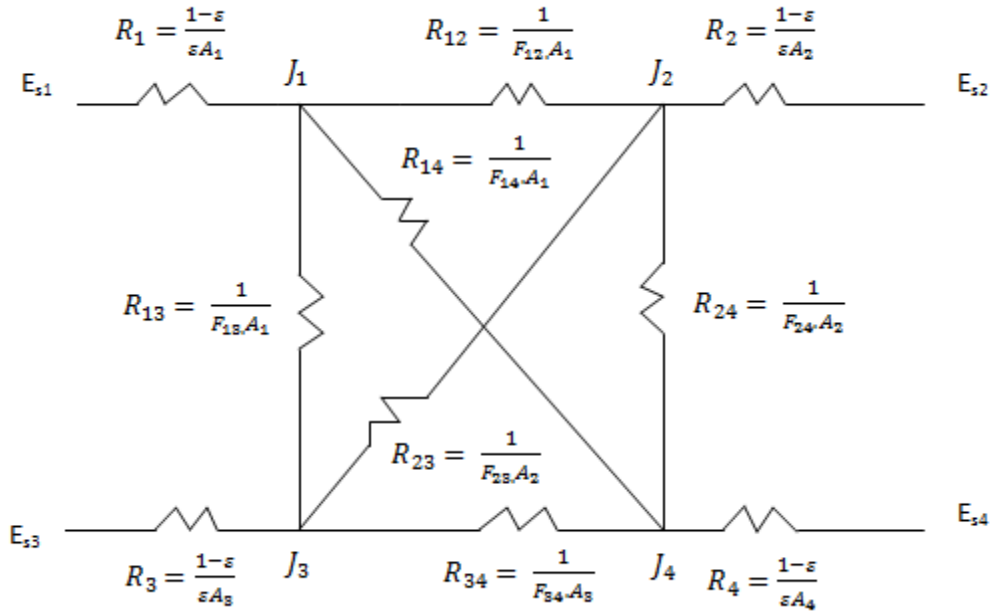
Çalışmanın temel amacı olan oda içindeki ortalama taşınım katsayısı ve Nusselt sayısı tespiti için öncelikle sıcak duvardan iç ortama aktarılan toplam ısı miktarı; sıcak hattan geçmekte olan debi ve panele giriş ve çıkışta PT 100'ler ile ölçülen sıcaklık farkı kullanılarak hesaplanmaktadır. Bulunacak olan değer duvardan ışınlam ve taşınım ile gerçekleşen toplam ısı transferidir. Çalışmada incelenen konu kapalı hacimlerde meydana gelen taşınım katsayısı olduğundan, toplam ısı transferinden; sıcak duvardan diğer duvarlara gerçekleşen ışınlamla ısı transferi hesaplanmıştır. Panellerin üstü alçı sıva ile kaplanmış duvarların ışınlam yayma katsayısı 0.85 olarak tespit edilmiştir. Ayrıca, duvarların birbirini görme faktörleri de Çengel [67] Isı ve Kütle Transferi adlı kitabındaki tablolardan hesaplanmıştır. Böylece, sıcak duvardan diğer duvarlara gerçekleşen ışınlamla ısı transferi de hesaplanacak ve toplam ısı transferinden çıkarılacaktır. Geriye kalan ısı miktarı taşınım ile gerçekleşen ısı transferidir. Taşınım katsayısı; farklı debi, sıcak ve soğuk duvar yüzey sıcaklığı, oda ortasındaki hava sıcaklığı değerlerinde hesaplanacak ve Bölüm 3'te sayısal olarak hesaplanmış değerlerle mukayese edilecek ve aradaki fark yüzde cinsinden ifade edilecektir. Yukarıda özetlenmiş olan hesaplama yönteminin matematiksel olarak ifade edilişi (4.1 – 4.15) ifadeleri ile verilmiştir:

$$Q_t = m_h c_p (T_i - T_o) \quad (4.1)$$

$$Q_t = Q_c + Q_r \quad (4.2)$$



Şekil 4. 16 Hesaplamalarda kullanılan oda yüzeyleri numaralandırılması



Şekil 4. 17 Oda içinde ışınlama ile ısı transferi devresi

$$Q_r = Q_{11} + Q_{12} + Q_{13} + Q_{14} \quad (4.3)$$

$$F_{11} + F_{12} + F_{13} + F_{14} = 1 \quad (4.4)$$

Incropera, F.P. ve DeWitt, D.P. [17] Şekil 13.6'dan ve geometriden,

$$\begin{aligned} F_{31} = F_{32} = F_{41} = F_{42} = 0.23 \quad F_{13} = F_{23} = F_{14} = F_{24} = 0.15 \quad F_{21} = F_{12} = 0.70 \\ F_{34} = F_{43} = 0.54 \end{aligned} \quad (4.5)$$

$$\frac{E_{si} - J_i}{\frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon A_i}} = \sum_{j=1}^4 \frac{J_i - J_j}{F_{ij} A_i} \quad (4.6)$$

$$\frac{E_{s1} - J_1}{\frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon A_1}} = \frac{J_1 - J_1}{F_{11} A_1} + \frac{J_1 - J_2}{F_{12} A_1} + \frac{J_1 - J_3}{F_{13} A_1} + \frac{J_1 - J_4}{F_{14} A_1} \quad (4.7)$$

$$\frac{E_{s2} - J_2}{\frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon A_2}} = \frac{J_2 - J_1}{F_{21} A_2} + \frac{J_2 - J_2}{F_{22} A_2} + \frac{J_2 - J_3}{F_{23} A_2} + \frac{J_2 - J_4}{F_{24} A_2} \quad (4.8)$$

$$\frac{E_{s3} - J_3}{\frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon A_3}} = \frac{J_3 - J_1}{F_{31} A_3} + \frac{J_3 - J_2}{F_{32} A_3} + \frac{J_3 - J_3}{F_{33} A_3} + \frac{J_3 - J_4}{F_{34} A_3} \quad (4.9)$$

$$\frac{E_{s3} - J_3}{\frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon A_3}} = \frac{J_3 - J_1}{F_{31} A_3} + \frac{J_3 - J_2}{F_{32} A_3} + \frac{J_3 - J_3}{F_{33} A_3} + \frac{J_3 - J_4}{F_{34} A_3} \quad (4.10)$$

Buradan, 4 bilinmeyenli 4 denklem bulunur. 1 no'lu deneyin sınır şartları için elde edilen denklemler:

$$34,2J_1 - 3,59J_2 - 0,77J_3 - 0,77J_4 = 13547,76$$

$$-3,59J_1 + 34,2J_2 - 0,77J_3 - 0,77J_4 = 12584,68$$

$$-0,75J_1 - 0,75J_2 + 21,6J_3 - 1,75J_4 = 8311,83$$

$$-0,75J_1 - 0,75J_2 - 1,75J_3 + 21,6J_4 = 8335,21$$

olarak yazılır. EES programında bu denklemler çözülürse,

$J_1 = 462,4 \text{ W/m}^2$ bulunur.

$$Q_r = \frac{E_{s1} - J_1}{\frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon A_1}} \quad (4.11)$$

$Q_r = 105,90$ olarak bulunur.

$Q_t = 136,48$ olarak Denklem (4.1)'den hesaplanır.

$$Q_c = Q_t - Q_r \quad (4.12)$$

$$h = \frac{Q_c}{A(T_h - T_a)} \quad (4.13)$$

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (4.14)$$

$$Ra = \frac{g\beta L^3 (T_h - T_c)}{\nu\alpha} \quad (4.15)$$

4.7 Ölçüm Sonuçları

Deney tesisatı, çalışma yeri ve koşulları, ölçüm ekipmanlarının özellikleri ve hesap yöntemi detaylı bir şekilde yukarıda anlatılmıştır. Bu bölümde, daha önce belirtilen şekilde gerçekleştirilmiş olan deneysel çalışmanın ölçüm sonuçları tablo ve şekiller hâlinde sunulacaktır. FLUENT CFD. ile yürütülmüş olan sayısal çalışmada, ısıtılan ve soğutulan yüzey sınır koşulları olarak “sabit yüzey sıcaklığı” olarak tanımlamıştı. Deneysel çalışma ile sayısal çalışmanın mukayese edilebilir durumda olabilmesi için sınır koşullarının da aynı olması gerekir. Bu yüzden; deneysel çalışmadaki ısıtılan ve soğutulan duvarların üzerine yatayda ve düşeyde aynı hizada yerleştirilmiş ve Şekil 4.4 ve Şekil 4.5’te şematik olarak da gösterildiği gibi 9’ar termokupl yerleştirilerek ölçümler yapılmıştır. Sonuçlara göre, Şekil 4.8 ve Şekil 4.9’da da fotoğrafları verilen duvardan ısıtma panelleriyle aynı anda ısıtılan ve soğutulan iki duvar rejime girdiği anda, üzerinde homojen bir sıcaklık dağılımı gerçekleştiği görülmektedir. Bu da, FLUENT ile ulaşılan sayısal çözümlerde seçilen “sabit yüzey sıcaklığı” sınır koşulunun gerçekleştiğini göstermektedir.

Deney sistemlerinde ölçümler gerçekleştirilirken, ölçüm sonuçlarının doğruluğunu etkileyen önemli bir etken de sistemin rejime girmesi, bir başka deyişle ölçüm yapılan değerlerin zamanla değişkenliğinin minimum seviyeye indirilmesidir. Bu deney düzeneğinde de ölçümler gerçekleştirilirken değerler anlık olarak bilgisayar ortamında takip edilmiştir.

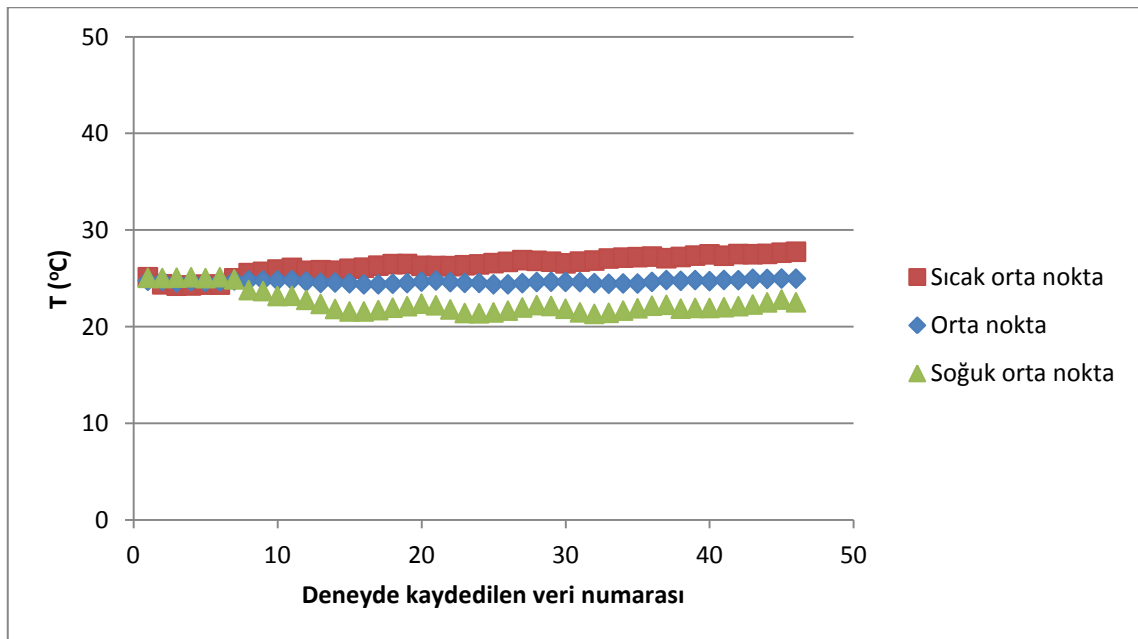
Bu tez çalışmasına benzer bir çalışma yürüten Rahimi ve Sabernaemi [31], döşemeden ısıtma sistemi ile tüm boyutları 2.4 m olan küp şeklindeki bir odayı ısıtmışlardır. Bu

çalışmada, oda içerisinde ölçüm yapılan merkezdeki noktanın sıcaklığı sistemin rejime girip girmediğini belirlemek için bir referans nokta olarak belirlenmiştir.

Isıtma sisteminin çalışmasından yaklaşık 5-6 saat sonra odanın merkezindeki noktadaki sıcaklığın hemen hemen sabit bir sıcaklığa ulaştığı, dolayısıyla sistemin rejime girdiği görülmektedir. Çizelge (4.2 – 4.11)’de yapılan ölçümler, Şekil (4.18 – 4.27)’de ise seçilen noktaların ölçümler boyunca gösterimi verilmiştir.

Çizelge 4. 2 Deney no 1’de elde edilen ölçüm sonuçları ve bazı sonuçlar

Sıcak Duvar (°C)			Soğuk Duvar (°C)			Orta Nokta (°C)	Arka Duvar (°C)	Tavan (°C)	Taban (°C)	T _{giriş} (°C)	T _{çıkış} (°C)
T10	T9	T8	T18	T19	T14	T27	T _{arka,ort}	T _{tavan,ort}	T _{taban,ort}	T56	T57
29,08	28,63	27,99	22,25	22,13	22,55	25,82	25,03	26,18	25,97	31,54	31,05
T13	T12	T11	T21	T22	T23	m (kg/s)	Q _t (W)	Q _r (W)	Q _c (W)		
28,92	28,61	28,67	22,67	22,93	23,35	0,07	136,48	105,90	30,58		
T17	T16	T15	T24	T25	T26						
26,09	26,66	28,21	22,18	22,79	22,55						

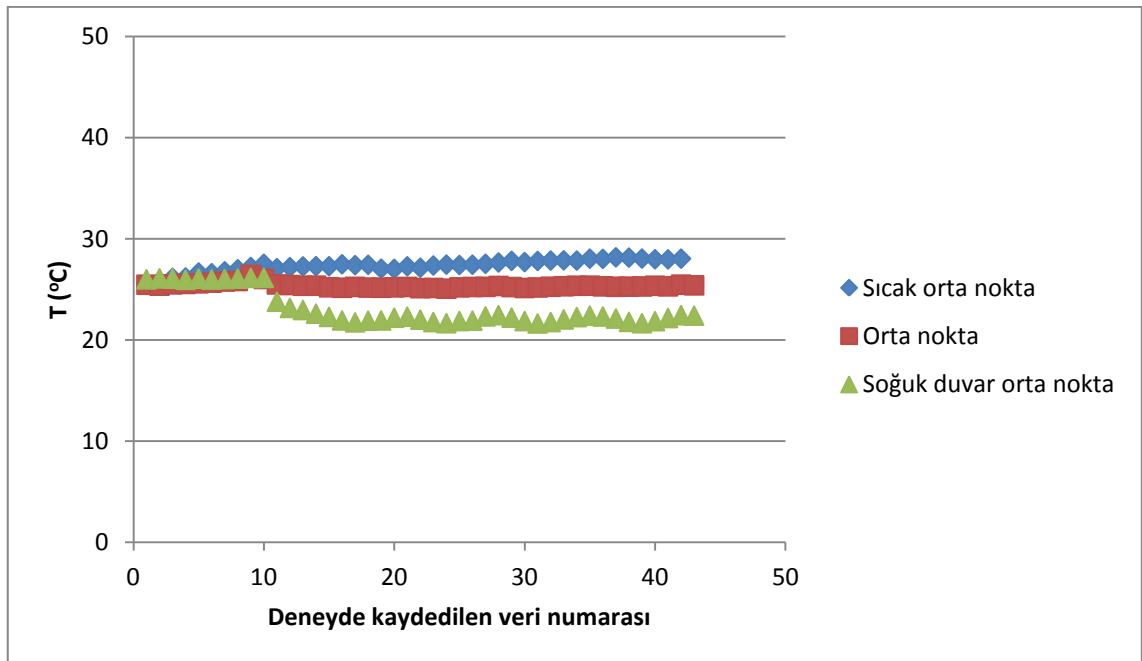


Şekil 4. 18 Deney no 1’de sistemin gün içinde rejime girdiğini gösteren grafik

Benzer şekilde, bu deneysel çalışmada da odanın orta noktasındaki sıcaklık bir termokupl yardımıyla ölçülmüştür. Ölçümlere başlanmasından itibaren ortalama 7-8 saat sonra sistemin rejime girdiği ve sıcaklıkların hemen hemen sabit kaldığı görülmüştür.

Çizelge 4. 3 Deney no 2’de elde edilen ölçüm sonuçları ve bazı sonuçlar

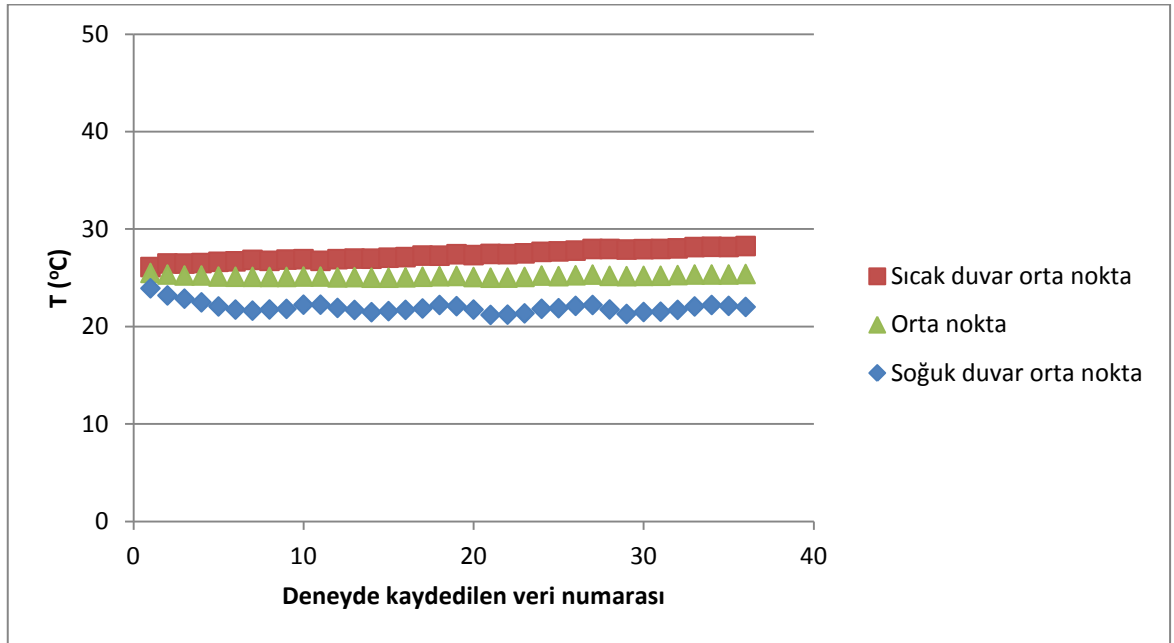
Sıcak Duvar (°C)			Soğuk Duvar (°C)			Orta Nokta (°C)	Arka Duvar (°C)	Tavan (°C)	Taban (°C)	T _{giriş} (°C)	T _{çıkış} (°C)
T10	T9	T8	T18	T19	T14	T27	T _{arka,ort}	T _{tavan,ort}	T _{taban,ort}	T56	T57
29,61	29,18	28,38	22,26	22,27	22,47	26,21	25,66	26,18	25,98	31,49	30,91
T13	T12	T11	T21	T22	T23	m (kg/s)	Q _t (W)	Q _r (W)	Q _c (W)		
29,37	28,66	29,22	22,54	22,79	23,29	0,07	161,86	126,24	38,53		
T17	T16	T15	T24	T25	T26						
28,74	26,89	28,78	21,95	22,59	22,45						



Şekil 4. 19 Deney no 2’de sistemin rejime girdiğini gösteren grafik

Çizelge 4. 4 Deney no 3'te elde edilen ölçüm sonuçları ve bazı sonuçlar

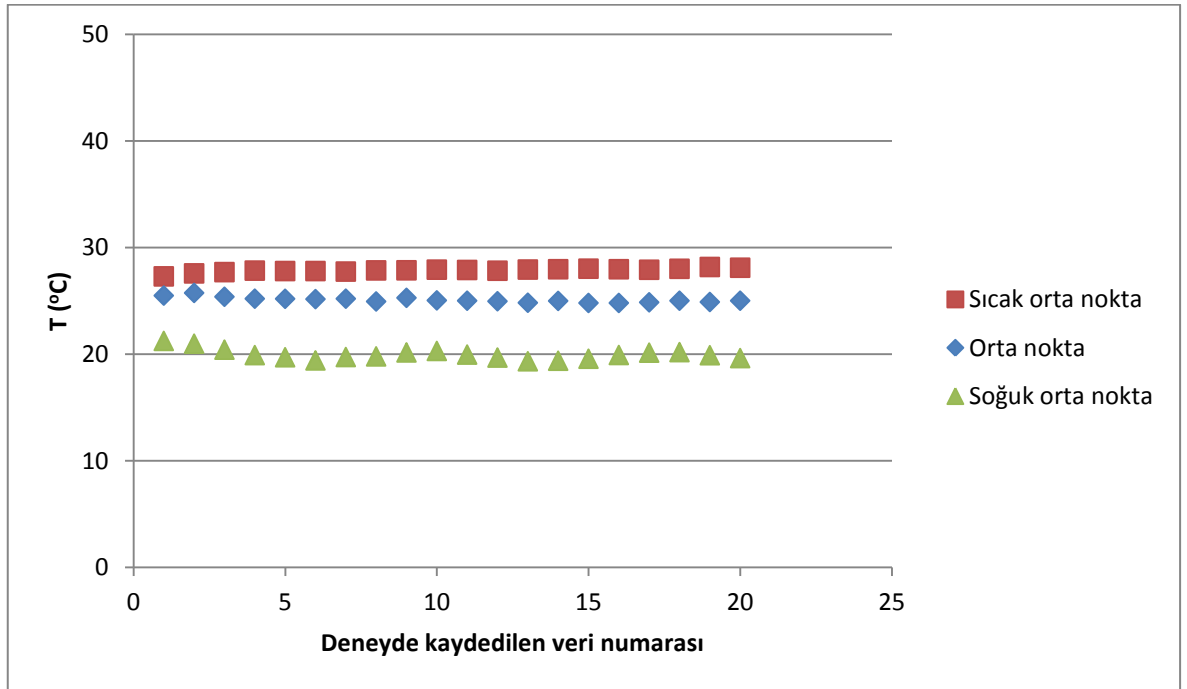
Sıcak Duvar (°C)			Soğuk Duvar (°C)			Orta Nokta (°C)	Arka Duvar (°C)	Tavan (°C)	Taban (°C)	T _{giriş} (°C)	T _{çıkış} (°C)
T10	T9	T8	T18	T19	T14	T27	T _{arka,ort}	T _{tavan,ort}	T _{taban,ort}	T56	T57
29,08	29,21	28,45	21,64	21,66	22,15	26,21	25,79	26,46	25,23	31,43	30,82
T13	T12	T11	T21	T22	T23	m (kg/s)	Q _t (W)	Q _r (W)	Q _c (W)		
29,39	29,27	29,24	22,04	22,38	22,83	0,07	170,07	134,58	35,49		
T17	T16	T15	T24	T25	T26						
28,81	26,91	28,77	21,39	22,04	21,97						



Şekil 4. 20 Deney no 3'te sistemin gün içinde rejime girdiğini gösteren grafik

Çizelge 4. 5 Deney no 4'te elde edilen ölçüm sonuçları ve bazı sonuçlar

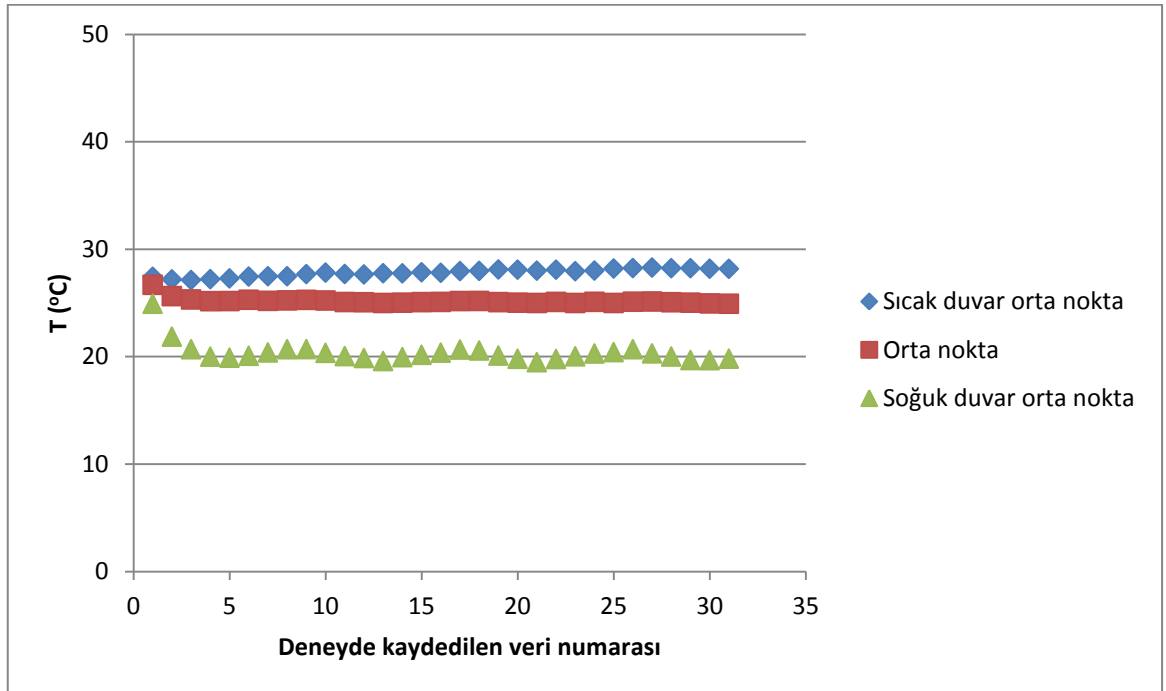
Sıcak Duvar (°C)			Soğuk Duvar (°C)			Orta Nokta (°C)	Arka Duvar (°C)	Tavan (°C)	Taban (°C)	T _{giriş} (°C)	T _{çıkış} (°C)
T10	T9	T8	T18	T19	T14	T27	T _{arka,ort}	T _{tavan,ort}	T _{taban,ort}	T56	T57
29,83	29,34	28,44	19,66	19,86	19,96	25,91	25,63	24,07	23,42	31,86	31,03
T13	T12	T11	T21	T22	T23	m (kg/s)	Q _t (W)	Q _r (W)	Q _c (W)		
29,47	28,10	29,34	19,83	20,19	21,00	0,07	231,77	186,85	44,93		
T17	T16	T15	T24	T25	T26						
28,92	28,67	28,48	19,19	20,03	20,15						



Şekil 4. 21 Deney no 4'te sistemin gün içinde rejime girdiğini gösteren grafik

Çizelge 4. 6 Deney no 5'te elde edilen ölçüm sonuçları ve bazı sonuçlar

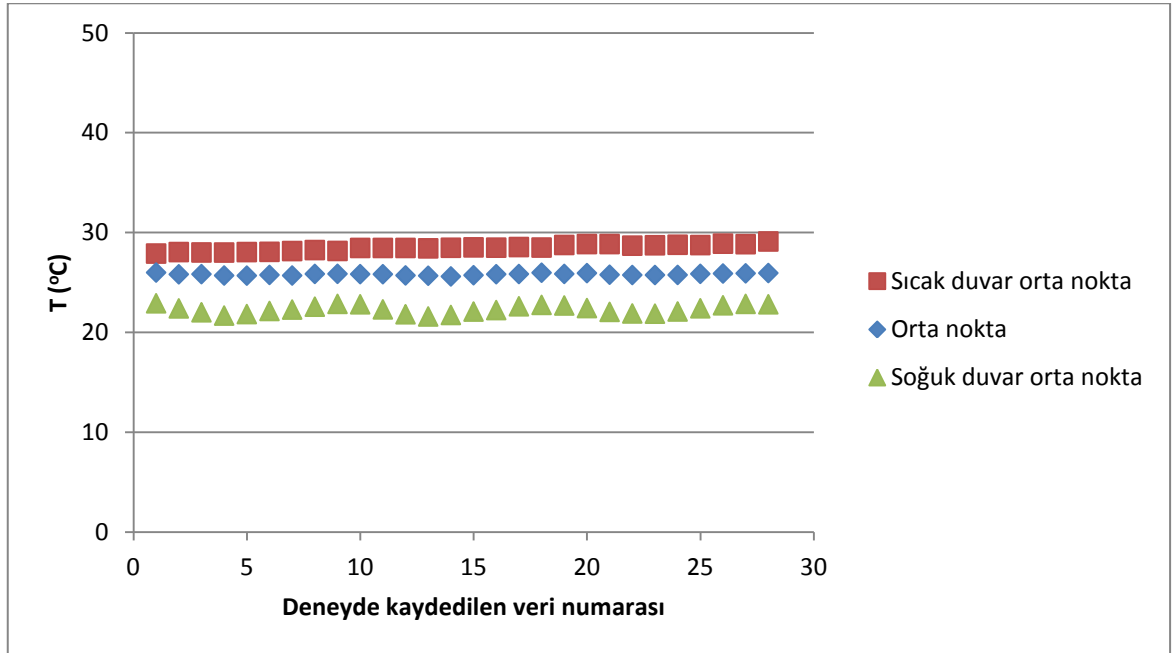
Sıcak Duvar (°C)			Soğuk Duvar (°C)			Orta Nokta (°C)	Arka Duvar (°C)	Tavan (°C)	Taban (°C)	T _{giriş} (°C)	T _{çıkış} (°C)
T10	T9	T8	T18	T19	T14	T27	T _{arka,ort}	T _{tavan,ort}	T _{taban,ort}	T56	T57
29,97	29,45	28,49	19,97	19,97	19,90	25,76	25,65	23,81	23,42	32,26	31,40
T13	T12	T11	T21	T22	T23	m (kg/s)	Q _t (W)	Q _r (W)	Q _c (W)		
29,65	28,18	29,40	19,97	20,17	21,04	0,07	239,39	188,66	50,73		
T17	T16	T15	T24	T25	T26						
29,02	28,58	28,66	19,19	20,15	20,24						



Şekil 4. 22 Deney no 5'te sistemin gün içinde rejime girdiğini gösteren grafik

Çizelge 4. 7 Deney no 6’da elde edilen ölçüm sonuçları ve bazı sonuçlar

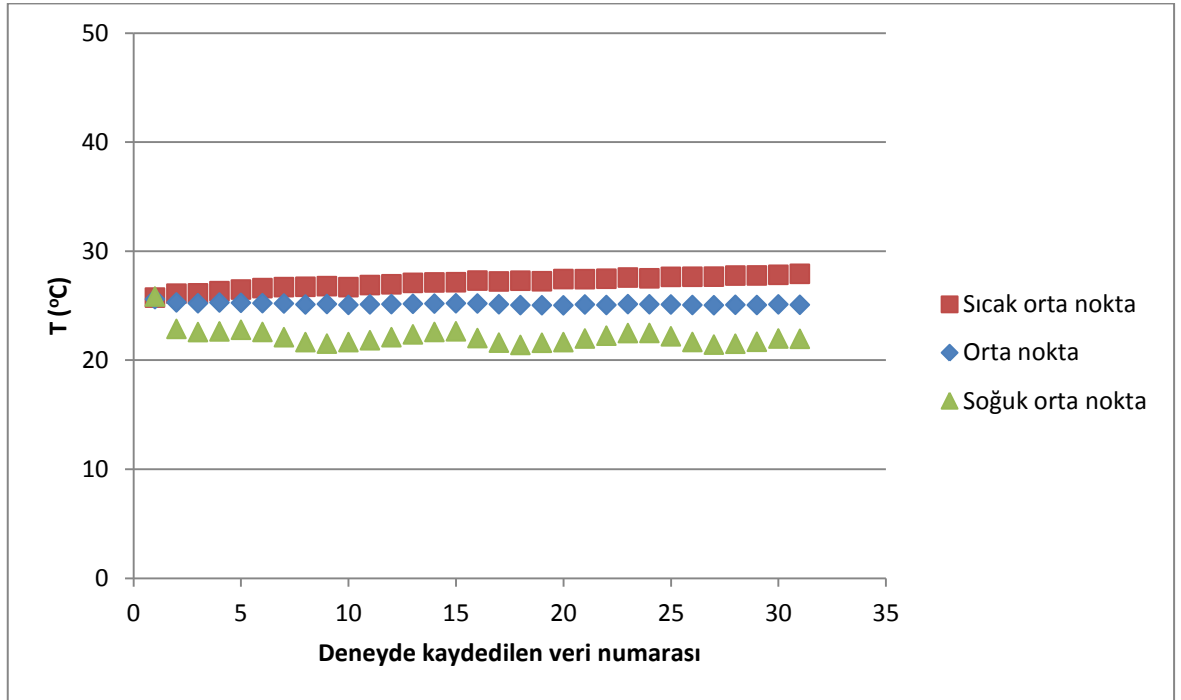
Sıcak Duvar (°C)			Soğuk Duvar (°C)			Orta Nokta (°C)	Arka Duvar (°C)	Tavan (°C)	Taban (°C)	T _{giriş} (°C)	T _{çıkış} (°C)
T10	T9	T8	T18	T19	T14	T27	T _{arka,ort}	T _{tavan,ort}	T _{taban,ort}	T56	T57
30,08	29,87	29,31	22,55	22,55	23,20	26,78	26,43	26,02	25,53	32,37	31,87
T13	T12	T11	T21	T22	T23	m (kg/s)	Q _t (W)	Q _r (W)	Q _c (W)		
29,99	29,11	29,70	23,04	23,21	23,63	0,08	177,48	133,55	37,93		
T17	T16	T15	T24	T25	T26						
29,5	29,56	29,07	22,75	23,13	22,91						



Şekil 4. 23 Deney no 6’da sistemin gün içinde rejime girdiğini gösteren grafik

Çizelge 4. 8 Deney no 7’de elde edilen ölçüm sonuçları ve bazı sonuçlar

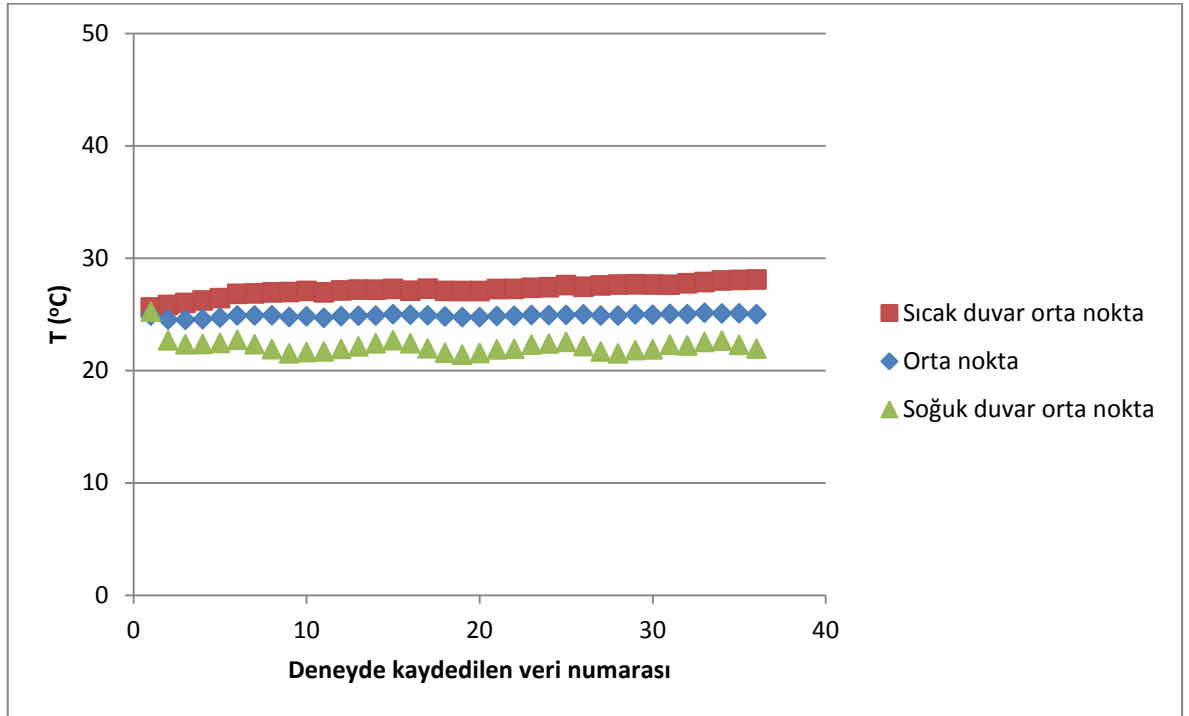
Sıcak Duvar (°C)			Soğuk Duvar (°C)			Orta Nokta (°C)	Arka Duvar (°C)	Tavan (°C)	Taban (°C)	T _{giriş} (°C)	T _{çıkış} (°C)
T10	T9	T8	T18	T19	T14	T27	T _{arka,ort}	T _{tavan,ort}	T _{taban,ort}	T56	T57
28,90	28,63	28,12	22,04	22,11	22,54	25,91	25,62	24,55	24,45	30,27	29,84
T13	T12	T11	T21	T22	T23	m (kg/s)	Q _t (W)	Q _r (W)	Q _c (W)		
28,96	27,92	28,58	22,21	22,34	22,98	0,10	171,42	136,32	35,10		
T17	T16	T15	T24	T25	T26						
28,28	28,38	28,09	21,90	22,29	22,10						



Şekil 4. 24 Deney no 7’de sistemin gün içinde rejime girdiğini gösteren grafik

Çizelge 4. 9 Deney no 8’de elde edilen ölçüm sonuçları ve bazı sonuçlar

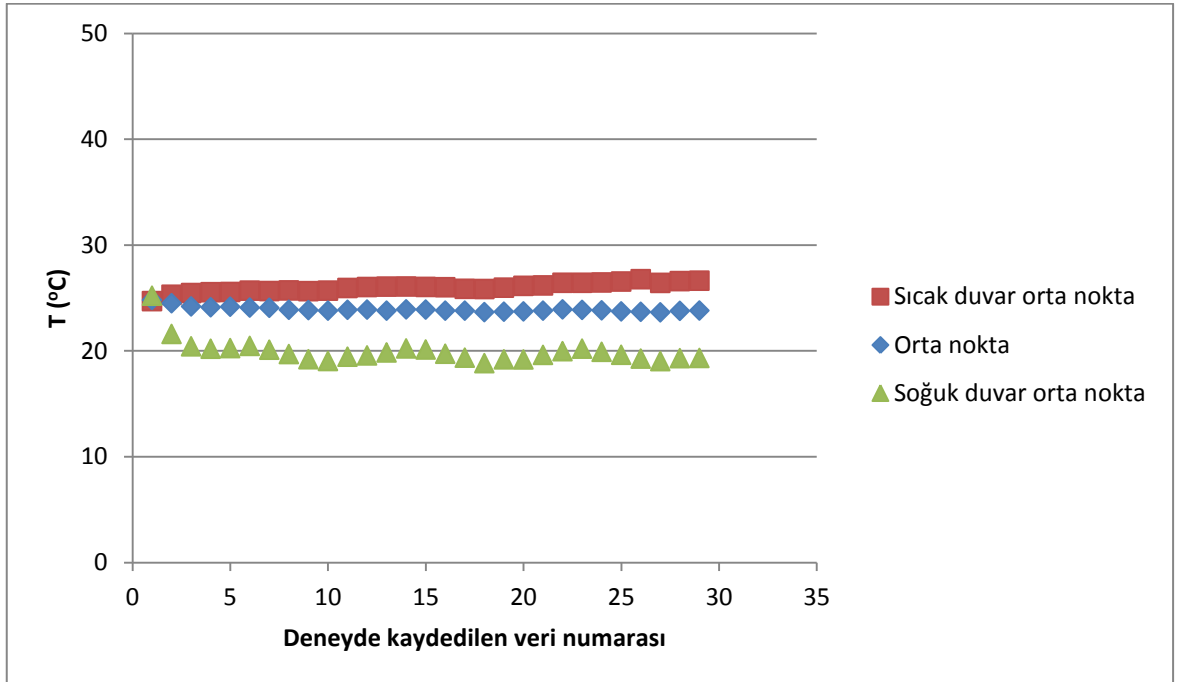
Sıcak Duvar (°C)			Soğuk Duvar (°C)			Orta Nokta (°C)	Arka Duvar (°C)	Tavan (°C)	Taban (°C)	T _{giriş} (°C)	T _{çıkış} (°C)
T10	T9	T8	T18	T19	T14	T27	T _{arka,ort}	T _{tavan,ort}	T _{taban,ort}	T56	T57
28,96	28,75	28,15	21,49	21,47	22,08	25,84	25,49	24,88	24,22	31,34	30,95
T13	T12	T11	T21	T22	T23	m (kg/s)	Q _t (W)	Q _r (W)	Q _c (W)		
29,13	28,07	28,76	22,13	22,30	22,57	0,11	174,60	137,65	36,95		
T17	T16	T15	T24	T25	T26						
28,46	28,54	28,11	21,93	22,44	21,84						



Şekil 4. 25 Deney no 8’de sistemin gün içinde rejime girdiğini gösteren grafik

Çizelge 4. 10 Deney no 9'da elde edilen ölçüm sonuçları ve bazı sonuçlar

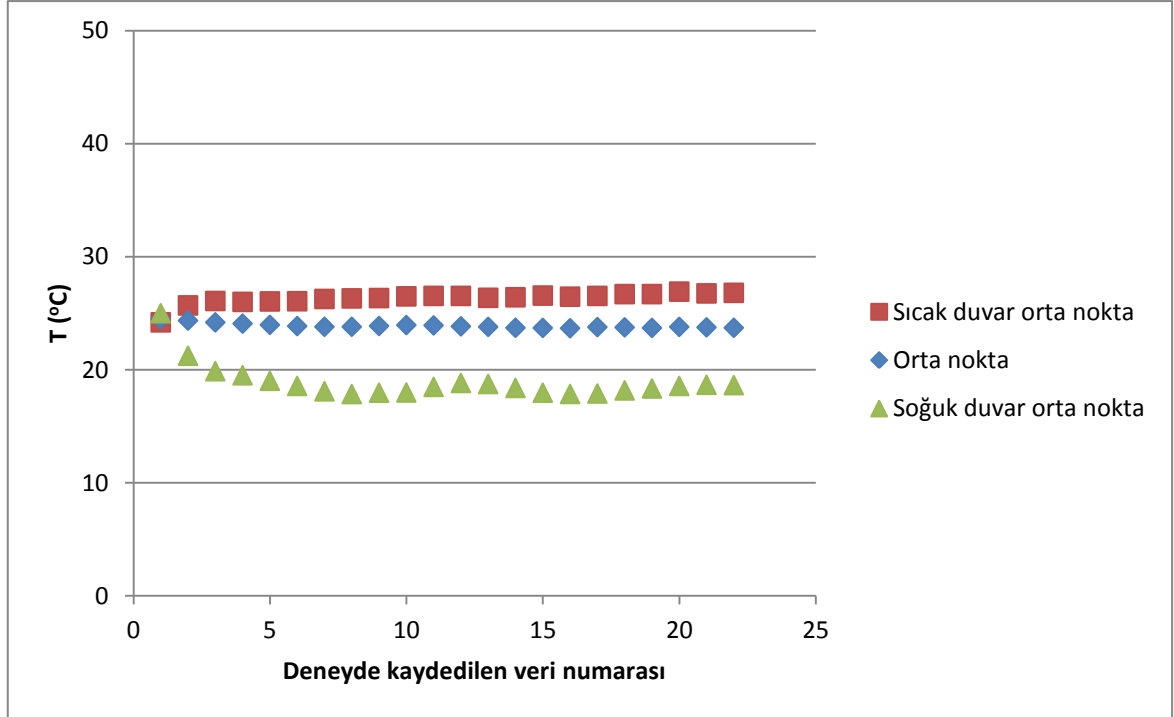
Sıcak Duvar (°C)			Soğuk Duvar (°C)			Orta Nokta (°C)	Arka Duvar (°C)	Tavan (°C)	Taban (°C)	T _{giriş} (°C)	T _{çıkış} (°C)
T10	T9	T8	T18	T19	T14	T27	T _{arka,ort}	T _{tavan,ort}	T _{taban,ort}	T56	T57
27,73	27,40	26,61	19,29	19,29	19,70	24,64	24,30	23,27	22,62	29,94	29,51
T13	T12	T11	T21	T22	T23	m (kg/s)	Q _t (W)	Q _r (W)	Q _c (W)		
27,70	26,63	27,48	19,43	19,67	20,24	0,11	191,83	154,88	36,95		
T17	T16	T15	T24	T25	T26						
27,00	26,93	26,73	19,08	20,20	19,46						



Şekil 4. 26 Deney no 9'da sistemin gün içinde rejime girdiğini gösteren grafik

Çizelge 4. 11 Deney no 10'da elde edilen ölçüm sonuçları ve bazı sonuçlar

Sıcak Duvar (°C)			Soğuk Duvar (°C)			Orta Nokta (°C)	Arka Duvar (°C)	Tavan (°C)	Taban (°C)	T _{giriş} (°C)	T _{çıkış} (°C)
T10	T9	T8	T18	T19	T14	T27	T _{arka,ort}	T _{tavan,ort}	T _{taban,ort}	T56	T57
27,99	27,64	26,92	18,32	18,27	18,92	24,54	24,28	23,18	22,38	29,35	28,85
T13	T12	T11	T21	T22	T23	m (kg/s)	Q _t (W)	Q _r (W)	Q _c (W)		
27,90	26,78	27,68	18,79	18,97	19,56	0,11	222,97	172,67	50,30		
T17	T16	T15	T24	T25	T26						
27,3	27,16	26,93	18,42	19,67	18,68						



Şekil 4. 27 Deney no 10'da sistemin gün içinde rejime girdiğini gösteren grafik

4.8 DeneySEL Olarak Elde Edilmiş Sınır Koşullarının Sayısal Alanda Modellenecek Karşılaştırılması

Bu bölümde, ölçümler ve sonuçları hakkında daha önce bilgi verilmiş olan deneysel çalışmaların sonucunda hesaplanan taşınım katsayısı değerleri sunulmaktadır. Elde edilen değerlerin kontrolünü sağlamak için, sayısal çözüm yöntemi olarak daha önceki bölümde kullanılmış olan FLUENT CFD. kullanılmıştır. Program kullanılırken, Bölüm 3’de ayrıntılandırılmış olan çözüm algoritması kullanılmıştır. Farklı olarak, ısıtılan ve soğutulan duvar sıcaklık sınır koşulları, on ayrı günde ortalama 7-8 saat süren deneysel çalışmaların sonucunda sistem kararlı hâle geldikten sonra elde edilen sıcaklıklar olarak belirlenmiştir. Her biri yaklaşık 12 saat süren FLUENT programının hem iki boyutlu hem de üç boyutlu olarak çalıştırılması sonucunda her bir gündeki deneysel sonucun sayısal sonuçla mukayese edilebilmesi sağlanmıştır. Karşılaştırmanın detayları Çizelge 4.12’de sunulmaktadır.

Üç boyutlu olarak çözülmüş FLUENT sayısal taşınım katsayısı sonuçlarının her bir gün için deneysel sonuçlarla mukayese edilmesi sonucunda, aradaki ortalama farkın %11,39 olduğu görülmektedir. Burada, üç boyutlu sonuçların daha gerçekçi bir yaklaşımı ortaya koyduğu düşüncesinden hareketle, Çizelge 4.12’de sadece üç boyutlu taşınım katsayısı sonuçları verilmiştir.

Çizelge 4. 12 Deney sonucunda elde edilen bazı ölçüm sonuçları ve taşınım katsayıları

Deney no.	Tarih	T_h (°C)	T_c (°C)	T_a (°C)	m_h (kg/s)	Δt_{su} (°C)	h_{den} (W/m ² K)	h_{3d} (W/m ² K)	Fark (%)
1	10.07.2012	28,10	22,60	25,82	0,07	0,49	2,62	2,76	5,34
2	19.07.2012	28,76	22,51	26,21	0,07	0,58	2,73	2,85	4,40
3	24.07.2012	28,79	22,01	26,21	0,07	0,61	2,65	2,94	10,94
4	25.07.2012	28,95	19,99	25,91	0,07	0,83	2,89	3,29	13,84
5	27.07.2012	29,04	20,07	25,76	0,07	0,86	3,01	3,29	9,30
6	30.07.2012	29,58	23,00	26,78	0,08	0,50	2,65	2,93	10,57
7	13.08.2012	28,43	22,28	25,91	0,10	0,43	2,72	2,87	5,51
8	15.08.2012	28,55	22,02	25,84	0,11	0,39	2,66	2,93	10,15
9	22.08.2012	27,14	19,60	24,64	0,11	0,43	2,53	3,11	22,92
10	23.08.2012	27,37	18,85	24,54	0,11	0,50	2,68	3,24	20,90

Bunun yanında; sayısal ve deneysel sonuçlar, literatürde bulunan diğer araştırmacılar tarafından türetilmiş korelasyonların sonuçları ile de mukayese edilmiştir. Çizelge 4.13’de çeşitli araştırmacıların türettiği korelasyonlar ve deney şartları verilmiştir.

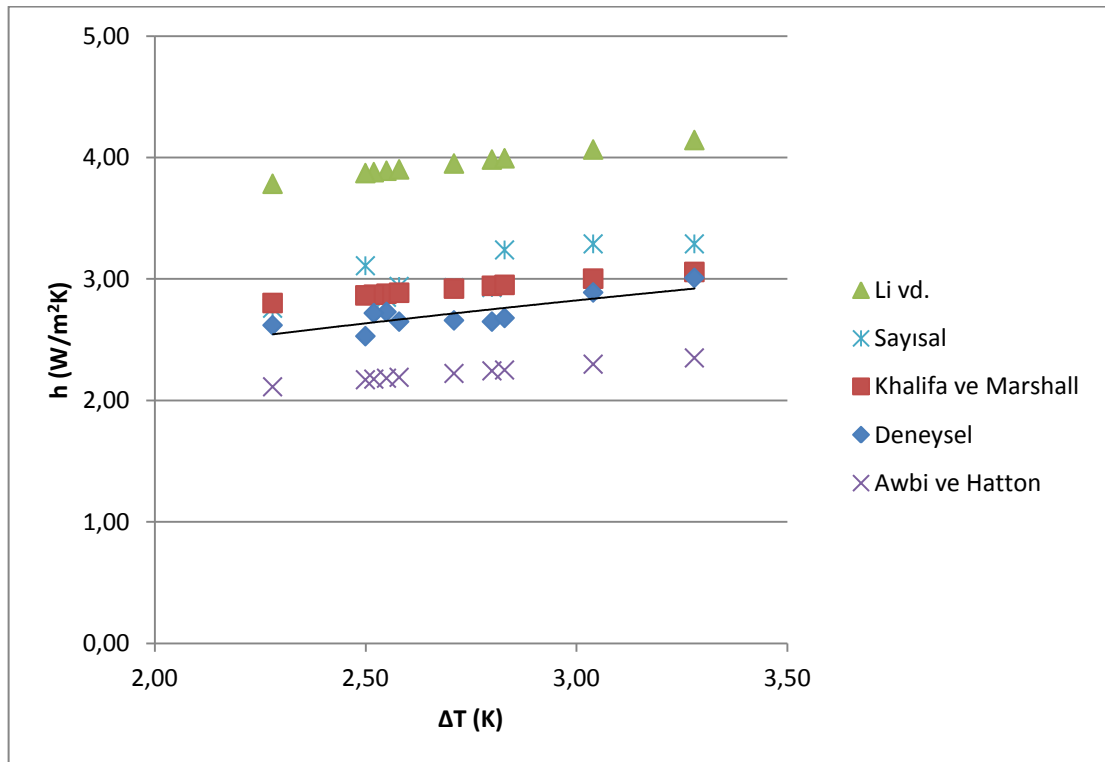
Çizelge 4. 13 Bazı araştırmacıların türettiği korelasyonlar ve şartları

Araştırmacılar	Korelasyon	Şartlar	Referans Sıcaklık
Khalifa ve Marshall [20]	$h = 2.3(\Delta T)^{0.24}$	Pencere altındaki radyatörle ya da duvardan ısıtılan bir odada duvar için. Taban alanı= 2.35 x 2.95 m, yükseklik H= 2.08 m)	Ortalama oda havası sıcaklığı. Sıcaklık farkı 5°C’ye kadar.
Li vd. [37]	$h = 3.08(\Delta T)^{0.25}$	Normal çalışma koşulları altındaki içerisinde oturulmakta olan bir oda. Taban alanı= 3.40 x 4.00 , yükseklik H= 2.60 m)	Oda ortası sıcaklığı. Sıcaklık farkı 1.5°C’ye kadar.
Awbi ve Hatton [9]	$h = \frac{1.823}{D^{0.121}} (\Delta T)^{0.293}$	Çeşitli yükseklik, taban alanı ve sıcaklıklarda duvardan ısıtma. (L x H x L= 2.78 x 2.30 x 2.78 m) ve (L x H x L= 1.05 x 1.01 x 1.05 m)	Isıtılan duvardan yatayda 100 mm mesafede

Çizelge 4. 14 Deneysel sonuçların türetilmiş korelasyonlarla karşılaştırılması

Deney no.	T _h (°C)	T _c (°C)	T _a (°C)	h _{den} (W/m ² K)	Khalifa ve Marshall [20] (W/m ² K)	Fark (%)	Li vd. [45] (W/m ² K)	Fark (%)	Awbi ve Hatton [9] (W/m ² K)	Fark (%)
1	28,10	22,60	25,82	2,62	2,80	6,99	3,78	30,77	2,11	19,34
2	28,76	22,51	26,21	2,73	2,88	5,47	3,89	29,86	2,18	20,01
3	28,79	22,01	26,21	2,65	2,89	8,96	3,90	32,11	2,19	17,31
4	28,95	19,99	25,91	2,89	3,00	3,92	4,07	28,94	2,30	20,44
5	29,04	20,07	25,76	3,01	3,06	1,62	4,14	27,38	2,35	21,89
6	29,58	23,00	26,78	2,65	2,94	11,12	3,98	33,49	2,24	15,30
7	28,43	22,28	25,91	2,72	2,87	5,56	3,88	29,91	2,18	19,99
8	28,55	22,02	25,84	2,66	2,92	9,84	3,95	32,69	2,22	16,42
9	27,14	19,60	24,64	2,53	2,87	13,27	3,87	34,67	2,17	14,18
10	27,37	18,85	24,54	2,68	2,95	10,16	3,99	32,91	2,25	15,99

Buna göre; Çizelge 4.14'te, çeşitli araştırmacılar tarafından türetilen ve Çizelge 4.13'te de oluşturulduğu şartlarla birlikte sunulmakta olan korelasyonlarda deneysel sonuçların yerine koyulmasıyla hesaplanan taşınım katsayıları ve bunların deneysel sonuçlardan olan farkı sunulmaktadır.



Şekil 4. 28 Deneysel sonuçların korelasyonlar ve sayısal sonuçlarla karşılaştırılması

Şekil 4.28’de ise Çizelge 4.14’te sunulan sonuçların grafik hâlinde gösterimi yapılmıştır.

4.9 Kalibrasyon

Sıcaklık ölçen termokupllar ve PT 100’lerin kalibrasyonları Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Termodinamik ve Isı Tekniği Laboratuvarı’nda gerçekleştirilmiştir. Odanın duvarlarının ısıtılmasında da kullanılmış olan sıcak su banyosunda FLUKE marka cihaz referans alınmıştır. Şartları büyük ölçüde sabit bir laboratuvar ortamında gerçekleştirilmiş olan kalibrasyon işlemlerinin sonucunda Çizelge EK A. 1-6 ve Şekil EK A. 1-6 elde edilmiştir. Daha önce de belirtildiği gibi elde edilen verilerin kayıt altına alınması, Panasonic marka PLC’nin AD8X modülleri ile yapılmaktadır. Kalibrasyon sonucunda elde edilen eğrilerin denklemleri, her bir ölçüm yapan eleman için PLC veri toplama için hazırlanmış yazılımda yerine yazılmıştır. Termokupllar, altışarlı gruplar hâlinde, PT 100’ler ise 2 şerli gruplar hâlinde kalibre edilmiştir. Termokuplların her biri, ölçümlerin sağlıklı yapılabilmesi bakımından yedişer metre uzunluğunda kesilmiş olup, referans değerlerden sapma oranı en düşük olan termokuplların deney düzeneğinde kullanılması sağlanmıştır. Kalibre edilen dört PT 100 de kullanılmıştır. Kalibrasyonda kullanılacak değer, her bir ölçüm alınan değer için yaklaşık 10 dakikalık zaman aralıklarından sonra kaydedilmiştir.

Data kaydedici cihaz olarak kullanılan Panasonic marka FP2 tip AD8X modüllü cihazda 8 adet AD8X modül bulunmakta, her bir modülde ise 8 adet ısı eleman girişi bulunmaktadır. Her bir modül; termokupl ya da PT 100, ısı çift türleri ya da 4-20 mA, 0-10 mV girişlerini ölçecek şekilde modüllerin altında yer alan araçlar vasıtasıyla tercih edilebilmektedir.

Deney tesisatı üzerinde bulunan Arkon ve Teksan marka dijital su debimetrelerinin kalibrasyonları ise, hacmi bilinen bir kapta zaman tutularak gerçekleştirilmiştir. Kalibrasyon sonucunda elde edilen eğrilerin katsayıları kayıt cihazı üzerinde yerine yazılmıştır.

Sıcaklık ve debi değerlerini kaydedebilmek, anlık olarak hem sayısal hem de grafiksel olarak izleyebilmek için daha önceden yazılmış olan bir program ölçümler esnasında kullanılmıştır. Program, ısı çiftten her saniyede 10 değer almakta ve o saniyeye ait

değeri bu 10 değerin ortalamasını alarak hem programın ana sayfasında göstermekte, hem de bu değerleri harici olarak bir Excel dosyasında toplayarak daha sonra da kullanılabilir üzere kayıt altına almaktadır. Kalibrasyon işlemi, deneysel çalışmada da kullanılmış olan Panasonic PLC cihazı ile yapılmış olduğundan, elde edilen kalibrasyon eğrileri PLC cihazının kendi içindeki hatalarını da içinde bulundurmaktadır.

Kalibrasyon işlemleri sonucunda elde edilen eğriler ve eğrilere ait denklemler EK-A bölümünde sunulmuştur.

4.10 Hata Analizi

Deneysel çalışmalar bir çok nedenden dolayı hatalar içerir. Deneylerde yapılan bu hatalar üç grupta toplanabilir. Birincisi, deneyde kullanılan araç ve gereçlerin imalatından kaynaklanan hatalar, ikinci olarak; sebebi genellikle kesin olarak bilinmeyen, aynı büyüklüğün tekrar okunması sırasında ortaya çıkan sabit hatalar, üçüncü olarak; deney ve gereçlerindeki rastgele elektronik salınımlardan, sürtünme etkilerinden vs. kaynaklanan rastgele hatalardır. Çoğu zaman sabit hatalar ile rastgele hataları birbirinden ayırt etmek zordur. Sabit hatalar, deney sırasında okunan her değer için aynıdır ve uygun bir kalibrasyon ve düzeltme ile ortadan kaldırılabilir. Ölçü aletinin imalatının da doğru yapıldığı kabul edilirse, hata analizi; sabit ve rastgele hataları belirleyerek bunların deneysel sonuçlar üzerindeki etkilerinin ortaya konulmasıdır. [69]

Hata analizi, sadece deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçların yorumlanmasında değil, aynı zamanda uygun ölçüm metodunun ve ölçü aracının seçiminde önemli rol oynamaktadır. Ölçülecek büyüklük ve ölçü araçlarının seçiminden önce hata analizinin yapılması ve buna uygun büyüklük ve ölçüm aracının seçilmesi, sonuçların içinde yer alabilecek belirsizliğin minimuma indirilmesine yardımcı olacaktır. Diğer taraftan, ölçülen büyüklüklerden hangisinin toplam hata üzerinde en etkin rol oynadığının tespit edilmesi, bu ölçümlerin daha hassas yapılması için önlem almayı gerektireceğinden, sonuçların belirsizliğinin azaltılmasına ayrıca katkıda bulunacaktır.

Ölçülen büyüklüklerin hata değerleri, ölçü araçlarının üretici firmaları tarafından önerilen hata değerleri yanında yapılan kalibrasyon çalışmalarından ve deneysel tecrübelerinden teorik olarak belirlenmiştir. Her ne kadar hata analizi rastgele hataların

belirlenmesi olsa bile, yukarıda belirtildiği gibi sabit hatalarla rastgele hataların birbirinden ayırt edilmesinin zor olmasından dolayı, her bir büyüklük için elde edilen hata değerleri yukarıda belirtilen iki tip hatayı kapsamaktadır (Akpınar [69]).

Deneylerden elde edilen veriler kullanılarak hesaplanan parametrelere ait hata hesabının tespiti için Kline ve McClintock [70] tarafından önerilmiş olan belirsizlik analizi (uncertainty analysis) yöntemi bu çalışmada kullanılmıştır. Bu yöntem, hata analizi konusunda literatürde yer alan diğer yaklaşımlara göre daha hassas bir yöntemdir. Bir parametrenin ölçümünde ortaya çıkacak toplam hata hesabı 4.19 ifadesi ile gösterilebilir.

$$\delta P = \left[\left(\frac{\partial P}{\partial x_1} \delta x_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial x_2} \delta x_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial P}{\partial x_N} \delta x_N \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.19)$$

Çok sayıdaki değişken belirsizlik hesaplamalarını kümülatif hâle getirir. Herhangi bir P sonucunun N değişkene bağlı olduğunu varsayarsak, $P = P(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$ olur. Örneğin x_1 'in belirsizliği δx_1 olsun. Bu durumda deneysel çalışma yapan araştırmacıların vardığı yaygın anlaşılmaya göre, P'nin toplam belirsizliği tüm etkilerin karekök ortalaması olarak hesaplanır (White [71]). Bu hesaplama olası olmayan tüm değişkenlerin, aynı anda maksimum hataya sahip olma kabulüne karşı gelen çeşitli δx_1 belirsizliklerinin basitçe birbirine eklenmeleri işlemine göre istatistiksel açıdan çok daha olasıdır. Tüm ilgili δx_1 belirsizliklerinin doğru olarak belirlenmesinin ve bildirilmesinin deneyi yapan kişinin sorumluluğunda olduğuna dikkat edilmelidir (White [71]).

Eğer P büyüklüğü, diğer değişkenlerin bir kuvvet yasası ise, örneğin $P = \text{Sabit } x_1^n, x_2^n, x_3^n \dots x_n^n$..., bu durumda (4.20) ifadesindeki türevler P ile ve geçerli kuvvet yasası üssü ile doğru orantılı ve değişkenle de ters orantılıdır.

Eğer $P = \text{Sabit } x_1^n, x_2^n, x_3^n \dots x_n^n$, ise buradan,

$$\frac{\partial P}{\partial x_1} = \frac{n_1 P}{x_1}, \quad \frac{\partial P}{\partial x_2} = \frac{n_2 P}{x_2}, \quad \frac{\partial P}{\partial x_3} = \frac{n_3 P}{x_3}, \dots \quad (4.20)$$

elde edilir. Bu durumda 4.21 ifadesinden,

$$\frac{\delta P}{P} = \left[\left(n_1 \frac{\delta x_1}{x_1} \right)^2 + \left(n_2 \frac{\delta x_2}{x_2} \right)^2 + \left(n_3 \frac{\delta x_3}{x_3} \right)^2 + \dots \right]^{1/2} \quad (4.21)$$

olarak bulunur.

Sıcaklık ölçümünde yapılan hatalar:

Deneylerde kullanılan ölçü aletlerine bağlı olarak değişmektedir. Deneyler sırasında sistemde çeşitli noktalarda yapılan sıcaklık ölçümlerinden kaynaklanan hatalar (Akpınar [69]);

(a1) Termokupl ve PT 100'lerden kaynaklanan hata= $\pm 0.25^\circ\text{C}$

(b1) Data toplayıcıdan (Bu çalışmada PLC cihazı) kaynaklanan hata= $\pm 0.1^\circ\text{C}$

(c1) Bağlantı elemanları ve noktalarından kaynaklanan hata= $\pm 0.1^\circ\text{C}$

(d1) Oda içi sıcaklığın ölçümünde yapılabilecek ortalama hata= $\pm 0.5^\circ\text{C}$

(e1) Yüzey sıcaklığı ölçümünde yapılabilecek ortalama hata= $\pm 0.5^\circ\text{C}$

Uzunluk ölçümünde yapılabilecek hatalar:

(a2) Oda boyutlarının belirlenmesi aşamasında ortaya çıkabilecek hatalar= $\pm 0.1 \text{ cm}$

Çizelge 4. 15 Deneylerdeki ölçüm ve hesaplamalardaki belirsizlikler

Sıcaklık ölçümündeki toplam hata	Birim	Hata (%)
T_a	$^\circ\text{C}$	± 0.58
T_h	$^\circ\text{C}$	± 0.58
T_c	$^\circ\text{C}$	± 0.58
T_i	$^\circ\text{C}$	± 0.29
T_o	$^\circ\text{C}$	± 0.29
Gerçekleşen ısı transferindeki toplam hata		
Q_r	W	± 1.17
Q_c	W	± 1.04
Debi ölçümündeki toplam hata		
m	kg/s	± 1
Taşıyım ile ısı transfer katsayısındaki hata		
h	$\text{W/m}^2\text{K}$	± 1.43

Debi ölçümünde yapılabilecek hatalar

(a3) Panellerden geçen debiyi debimetrelerle ölçerken ortaya çıkabilecek hatalar= ± 0.1 kg şeklindedir.

Deneysel verilerle hesaplanan değerler Denklem 4.21'daki ifade kullanılarak aşağıdaki örneklerdeki gibi hesaplanmış ve Çizelge 4.15 hazırlanmıştır.

$$\frac{\delta T_a}{T_a} = [(0.25)^2 + (0.1)^2 + (0.1)^2 + (0.5)^2]^{1/2} = \pm \%0.58 \quad (4.22)$$

$$\frac{\delta Q_r}{Q_r} = [4(0.58)^2 + 2(0.1)^2]^{1/2} = \pm \%1,17 \quad (4.23)$$

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, bir duvarı ısıtılan, karşısındaki duvarı soğutulan kapalı hacimlerde doğal taşınım problemleri üzerinde durulmuştur. Çalışma hem deneysel olarak, hem de sayısal olarak gerçekleştirilmiştir. Sayısal çalışmalarda, doğal taşınım davranışının gerçek boyutlardaki bir odadaki aynısı olacak şekilde modellenebilmesi için gerçekçi bir yaklaşımla oda yüksekliği 2.85 m seçilmiştir. Aynı zamanda deneysel çalışmada da yüksekliği 2.85 m olan tabana alanı kare şeklinde ve 1.8 x 1.8 m boyutlarında bir oda, YTÜ Makine Mühendisliği Bölümü Termodinamik ve Isı Tekniği Anabilim Dalı laboratuvarında inşa edilmiştir. Sayısal çalışmada ısıtılan ve soğutulan duvarlar haricindeki duvarlara adyabatik sınır koşulları atanırken, deneysel çalışmada söz konusu duvarlar iyi bir şekilde yalıtılarak benzer bir durum oluşturulmuştur.

Deneysel çalışma, tek bir taban alanı ve sıcak duvarın tamamının ısıtıldığı durum için farklı duvar sıcaklıkları ve debi değerlerinde gerçekleştirilmiştir. Buna karşılık, deneysel çalışma ile aynı boyutlar ve aynı sınır koşullar için hem iki boyutlu, hem de üç boyutlu olarak çizilmiş kapalı hacim modelleri üzerinden sayısal çalışmalar yürütülmüştür. Bu bağlamda, oda yüksekliği ve aynı zamanda ısıtılan bölge yüksekliği (H) sabit kalmak üzere, farklı oda taban alanları için sıcak duvarın tamamının ısıtılması durumu için sonuçlar elde edilmiştir. Ayrıca, sıcak duvarın tamamen ısıtıldığı durumlar için farklı (H/L) oranları ve Rayleigh sayısı aralıkları için korelasyonlar elde edilmiştir. Ek olarak, soğuk duvarın tamamının soğutulduğu hâl için de, iki farklı taban alanı boyutunda, sıcak duvarın tabandan itibaren, 1/3'ünün, 1/2'sinin ve 2/3'ünün ısıtılması durumları için kısmî ısıtma gerçekleştirilmiş, farklı (B/L) oranları ve Rayleigh sayısı aralıkları için korelasyonlar türetilmiştir.

Tamamı ısıtılan duvarlar için türetilen genel korelasyonun geçerli olduğu Rayleigh sayısı aralığı 3.08×10^9 ile 6.59×10^{11} arası ve $0.48 \leq H/L \leq 1.58$ iken; ayrıca $H/L = 1.58$; 0.71 ve 0.48 oranları ve daha dar Rayleigh sayısı aralıklarında türetilmiş korelasyonlar da Çizelge 5.1’de sunulmuştur.

Çizelge 5. 1 Kapalı hacimlerde farklı ısıtma koşulları ve boyutları için türetilmiş ifadeler ve geçerli oldukları koşulların gösterimi

Ra aralıkları	H/L	Korelasyon	Ort. Sapma (%)
$3.08 \times 10^9 \leq Ra_L \leq 1.78 \times 10^{10}$	1.58	$Nu_L = 0.075 \left(\frac{H}{L} \right)^{0.62} Ra_L^{0.35}$	0.61
$3.38 \times 10^{10} \leq Ra_L \leq 1.95 \times 10^{11}$	0.71	$Nu_L = 0.075 \left(\frac{H}{L} \right)^{-0.48} Ra_L^{0.35}$	0.54
$1.14 \times 10^{11} \leq Ra_L \leq 6.59 \times 10^{11}$	0.48	$Nu_L = 0.075 \left(\frac{H}{L} \right)^{-0.48} Ra_L^{0.35}$	0.54
$3.08 \times 10^9 \leq Ra_L \leq 6.59 \times 10^{11}$	$0.48 \leq H/L \leq 1.58$	$Nu_L = 0.075 \left(\frac{H}{L} \right)^{0.09} Ra_L^{0.36}$	0.67

Kısmî olarak ısıtılan duvar durumu için elde edilen en genel korelasyonun geçerli olduğu Rayleigh sayısı aralığı ise 3.08×10^9 ile 2.24×10^{11} arasında olup, (B/L) oranı $0.24 \leq B/L \leq 1.58$ arasında bulunmaktadır. Daha dar (B/L) oranı ve Rayleigh sayısı aralıklarına göre türetilen korelasyonlar, ayrıca Çizelge 5.2’de gösterilmiştir.

Ayrıca, deneysel çalışma sonucu elde edilen oda içi taşınım katsayısı değerlerinden de yola çıkılarak ısı taşınım katsayısı için ayrı bir korelasyon bulunmuştur. Aynı sıcak ve soğuk duvar sınır koşulları için sayısal ortamda modellenmiş ve elde edilen sonuçlar mukayese edilmiştir. Bu bilgiler ışığında;

- Deneysel olarak elde edilmiş taşınım katsayısı değerleri ile sayısal olarak elde edilmiş taşınım katsayısı değerleri arasındaki fark %11.39'dur. Bu fark oranı, deneysel çalışma ile sayısal çalışmaların birbiriyle büyük oranda tutarlı

Çizelge 5.2 Sıcak duvar farklı yüksekliklerde ısıtıldığında türetilen korelasyonlar

Ra aralıkları	B/L	Korelasyon	Ort. Sapma (%)
$3.08 \times 10^9 \leq Ra_L \leq 2.04 \times 10^{10}$	$0.53 \leq B/L \leq 1.58$	$Nu_L = 0.075 \cdot \left(\frac{B}{L}\right)^{0.23} Ra_L^{0.36}$	3.98
$3.38 \times 10^{10} \leq Ra_L \leq 2.24 \times 10^{11}$	$0.24 \leq B/L \leq 0.71$	$Nu_L = 0.05 \cdot \left(\frac{B}{L}\right)^{0.21} Ra_L^{0.38}$	4.98
$3.08 \times 10^9 \leq Ra_L \leq 2.24 \times 10^{11}$	$0.24 \leq B/L \leq 1.58$	$Nu_L = 0.05 \cdot \left(\frac{B}{L}\right)^{0.16} Ra_L^{0.37}$	5.06

olduğunu göstermektedir. Bu durum, bu çalışmada uygulanan sayısal çözüm yönteminin kapalı hacimlerdeki doğal taşınım davranışının incelenmesi için uygun olduğunu göstermektedir.

- Sonuçlar, diğer araştırmacıların kapalı hacimlerde gerçekleştirdikleri deneysel çalışmaların sonuçları ile karşılaştırıldığında; deneysel çalışma sonucunda elde edilen eğrinin, diğer araştırmacıların türettikleri korelasyon sonucu çıkarılan eğrilerin ortasında bulunduğu görülmektedir.
- Sıcak duvarın tamamıyla ısıtıldığı durum için sayısal çalışma hem iki boyutlu hem de üç boyutlu gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, iki boyutlu sonuçların üç boyutlu sonuçlardan yaklaşık %10 oranında daha yüksek olduğu gözlemlenmektedir. Bu durum, literatürdeki düşey plakalar üzerinde yapılan çalışmalarla kapalı hacimler arasındaki farkı da oluşturmakta olan ve iki boyutlu çözümlerde göz önüne alınamayan “bitişik duvar etkileri” ile açıklanabilir. Aynı

zamanda, iki boyutlu çalışmada göz önüne alınamayan oda derinliğinin taşınım üzerinde %10'luk bir etkiye sahip olduğu söylenebilir.

- Ekler bölümünde resimleri de verilmiş olan oda içindeki sıcaklık ve hız dağılımı grafiklerine bakıldığında, bir duvarından ısıtılıp karşı duvarından soğutulan gerçeğe yakın boyutlara sahip ısıtılan bir oda içerisinde odanın üst bölgelerinden alt kısımlara doğru bir sıcaklık katmanlaşması olduğu görülmektedir.
- Deneysel çalışmada yapılan ölçümler sonucunda, tamamı ısıtılan ve soğutulan duvarlarda homojen bir sıcaklık dağılımı oluşturulabildiği görülmüş ve sayısal çalışmada da buradan hareketle sabit sıcaklık sınır koşulu tercih edilmiştir.

Bu çalışmada da, bir odanın bir duvarından tümüyle ısıtılması hâli için deneysel ve sayısal; kısmen ısıtılması hâli içinse sayısal bir çalışma gerçekleştirilmiş ve oda içinde gerçekleşen taşınım ile ısı transferi davranışı incelenmiş ve ısıtma biçimi ve Rayleigh sayısı karakteristik uzunluğunu da içine alan korelasyonlarla standardize edilmiştir. Sıcak ve soğuk duvar sıcaklığının aynı olduğu farklı taban alanı ($L \times L$) ve dolayısıyla karakteristik uzunluğa sahip odalarda taşınım katsayısının, karakteristik uzunluk büyüdükçe hafifçe düştüğü gözlemlenmiştir. Buna karşılık, taban seviyesinden itibaren farklı yüksekliklerden gerçekleştirilen ısıtma yapıldığında, taşınım katsayısının tüm duvarın ısıtıldığı duruma göre azaldığı, tabandan itibaren ısıtılan yükseklik artırıldığında taşınım katsayısının da arttığı belirlenmiştir.

Bu çalışma sonucunda ulaşılan deneysel ve sayısal değerlerin, Khalifa ve Marshall [20]'ın gerçek boyutlu bir odada gerçekleştirdiği deneysel bir çalışmanın sonucunda türettiği ve Çizelge 4.13'te de verilmiş olan korelasyonun sonuçları ile uyumlu olduğu, deneysel çalışma ile aradaki farkın +%7.69 olduğu görülmektedir. Aynı korelasyonun, bu çalışmadaki sayısal sonuçlarla arasındaki fark ise +%3.71'dir.

Deney düzeneğimiz olan ($L \times H \times L = 1.8 \times 2.85 \times 1.8$ m) boyutunda ve içerisinde hava bulunan bir odanın ortasındaki sıcaklık ile sıcak duvar yüzey sıcaklığı arasındaki fark maksimum $\Delta T = 3.28$ K olan bir odada içerisindeki sıcak duvar için ısı taşınım katsayısını, elde ettiğimiz deneysel sonuçlardan yola çıkarak korelasyon hâline getirirsek, (5.1) ifadesi ortaya çıkar:

$$h_{den} = 1.86(\Delta T)^{0.38} \quad (5.1)$$

Elde edilen bu korelasyonun sonuçlarının deneysel verilerden ortalama sapma oranı %2.70'dir.

Aynı zamanda, sayısal verilerden de bir korelasyon türetirsek, bu da (5.2) ifadesi şeklinde gerçekleşir.

$$h_{say} = 1.84(\Delta T)^{0.5} \quad (5.2)$$

Bu korelasyonun da sayısal verilerden sapma oranı %2.70'dir. Benzer şekilde, bu defa "Sayısal Çalışmalar" kısmında türetilmiş olan Nusselt sayısı korelasyonlarında olduğu gibi, deneysel verilerden oluşturulan korelasyonun içerisine (H/L), (odanın yüksekliği/iki duvar arası mesafe) değişkeni en küçük kareler metodu kullanılarak ilâve edilebilir. Bu durumda, deneysel verilerle elde edilen ve sayısal olarak da doğrulanmış korelasyon; $3.01 \times 10^9 \leq Ra \leq 4.96 \times 10^9$ arasında geçerlidir. (H/L) oranı deney odasının boyutlarından hareketle 1.58'dir ve (5.3) ifadesi ile gösterilebilir.

$$Nu_L = 0.075 \left(\frac{H}{L} \right)^{9.75} (Ra_L)^{0.15} \quad (5.3)$$

Bu ifadenin de gerçek deneysel verilerden ortalama sapma oranı %3.10'dur. Deneysel sonuçların FLUENT'te sınır şartları olarak belirlenmesi sonucunda elde edilen sayısal sonuçlardan elde edilen korelasyon ise, (5.4) ifadesi ile verilmiştir.

$$h_{say} = 1.5 \left(\frac{H}{L} \right)^{0.44} (\Delta T)^{0.50} \quad (5.4)$$

Bu ifadenin, FLUENT ile elde edilmiş olan sayısal verilerden ortalama sapma oranı %2.86'dır.

Elde edilen deneysel ve sayısal sonuçların, Awbi ve Hatton [9] ve Li vd.'nin [37] türettikleri korelasyonların sonuçlarının oluşturduğu aralığın ortasında yer aldığı, Khalifa ve Marshall'ın [20] türettiği korelasyonla hemen hemen aynı değerlere sahip olduğu gözlemlenmektedir. Burada, Khalifa ve Marshall'ın [20] korelasyonunun bu çalışmaya en yakın değerleri vermesinin sebebi olarak; hava ile sıcak duvar yüzeyi

arasındaki sıcaklık farkının ($\Delta T = 5 \text{ K}$) bu çalışmada en yakın aralıkta bulunması olarak düşünülmektedir.

Li vd. [37] gerçekleştirdikleri çalışmada, normal çalışma koşulları altındaki içerisinde oturulmakta olan bir odada ölçümlerini gerçekleştirmişlerdir. Odanın taban alanı; $3.40 \times 4.00 \text{ m}$ boyutlarında, yüksekliği $H = 2.60 \text{ m}$ uzunluğundadır. Li vd. [37]'nin türetmiş olduğu korelasyonda, bu deneysel çalışmadaki hava ile yüzey arasındaki sıcaklık farkları yerine koyulursa Şekil 4.28'da en üstte kalan noktalar elde edilir. Normal çalışma koşulları altındaki bir ofis odasında meydana gelen hava hareketlerinin, bir test odasına göre daha fazla olması beklenir. Bu da, bu çalışmanın deneysel sonuçları ile Li vd.'nin [37] korelasyonu arasındaki +%31.27'lik farkı açıklar.

Awbi ve Hatton [9], taban alanı $2.78 \times 2.78 \text{ m}$ boyutlarında bir kare şeklinde, yüksekliği 2.30 m boyunda olan bir test odasında deneysel bir çalışma gerçekleştirmiştir. Aynı zamanda oda içinde boyutları 1 m civarında bir başka oda daha oluşturularak, farklı bir hacimde de çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir. Bunun yanında sıcak duvarda kısmî ısıtma da yapmışlardır. Soğuk duvarı sabit tutarak ısıtılan düşey duvarı değiştirerek farklı ölçümler de gerçekleştirmişlerdir. Isıtma kaynağı olarak, duvarlara 200 W/m^2 karbon emprenye edilmiş esnek tabakalar kullanılmıştır. Awbi ve Hatton'un [9] taşınım ile ısı transfer katsayısı için türettiği korelasyon Çizelge 4.13'te verilmiştir. Bu çalışmada, aynı zamanda sıcak duvar üzerinde kısmî ısıtma da gerçekleştirildiği için, korelasyon içerisine D , "hidrolik çap" ifadesi de girmiştir. Awbi ve Hatton'un [9] türettiği korelasyonda, bu deneysel çalışmanın sıcaklık farkı ve ısıtılan bölge hidrolik çap değerlerini yerine koyarsak, deneysel çalışmanın sonuçları ile Awbi ve Hatton'un [9] korelasyonu arasında ortalama olarak -%18.09'luk bir fark ortaya çıkmaktadır. Farkın nedeni olarak, çalışmanın yalnızca tüm duvarın ısıtıldığı koşul için değil, aynı zamanda; kısmî ısıtma koşullarında, gerçek bir oda yüksekliğinden çok daha düşük bir oda yüksekliğinde de gerçekleştirilmesi ve çalışma sonucunda sunulan korelasyonun tüm bu değerler için verilmesi ve dolayısıyla elde edilen korelasyon eğrisinin bu çalışma ile mukayese edilebilir olmaktan bir miktar uzaklaşması görülebilir.

KAYNAKLAR

- [1] Peeters, L., Beausoleil-Morrison, I. ve Novoselac A., (2011). "Internal Convective Heat Transfer Modeling: Critical Review and Discussion of Experimentally Derived Correlations", *Energy and Buildings*, 43: 2227-2239.
- [2] Fohanno, S. ve Polidori G., (2005). "Modelling of Natural Convective Heat Transfer at an Internal Surface", *Energy and Buildings*, 38: 548-553.
- [3] Beausoleil-Morrison, I., (2000). *The Adaptive Coupling of Heat and Air Flow Modelling within Dynamic Whole-Building Simulation*, Doktora Tezi, University of Strathclyde, Glasgow.
- [4] Beausoleil-Morrison, I., (2002). "The Adaptive Simulation of Convective Heat Transfer at Internal Building Surfaces", *Building and Environment*, 37: 791-806.
- [5] Beausoleil-Morrison, I. ve Strachan, P., (1999). "On the Significance of Modeling Internal Surface Convection in Whole-Building Simulation Programs", *ASHRAE Transactions*, 150 (2): 929-940.
- [6] Beausoleil-Morrison, I., (2001). "An Algorithm for Calculating Convection Coefficients for Internal Building Surfaces for the Case of Mixed Flow in Rooms", *Energy and Buildings*, 33: 351-361.
- [7] ETSU Report, (1990). *Heat Transfer at Building Room Surfaces*, Energy Technology Support Unit, UK, s1193 (1): 35-45.
- [8] Min, T.C., Schutrum L.F., Parmelee G.V., ve Vouris, J.D, (1956). "Natural Convection and Radiation in a Panel Heated Room", *ASHAE Transactions* 62: 337-358.
- [9] Awbi, H.B. ve Hatton, A., (1999). "Natural Convection from Heated Room Surfaces", *Energy and Buildings*, 30: 233-244.
- [10] Lomas, K.J., (1995). "The UK applicability study: an evaluation of thermal simulation programs for passive solar house design", *Building and Environment*, 31: 197-206.
- [11] Clarke, J., (1991). "Internal convective heat transfer coefficients: a sensivity study", Report to ETSU, Glasgow.

- [12] ASHRAE Handbook Fundamentals, ISBN 978-1-61583-170-8, (2009) American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers Inc. Atlanta.
- [13] Churchill, S. ve Usagi, R., (1972). "A General Expression for the Correlation Rates of Transfer", *AIChE Journal*, 18: 1121-1128.
- [14] Churchill, S. ve Chu, H., (1975). "Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection from a Vertical Plate", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 18: 1323-1329.
- [15] Alamadari, F. ve Hammond, G.P., (1983). "Improved Correlations for Bouyancy-Driven Convection in Rooms", *Building Serv. Eng. Res. Technology*, 4: 106-112.
- [16] Yüncü, H. ve Kakaç, S., (1999). *Temel Isı Transferi*, Bilim Kitabevi, Ankara.
- [17] Incropera, F.P. ve DeWitt, D.P., (1996). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 4th edition, John Wiley & Sons, New York.
- [18] Delaforce, S.R., Hitchin, E.R., ve Watson, D.M.T, (1993). "Convective Heat Transfer at Internal Surfaces", *Building and Environment*, 2: 211-220.
- [19] Awbi, H.B., (1998). "Calculation of Convective Heat Transfer Coefficients of Room Surfaces for Natural Convection", *Energy and Buildings*, 28 (2): 219-227.
- [20] Khalifa, A.J.N. ve Marshall R.H., (1990). "Validation of Heat Transfer Coefficients on Interior Building Surfaces Using a Real-Sized Indoor Test Cell", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 33: 2219-2236.
- [21] Khalifa, A.J.N., (2001). "Natural Convective Heat Transfer Coefficient: A Review II. Surfaces in Two and Three Dimensional Enclosures", *Energy Conversion and Management*, 42: 505-517.
- [22] Khalifa, A.J.N. ve Khudheyr, A.F., (2001). "Natural Convection in Partitioned Enclosures: Experimental Study on 14 Different Configurations", *Energy Conversion and Management*, 42: 653-661.
- [23] Khalifa, A.J.N., (2001). "Natural Convective Heat Transfer Coefficient: A Review I. Isolated Vertical and Horizontal Surfaces", *Energy Conversion and Management*, 42: 491-504.
- [24] Kaizuka, M. ve Iwamoto, S., (1987). "A numerical Calculation on the Distribution of Surface Temperature and Thermal Comfort Index Caused by Radiation Interaction in a Heated Room", *Transactions of SHASE*, 33: 103-113.
- [25] Yamazaki, K., Komatsu, M. ve Otsubo, M., (1987). "Application of Numerical Simulation for Residential Room Air Conditioning", *ASHRAE Transactions*, 93: 210-225.
- [26] Udagawa, M. ve Roh, H., (2002). "Maximizing the ventilation rate for cooling energy reduction", *Advances in Building Technology*, 2: 1367-1374.
- [27] Karadağ, R., Teke, İ. ve Bulut, H., (2007). "A Numerical Investigation on Effects of Ceiling and Floor Surface Temperatures and Room Dimensions on the

- Nusselt Number for a Floor Heating System”, International Communications in Heat and Mass Transfer, 34: 979-988.
- [28] By Bjarne, W.O., (2002). “Radiant Floor Heating in Theory and Practice”, Ashrae Journal, July Issue.
- [29] Karadağ, R., (2009). “The Investigation of Relation Between Radiative and Convective Heat Transfer Coefficients at the Ceiling in a Cooled Ceiling Room”, Energy Conversion and Management, 50: 1-5.
- [30] Calay, R.K., Hold, A.E. ve Hammond, G.P., (1997). “Natural Convection Heat Transfer Rates in Rectangular Enclosures”, Energy and Buildings, 27: 137-146.
- [31] Rahimi, M. ve Sabernaemi, A., (2011). “Experimental Study of Radiation and Free Convection in an Enclosure with Under-Floor Heating System”, Energy Conversion and Management, 52: 2752-2757.
- [32] Dol, H.S. ve Hanjelic, K., (2000). “Computational Study of Turbulent Natural Convection in a Side Heated-Cubic Enclosure at a High Rayleigh Number”, National Aerospace LaboratoryNLR Report.
- [33] Davidson, L., (1992). “Computation of Natural Convection Flow in a Square Cavity”, Proceedings of the Eurotherm Seminar, 43-53.
- [34] Girimaji, S.S. ve Balachandar S., (2002). “Analysis and Modeling of Bouyancy Generated Turbulence Using Numerical Data”, NASA Technical Report, USA.
- [35] Horvat, A., Kljenak, I. ve Marn, J., (2001). “Two-Dimensional Large Eddy Simulation of Turbulent Natural Convection due to Internal Heat Generation”, International Journal of Heat and Mass Transfer, 44: 3985-3995.
- [36] Markatos, N.C. ve Pericleous, K.A., (1984). “Laminar and Turbulent Natural Convection in an Enclosed Cavity”, International Journal of Heat and Mass Transfer, 27: 755-772.
- [37] Li, L. D., Beckmann, A. ve Mitchell, J.W., (1983). “An Experimental Study of Natural Convection in an Office Room, Large Time Results”, Unpublished Report, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison, USA.
- [38] Kürekçi, N.A., (2006). “Soğutulan ve/veya Isıtılan Hacimlerde Hız ve Sıcaklık Alanlarının İncelenmesi”, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [39] Akbulut, U., (2012). “Yenilenebilir Enerji Kaynaklı Duvardan Isıtma ve Soğutma Sisteminin Teorik ve Deneysel İncelenmesi”, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [40] Karadağ, R., (2004). “Tavuk Üretim Çiftliklerinde Döşemeden Isıtmanın Analizi ve Verim Üzerinde Etkileri”, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [41] Aquatherm Climasystems, “Heating and Cooling System for ceiling, wall and other applications”, Germany.

- [42] Acikgoz, O., Kincay O. ve Karakoc, T.H., (2012). "Numerical Calculation of Convective Heat Transfer Coefficients in an Enclosure Heated From Vertical Walls", Energy Education Science and Technology Part A: Energy Science and Research 2012 Special Issue: 485-490.
- [43] Akbulut, U., Acikgoz, O., Kincay O. ve Karakoc, T.H., (2012). "Performance Assessment of a Vertical Ground-Source Heat Pump System with Wall Heating and Cooling", Energy Education Science and Technology Part A: Energy Science and Research 2012 Special Issue: 423-428.
- [44] Causone, F., Corgnati, S.P., Filippi, M. ve Olesen, B.W., (2009). "Experimental Evaluation of Heat Transfer Coefficients Between Radiant Ceiling and Room", Energy and Buildings, 41: 622-628.
- [45] Yılmaz, İ. ve Öztıp, H.F., (2006). "Turbulence Forced Convection Heat Transfer over Double Forward Facing Step Flow", International Communications in Heat and Mass Transfer, 33: 508-517.
- [46] Genceli, O., (2002). "Çözümlü Isı Taşınımı Problemleri", Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [47] Genceli, O., (2004). "Çözümlü Isı Işınımı Problemleri", Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [48] Çengel, Y.A. ve Boles, M.A., (1996). "Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik", 2. Basım, Mc.Graw-Hill-Literatür Ortak Yayını, İstanbul.
- [49] Pamelee, G.V. ve Huebscher R.G., (1947). "Forced Convection, Heat Transfer from Flat Surfaces", ASHVE Transactions 53: 245.
- [50] Schutrum, L.F., ve Vouris J.D., (1954). "Effects of Room Size and Non Uniformity of Panel Temperature on Panel Performance", ASHVE Transactions 60: 455.
- [51] Feustel, H. E. ve Stetiu, C., (1995). "Hydronic Radiant Cooling — Preliminary Assessment, Energy and Buildings", 22: 193-205.
- [52] Imanari T., Omori T. ve Bogaki K., (1999). "Thermal Comfort and Energy Consumption of the Radiant Ceiling Panel System Comparison with the Conventional All-Air System", Energy and Buildings, 30: 167–175.
- [53] Zmrhal, V., Hensen J. ve Drkal, F., (2003). "Modelling and Simulation of a Room with Radiant Cooling Ceiling", Eighth international IBPSA Conference, 11- 14 August 2003, Eindhoven, 1491-1496.
- [54] Vangtook, P. ve Chirarattananon S., (2006). "An Experimental Investigation of Application of Radiant Cooling in Hot Humid Climate", Energy and Buildings, 38: 273–285.
- [55] Vangtook, P. ve Chirarattananon S., (2007). "Application of Radiant Cooling as a Passive Cooling Option in Hot Humid Climate", Building and Environment, 42: 543-556.
- [56] Karadağ, R. ve Teke, İ., (2004), "Tabandan Isıtmada Duvar Isıl Şartlarının Taban Nusselt Sayısına Etkisi", Sigma Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergisi, 3: 84-93.

- [57] Isısan Çalışmaları, (2008). Yenilenebilir Enerjiler ve Alternatif Sistemler, Isısan Yayınları No: 375, İstanbul.
- [58] Kincay, O., Utlu, Z., Ağustos, H., Akbulut, U. ve Açıkgöz, Ö., (2009). “Yenilenebilir Enerji Kaynaklarında Birleşme Eğilimi”, Sigma Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergisi, 27: 60-82.
- [59] Tuna, N., (2009). “Düşük Sıcaklıklı Isı Kaynaklarıyla Duvarıdan Isıtma ve Soğutma Uygulamalarının Araştırılması”, Lisans Bitirme Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü, İstanbul.
- [60] Koca, A., Gemici, Z., Bedir, K., Böke, E., Topaçoğlu, Y. ve Kanbur, B.B., (2013). “Radyant Isıtma ve Soğutma Sistemlerinin Isıl Konfor Analizleri”, 11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 17-20 Nisan 2013, İzmir, 2025-2042.
- [61] Teke, İ., (2008). İleri Isı Transferi Ders Notları, Makine Mühendisliği Bölümü, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [62] Başkal, A., (2011), Duvarıdan Isıtma ve Soğutmalı Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Performansının İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [63] Kincay, O., Akbulut, U., Yörü, Y. ve Açıkgöz, Ö., (2010). “Isıl Konforda Yeni Bir Yöntem Duvarıdan Isıtma ve Soğutma Sistemleri”, TMMOB Tesisat Mühendisliği Dergisi, 174: 90-96.
- [64] Kincay, O. ve Karakoç K., (2011), Duvarıdan Isıtma-Soğutma Sistemleri ve Tasarım İlkeleri, TMMOB Makina Mühendisleri Odası, Tesisat Mühendisliği Dergisi, 124: 25-33.
- [65] ASHRAE, (2004). El Kitabı Sistemler ve Ekipmanlar, Bölüm 6, Panel Isıtma ve Soğutma.
- [66] Watson, R.D. ve Chapman, K.S., (2002). Radiant Heating and Cooling Handbook, Mc Graw-Hill, New York.
- [67] Çengel, Y.A., (2010). “Isı ve Kütle Transferi”, 1. Baskı, Gazi Kitabevi, İstanbul.
- [68] Dalkılıç, A.S., (2007). “Düşey Borularda Yoğuşmada Isı Taşınım Katsayısının Araştırılması”, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [69] Kavak Akpınar, E., (2005). “Deneyisel Çalışmalardaki Hata Analizine Bir Örnek: Kurutma Deneylerindeki Hata Analizi”, TMMOB Mühendis ve Makine, 46: 41-48.
- [70] Kline, S.J. ve McClintock, F.A., (1953). “Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments”, Mechanical Engineering, 75: 3-8.
- [71] White, F.M., (2004). “Akışkanlar Mekaniği”, 1. Baskı, Literatür Yayınları, İstanbul.
- [72] Bejan, A., (1993). “Heat Transfer”, John Wiley & Sons, Inc., USA.

KALİBRASYON

Bu bölümde, deneysel çalışma esnasında kullanılan termokupl ve PT 100'lerin kalibrasyon hesaplarını içeren çizelgeler ve elde edilen kalibrasyon eğrisini gösteren şekiller bulunmaktadır.

Çizelge Ek A. 1 Birinci grup sıcaklık kalibrasyon bilgileri

TARİH	BAŞLANGIÇ	SON	REF	K0	K1	K2	K3	K4	K5
30.03.2012	09:41:12	09:51:01	25,510	25,479	25,240	24,467	23,976	23,513	24,586
30.03.2012	10:05:43	10:12:33	31,420	31,082	30,851	30,040	29,582	25,853	30,410
30.03.2012	10:19:55	10:28:54	36,150	36,080	35,874	35,194	34,883	26,937	35,154
30.03.2012	10:37:41	10:47:15	41,750	41,389	41,121	40,418	40,221	28,607	40,541
		FARKLAR	25,510	-0,031	-0,270	-1,043	-1,534	-1,997	-0,924
			31,420	-0,338	-0,569	-1,380	-1,838	-5,567	-1,010
			36,150	-0,070	-0,276	-0,956	-1,267	-9,213	-0,996
			41,750	-0,361	-0,629	-1,332	-1,529	-13,143	-1,209
		YENİ DEĞER	25,510	25,566	25,555	25,575	25,605	24,976	25,491
			31,420	31,248	31,252	31,196	31,152	32,504	31,409
			36,150	36,316	36,351	36,395	36,396	35,990	36,230
			41,750	41,700	41,678	41,664	41,677	41,359	41,703
		MUTLAK HATA (%)	25,510	0,220	-0,043	0,079	0,116	-2,454	2,061
			31,420	-0,547	0,012	-0,177	-0,143	4,342	-3,370
			36,150	0,459	0,097	0,119	0,005	-1,116	0,665
			41,750	-0,120	-0,052	-0,034	0,031	-0,763	0,830
			REF	K0	K1	K2	K3	K4	K5
		HATA C	25,510	0,056	-0,011	0,020	0,030	-0,628	0,515
			31,420	-0,172	0,004	-0,055	-0,045	1,353	-1,095
			36,150	0,166	0,035	0,043	0,002	-0,406	0,239
			41,750	-0,050	-0,022	-0,014	0,013	-0,318	0,343

Çizelge Ek A. 2 İkinci grup sıcaklık kalibrasyon bilgileri

TARİH	BAŞLANGIÇ	SON	REF	K6	K7	K8	K9	K10	K11
31.03.2012	09:32:15	09:42:01	25,510	24,764	24,990	25,430	25,076	24,684	24,465
31.03.2012	10:02:44	10:12:33	31,420	30,512	30,311	31,125	30,704	30,260	30,035
31.03.2012	10:22:53	10:33:14	36,150	35,483	35,655	36,129	35,802	35,397	35,248
31.03.2012	10:35:41	10:46:01	41,750	40,761	40,959	41,388	41,203	40,867	40,708
		FARKLAR	25,510	-0,746	-0,520	-0,080	-0,434	-0,826	-1,045
			31,420	-0,908	-1,109	-0,295	-0,716	-1,160	-1,385
			36,150	-0,667	-0,495	-0,021	-0,348	-0,753	-0,902
			41,750	-0,989	-0,791	-0,362	-0,547	-0,883	-1,042
		YENİ DEĞER	25,510	24,484	25,690	25,277	25,592	25,623	25,630
			31,420	30,286	31,030	30,978	31,220	31,176	31,152
			36,150	35,304	36,394	35,988	36,318	36,293	36,318
			41,750	40,632	41,718	41,253	41,719	41,741	41,731
		MUTLAK HATA (%)	25,510	-4,024	4,926	-1,606	1,247	0,119	0,029
			31,420	-3,609	2,458	-0,168	0,781	-0,142	-0,078
			36,150	-2,341	3,088	-1,115	0,917	-0,071	0,071
			41,750	-2,677	2,672	-1,114	1,130	0,052	-0,024
		REF	K0	K1	K2	K3	K4	K5	
		HATA C	25,510	-1,026	1,206	-0,412	0,315	0,030	0,008
			31,420	-1,134	0,744	-0,052	0,242	-0,044	-0,024
			36,150	-0,846	1,090	-0,406	0,330	-0,026	0,026
			41,750	-1,118	1,086	-0,465	0,466	0,022	-0,010

Çizelge Ek A. 3 Üçüncü grup sıcaklık kalibrasyon bilgileri

TARİH	BAŞLANGIÇ	SON	REF	K12	K13	K14	K15	K16	K17
01.04.2012	09:35:19	09:45:07	25,510	24,420	24,476	24,725	24,829	24,761	25,029
01.04.2012	10:00:22	10:11:01	31,420	27,030	30,210	30,385	30,336	30,692	30,638
01.04.2012	10:17:44	10:27:12	36,150	29,065	35,267	35,450	35,510	35,847	35,813
01.04.2012	10:30:21	10:41:02	41,750	31,458	40,471	40,706	40,903	41,155	41,036
		FARKLAR	25,510	-1,090	-1,034	-0,785	-0,681	-0,749	-0,481
			31,420	-4,390	-1,210	-1,035	-1,084	-0,728	-0,782
			36,150	-7,085	-0,883	-0,700	-0,640	-0,303	-0,337
			41,750	-10,292	-1,279	-1,044	-0,847	-0,595	-0,714
		YENİ DEĞER	25,510	25,461	25,514	25,545	25,632	25,491	25,568
			31,420	31,485	31,293	31,254	31,147	31,325	31,204
			36,150	36,184	36,389	36,362	36,328	36,396	36,406
			41,750	41,708	41,634	41,664	41,728	41,618	41,655
		MUTLAK HATA (%)	25,510	-0,192	0,207	0,124	0,341	-0,552	0,302
			31,420	0,208	-0,612	-0,122	-0,345	0,573	-0,386
			36,150	0,093	0,569	-0,074	-0,094	0,187	0,027
			41,750	-0,102	-0,176	0,071	0,156	-0,265	0,089
			REF	K0	K1	K2	K3	K4	K5
		HATA C	25,510	-0,049	0,053	0,032	0,087	-0,142	0,077
			31,420	0,065	-0,193	-0,038	-0,108	0,179	-0,121
			36,150	0,034	0,206	-0,027	-0,034	0,068	0,010
			41,750	-0,042	-0,074	0,030	0,065	-0,111	0,037

Çizelge Ek A. 4 Dördüncü grup sıcaklık kalibrasyon bilgileri

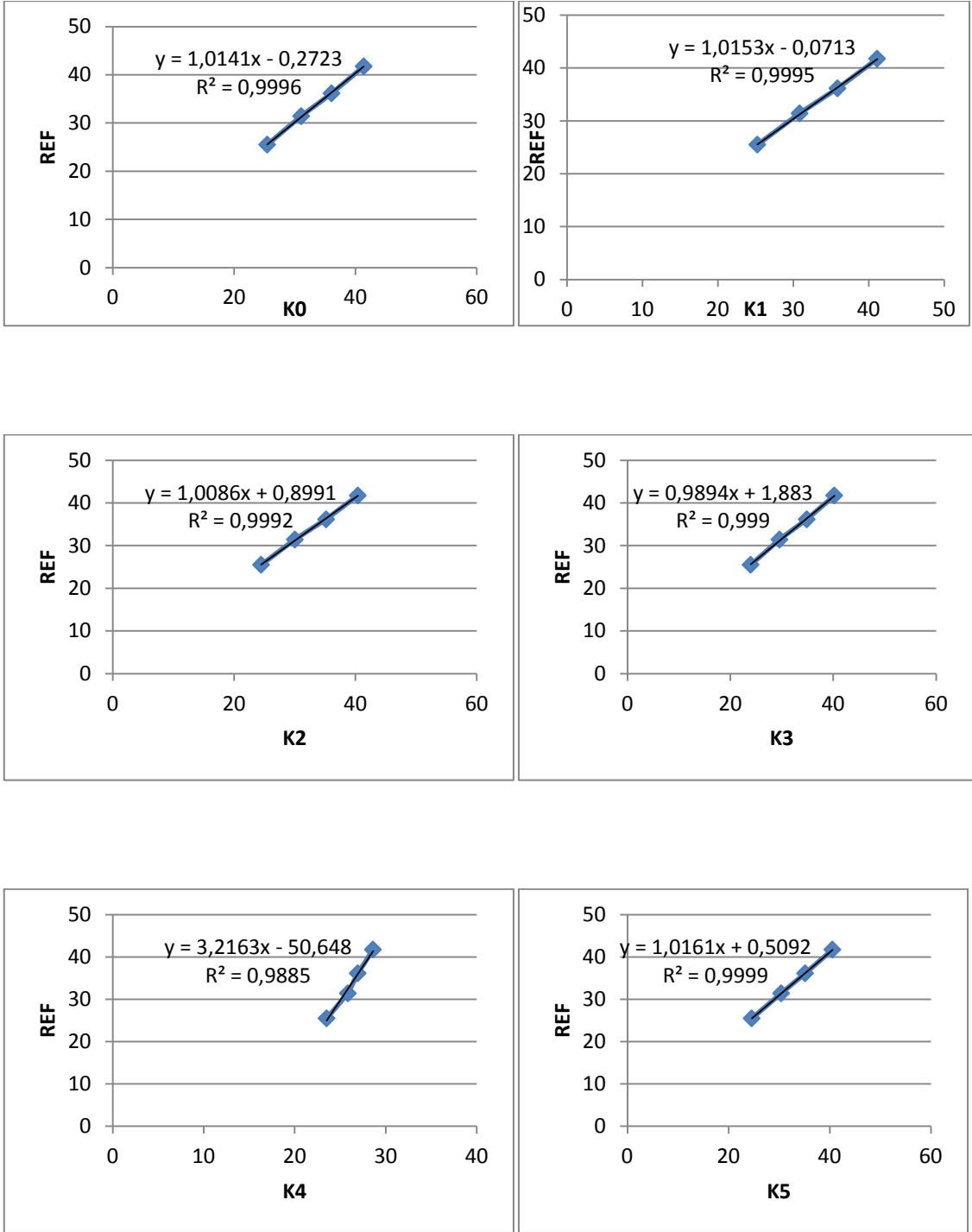
TARİH	BAŞLANGIÇ	SON	REF	K18	K19	K20	K21	K22	K23
02.04.2012	09:30:14	09:40:07	25,510	24,797	24,896	25,430	25,344	25,109	24,804
02.04.2012	09:52:22	10:02:55	31,420	30,291	30,409	31,125	31,017	30,741	29,880
02.04.2012	10:03:44	10:14:01	36,150	35,449	35,638	36,129	36,150	35,836	34,873
02.04.2012	10:16:51	10:27:05	41,750	40,747	40,836	41,388	41,248	40,979	41,219
		FARKLAR	25,510	-0,713	-0,614	-0,401	-0,166	-0,401	-0,706
			31,420	-1,129	-1,011	-0,679	-0,403	-0,679	-1,540
			36,150	-0,701	-0,512	-0,314	0,000	-0,314	-1,277
			41,750	-1,003	-0,914	-0,771	-0,502	-0,771	-0,531
		YENİ DEĞER	25,510	25,613	25,596	25,207	25,520	25,535	25,956
			31,420	31,155	31,151	30,901	31,258	31,248	30,942
			36,150	36,357	36,420	36,053	36,450	36,415	35,848
			41,750	41,701	41,658	41,253	41,607	41,632	42,082
		MUTLAK HATA (%)	25,510	0,404	-0,068	-1,518	1,241	0,059	1,647
			31,420	-0,844	-0,011	-0,802	1,155	-0,035	-0,978
			36,150	0,572	0,175	-1,008	1,101	-0,095	-1,558
			41,750	-0,118	-0,102	-0,973	0,858	0,060	1,081
		REF	K0	K1	K2	K3	K4	K5	
		HATA C	25,510	0,103	-0,017	-0,389	0,313	0,015	0,421
			31,420	-0,265	-0,004	-0,250	0,357	-0,011	-0,306
			36,150	0,207	0,064	-0,367	0,397	-0,034	-0,567
			41,750	-0,049	-0,042	-0,405	0,354	0,025	0,450

Çizelge Ek A. 5 Beşinci grup sıcaklık kalibrasyon bilgileri

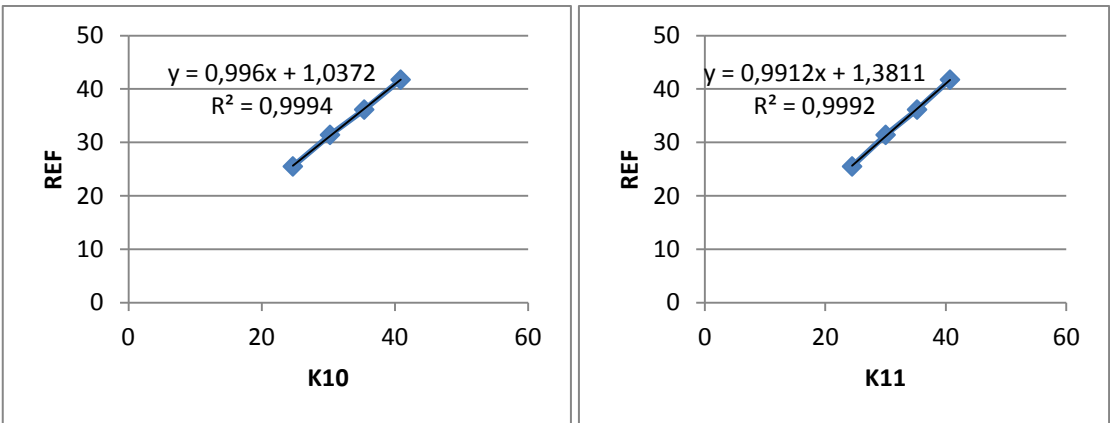
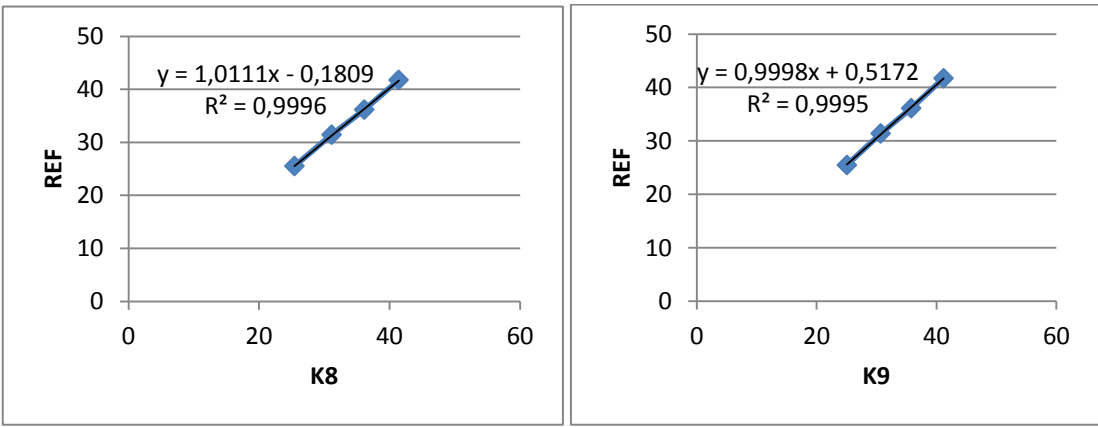
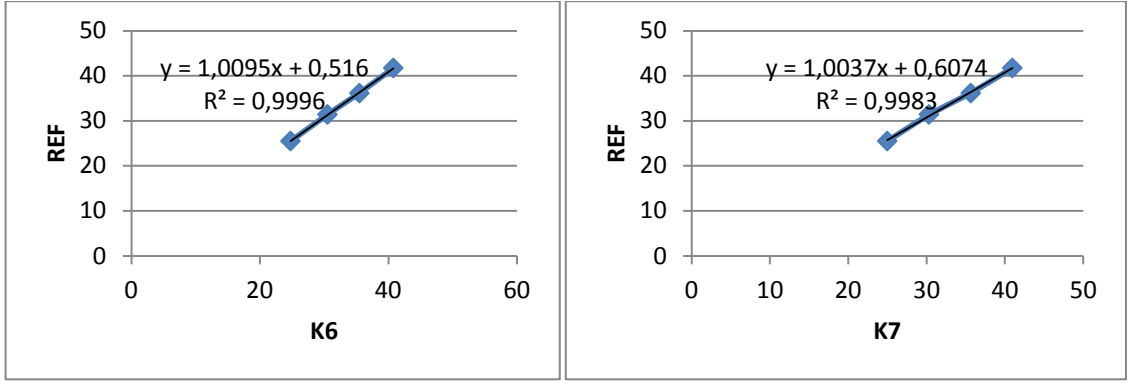
TARİH	BAŞLANGIÇ	SON	REF	K24	K25	K26	K27	K28	K29
03.04.2012	09:32:18	09:43:09	25,510	25,094	24,981	24,753	24,772	25,509	25,169
03.04.2012	09:44:56	09:56:13	31,420	30,828	30,651	30,337	30,346	31,253	30,991
03.04.2012	09:57:21	10:09:09	36,150	35,757	35,727	35,474	35,473	36,134	35,982
03.04.2012	10:12:33	10:23:44	41,750	41,027	41,002	40,861	40,863	41,302	41,276
		FARKLAR	25,510	-0,416	-0,529	-0,001	-0,738	-0,001	-0,341
			31,420	-0,592	-0,769	-0,167	-1,074	-0,167	-0,429
			36,150	-0,393	-0,423	-0,016	-0,677	-0,016	-0,168
			41,750	-0,723	-0,748	-0,448	-0,887	-0,448	-0,474
		YENİ DEĞER	25,510	25,512	25,547	25,604	25,604	25,484	25,500
			31,420	31,326	31,252	31,189	31,186	31,360	31,338
			36,150	36,323	36,359	36,326	36,319	36,353	36,343
			41,750	41,666	41,666	41,715	41,716	41,639	41,651
		MUTLAK HATA (%)	25,510	0,007	0,139	0,221	0,002	-0,469	0,060
			31,420	-0,301	-0,236	-0,202	-0,010	0,559	-0,071
			36,150	0,480	0,097	-0,089	-0,020	0,093	-0,028
			41,750	-0,201	-0,001	0,118	0,002	-0,185	0,030
		REF	K0	K1	K2	K3	K4	K5	
		HATA C	25,510	0,002	0,035	0,057	0,001	-0,120	0,015
			31,420	-0,094	-0,074	-0,063	-0,003	0,174	-0,022
			36,150	0,173	0,035	-0,032	-0,007	0,034	-0,010
			41,750	-0,084	0,000	0,049	0,001	-0,077	0,012

Çizelge Ek A. 6 Altıncı grup sıcaklık kalibrasyon bilgileri

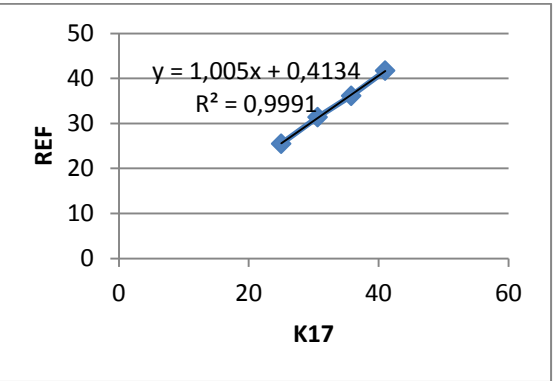
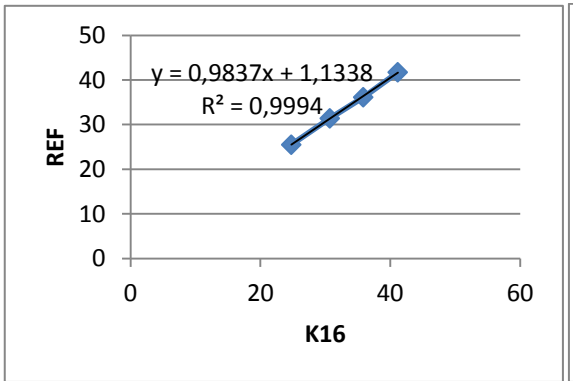
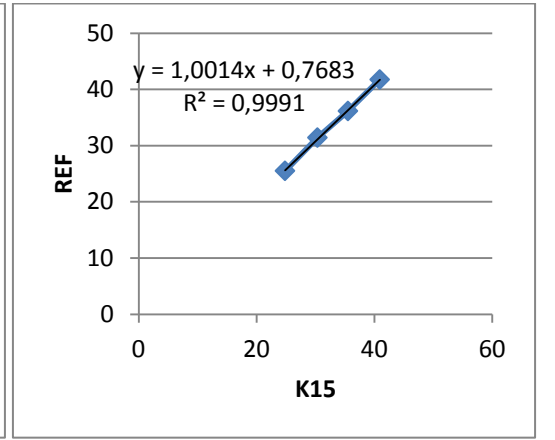
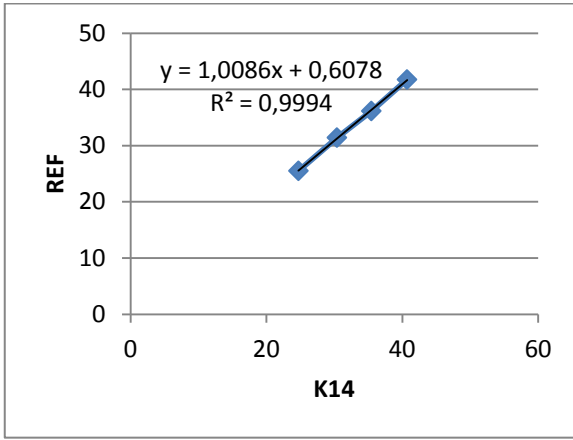
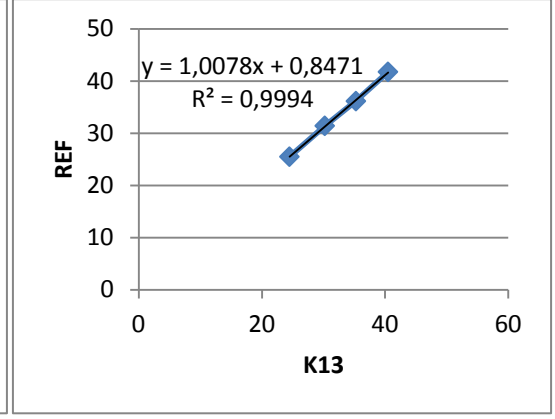
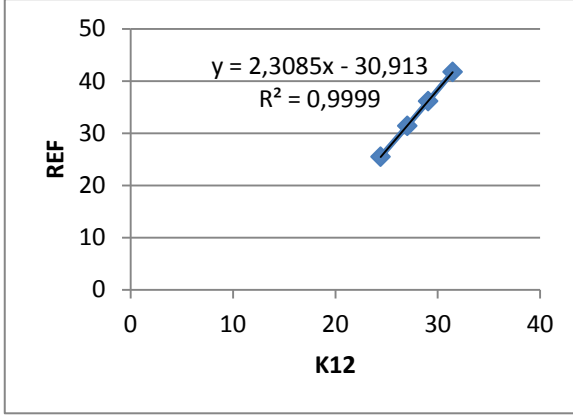
TARİH	BAŞLANGIÇ	SON	REF	K30	K31	K32
04.04.2012	09:38:19	09:49:57	25,510	24,996	25,192	25,048
04.04.2012	09:52:54	10:02:45	31,420	30,658	30,790	30,718
04.04.2012	10:08:34	10:19:23	36,150	35,805	35,949	35,788
04.04.2012	10:22:01	10:33:29	41,750	41,048	41,193	41,211
		FARKLAR	25,510	-0,514	-0,318	-0,462
			31,420	-0,762	-0,630	-0,702
			36,150	-0,345	-0,201	-0,362
			41,750	-0,702	-0,557	-0,539
		YENİ DEĞER	25,510	25,552	25,573	25,579
			31,420	31,230	31,204	31,240
			36,150	36,392	36,392	36,302
			41,750	41,651	41,666	41,716
		MUTLAK HATA (%)	25,510	0,163	0,086	0,020
			31,420	-0,605	-0,084	0,115
			36,150	0,669	0,001	-0,249
			41,750	-0,238	0,036	0,120
			REF	K0	K1	K2
		HATA C	25,510	0,042	0,022	0,005
			31,420	-0,190	-0,026	0,036
			36,150	0,242	0,000	-0,091
			41,750	-0,099	0,015	0,050



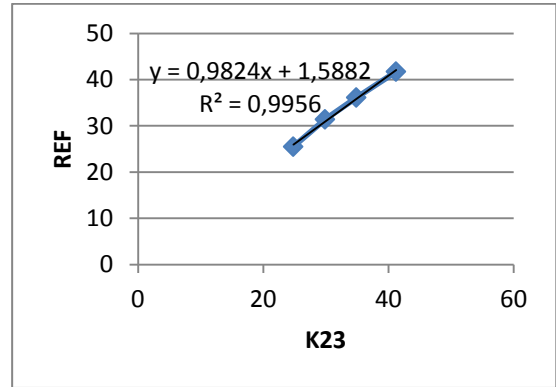
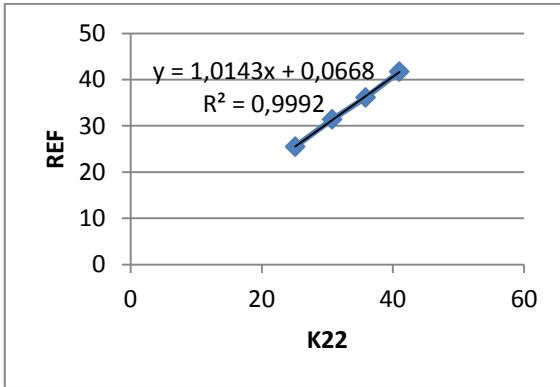
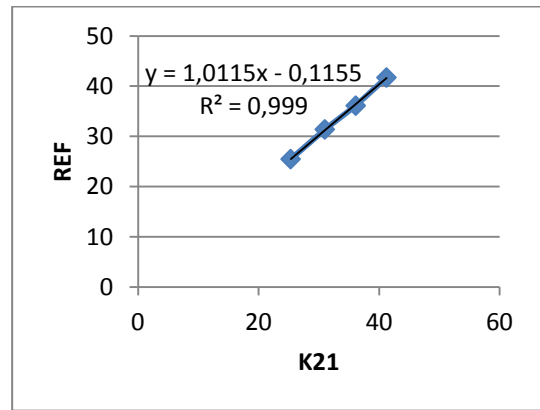
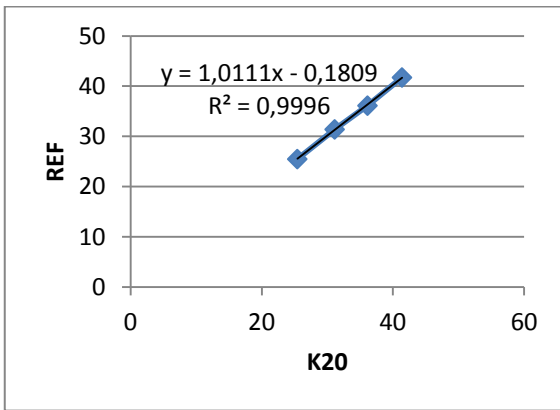
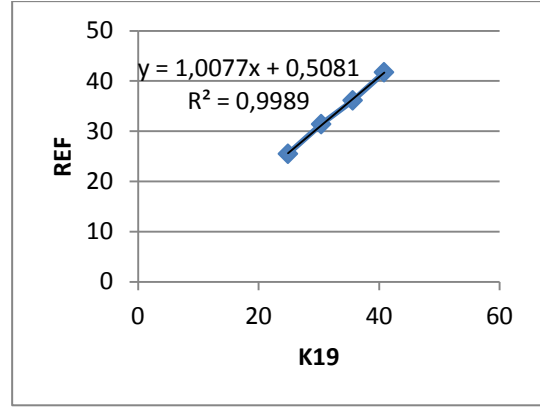
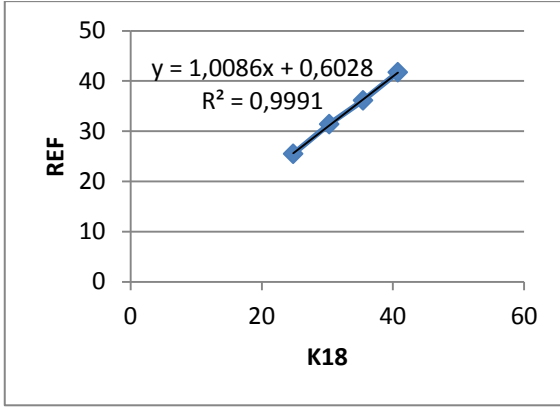
Şekil Ek A. 1 Birinci grup kalibrasyon eğrileri



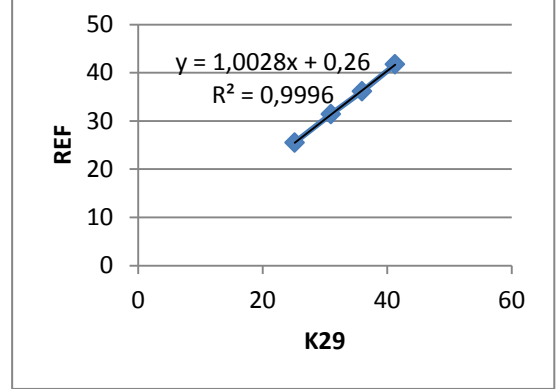
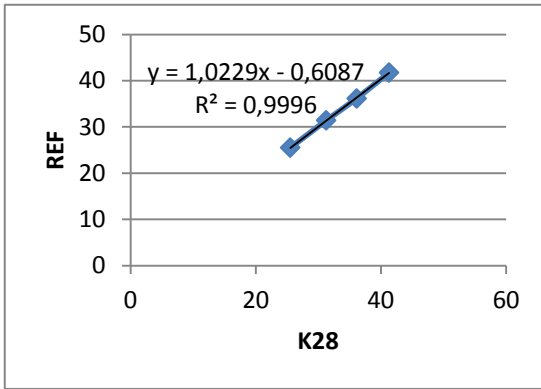
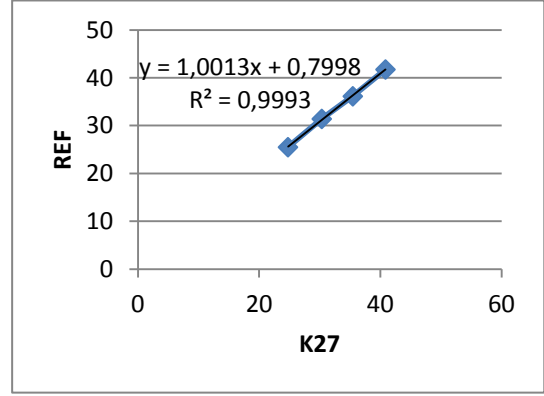
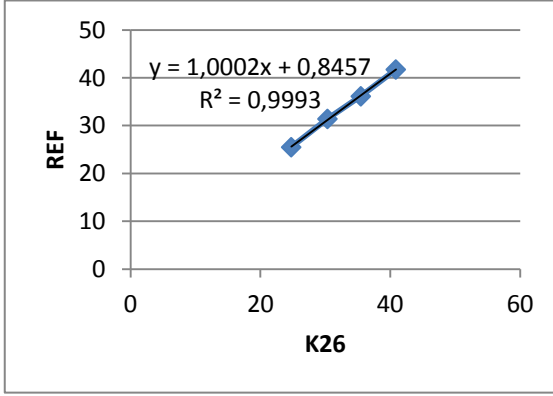
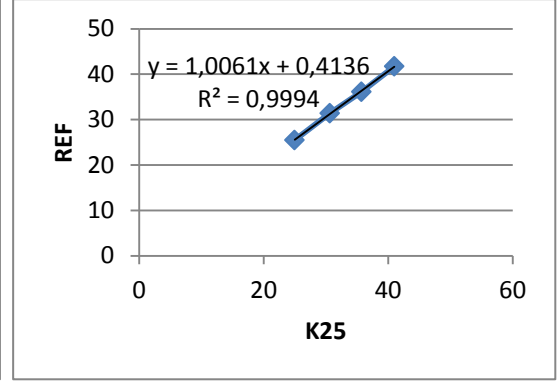
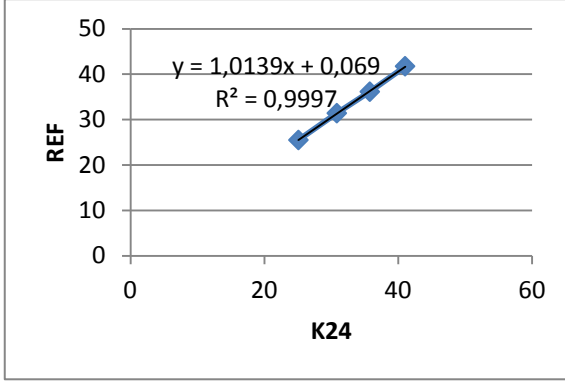
Şekil Ek A. 2 İkinci grup kalibrasyon eğrileri



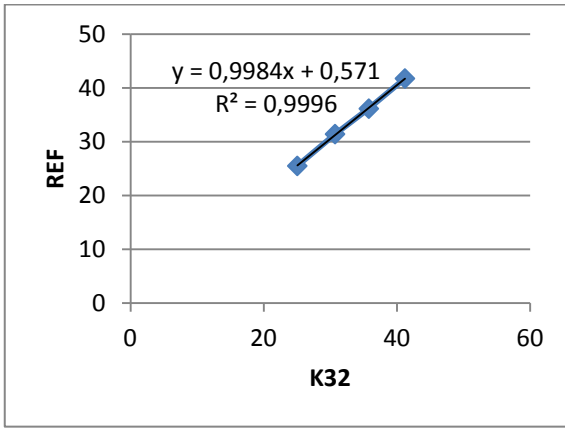
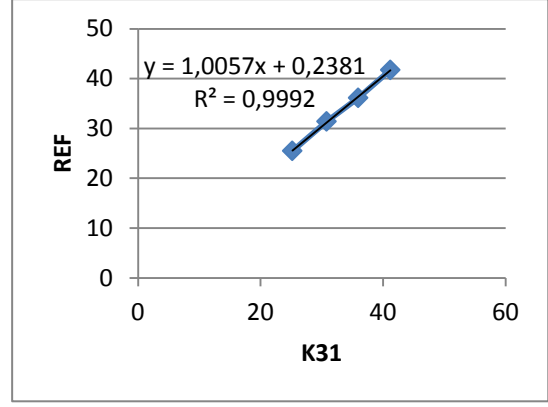
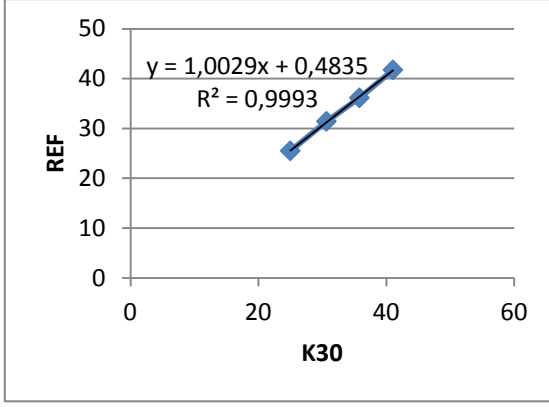
Şekil Ek A. 3 Üçüncü grup kalibrasyon eğrileri



Şekil Ek A. 4 Dördüncü grup kalibrasyon eğrileri



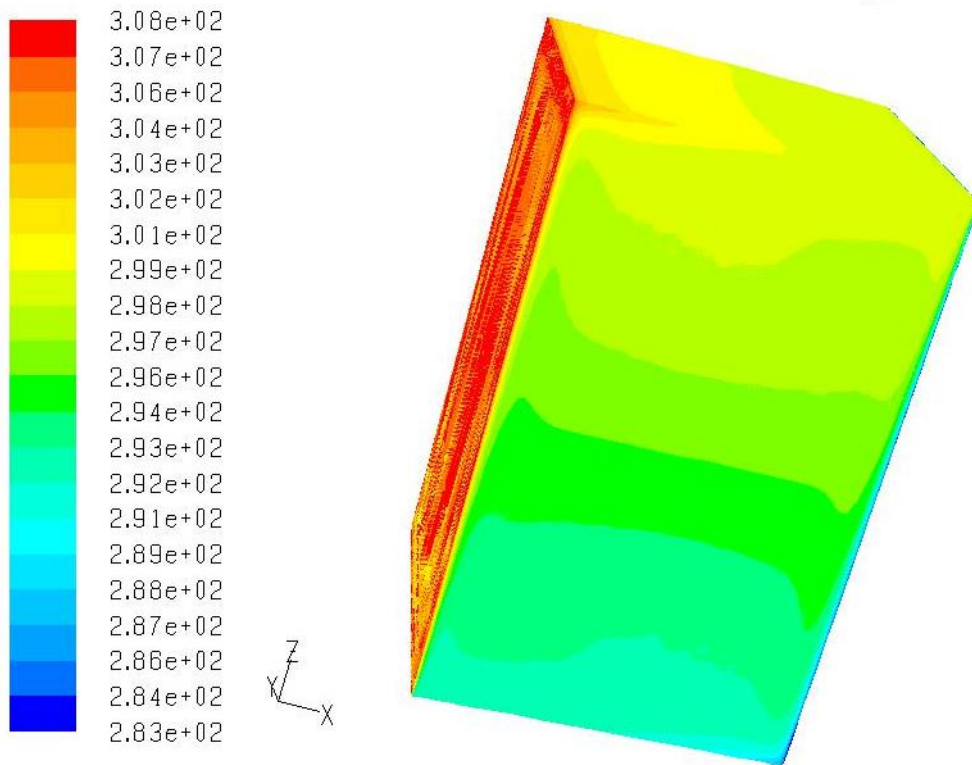
Şekil Ek A. 5 Beşinci grup kalibrasyon eğrileri



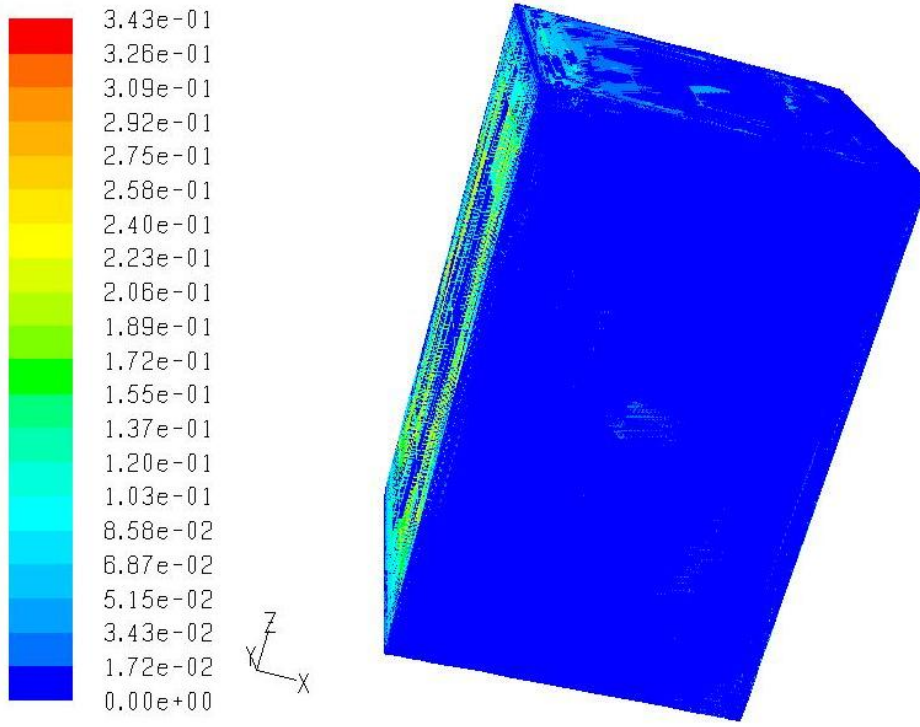
Şekil Ek A. 6 Altıncı grup kalibrasyon eğrileri

ODA İÇİNDEKİ SICAKLIK VE HIZ DAĞILIMI GRAFİKLERİ

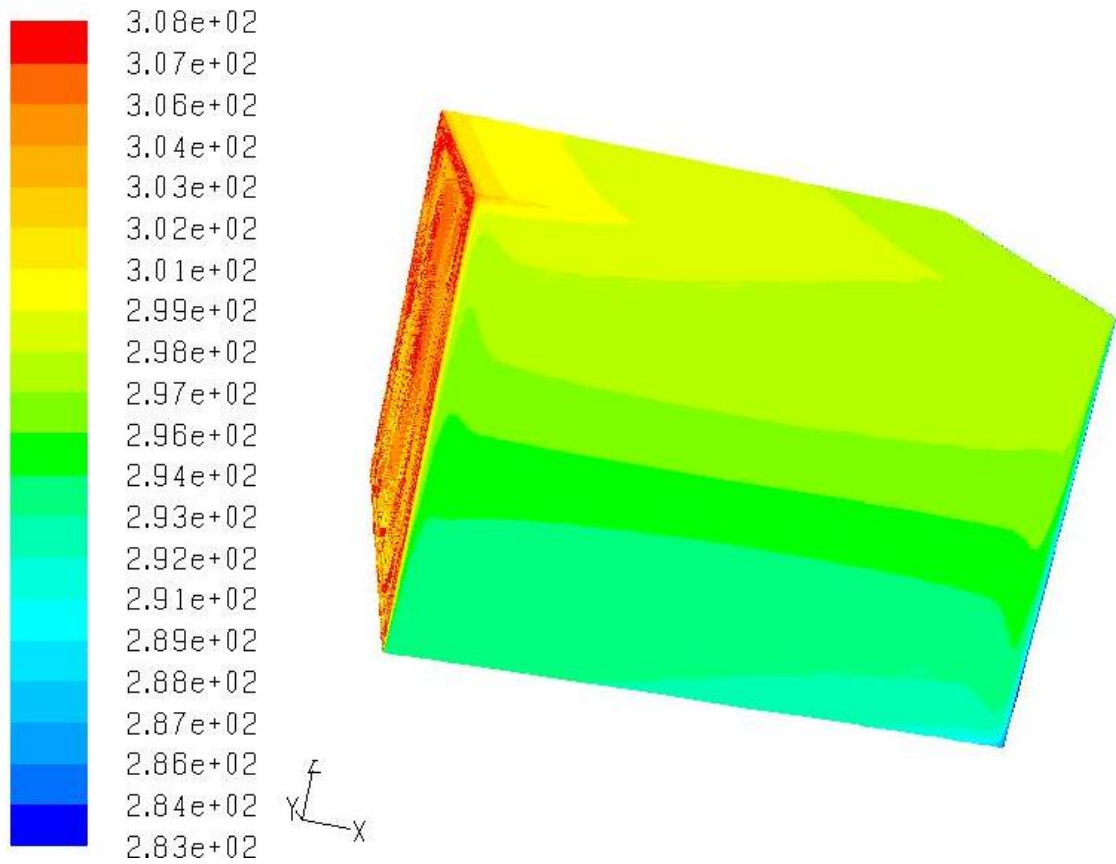
Bu bölümde, FLUENT CFD. ile gerçekleştirilmiş olan sayısal çalışma sonucu farklı duvar sınır koşulları ve oda taban alanı (L x L) boyutlarında elde edilen sıcaklık ve hız dağılımı grafikleri verilmektedir.



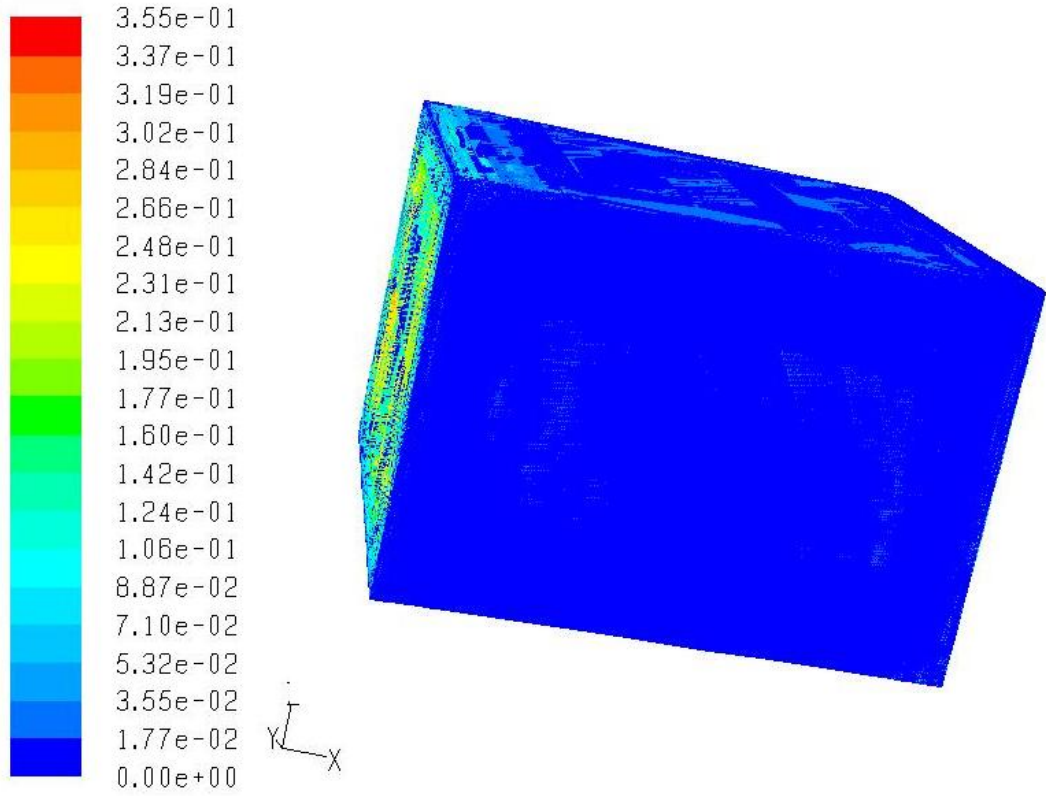
Şekil Ek B. 1 (L x H x L= 1.8 x 2.85 x 1.8 m; $T_h = 35^\circ\text{C}$, $T_c = 10^\circ\text{C}$) sınır şartlarında oda içinde gerçekleşen sıcaklık dağılımı



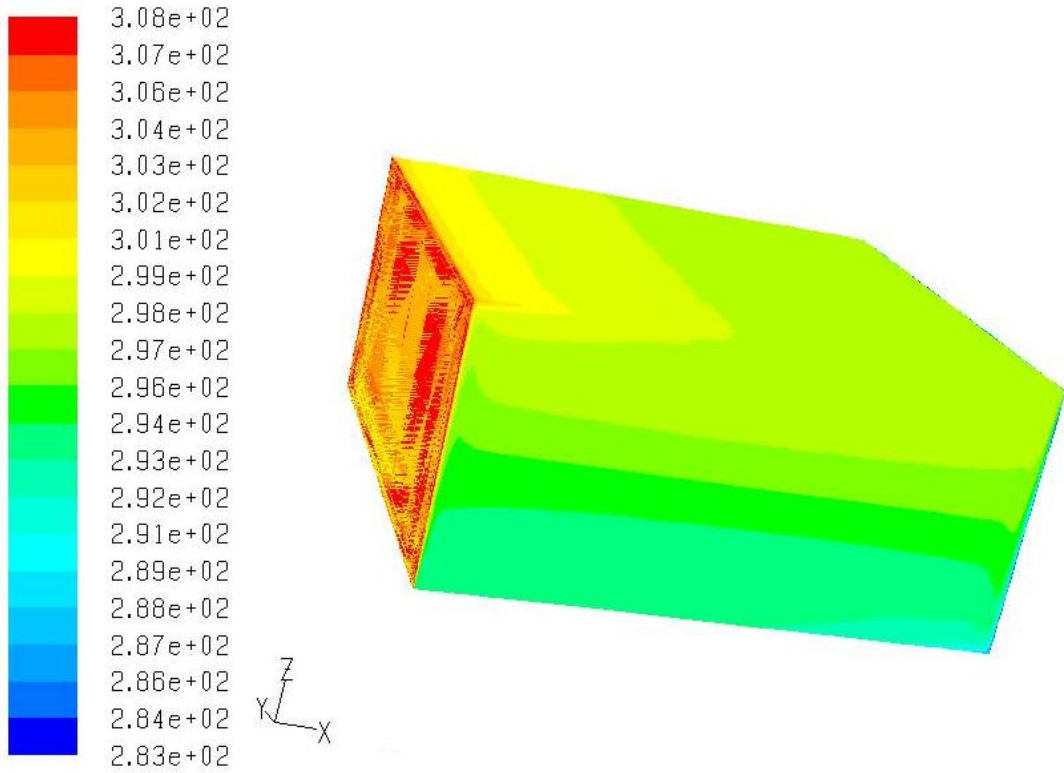
Şekil Ek B. 2 ($L \times H \times L = 1.8 \times 2.85 \times 1.8$ m; $T_h = 35^\circ\text{C}$, $T_c = 10^\circ\text{C}$) sınır şartlarında oda içinde gerçekleşen hız dağılımı



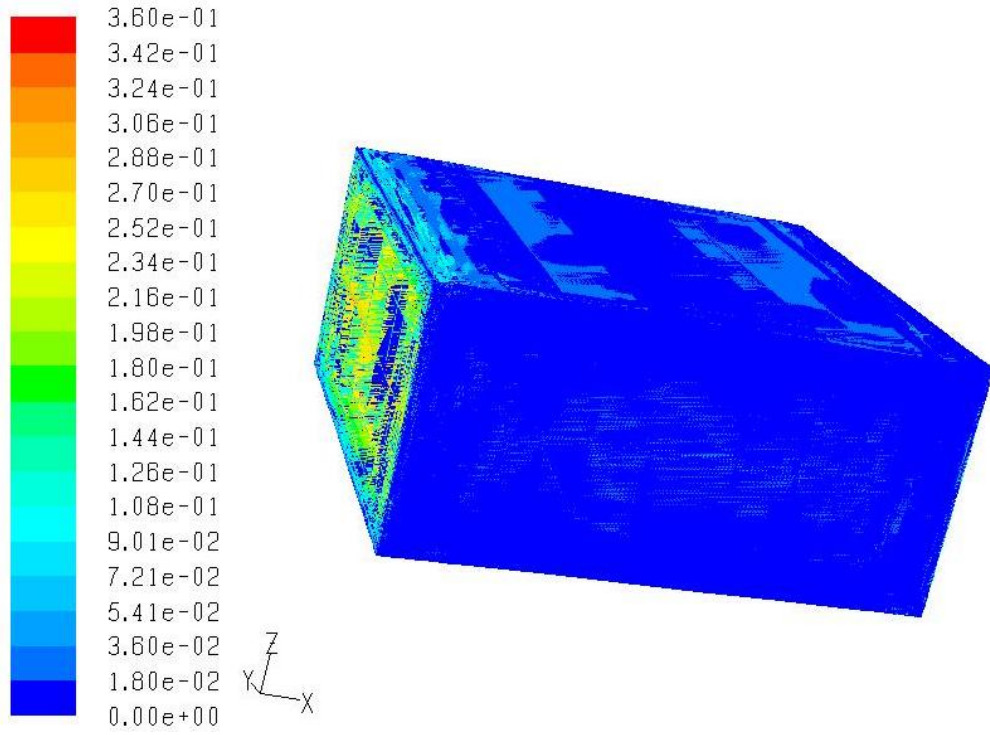
Şekil Ek B. 3 ($L \times H \times L = 4.0 \times 2.85 \times 4.0$ m; $T_h = 35^\circ\text{C}$, $T_c = 10^\circ\text{C}$) sınır şartlarında oda içinde gerçekleşen sıcaklık dağılımı



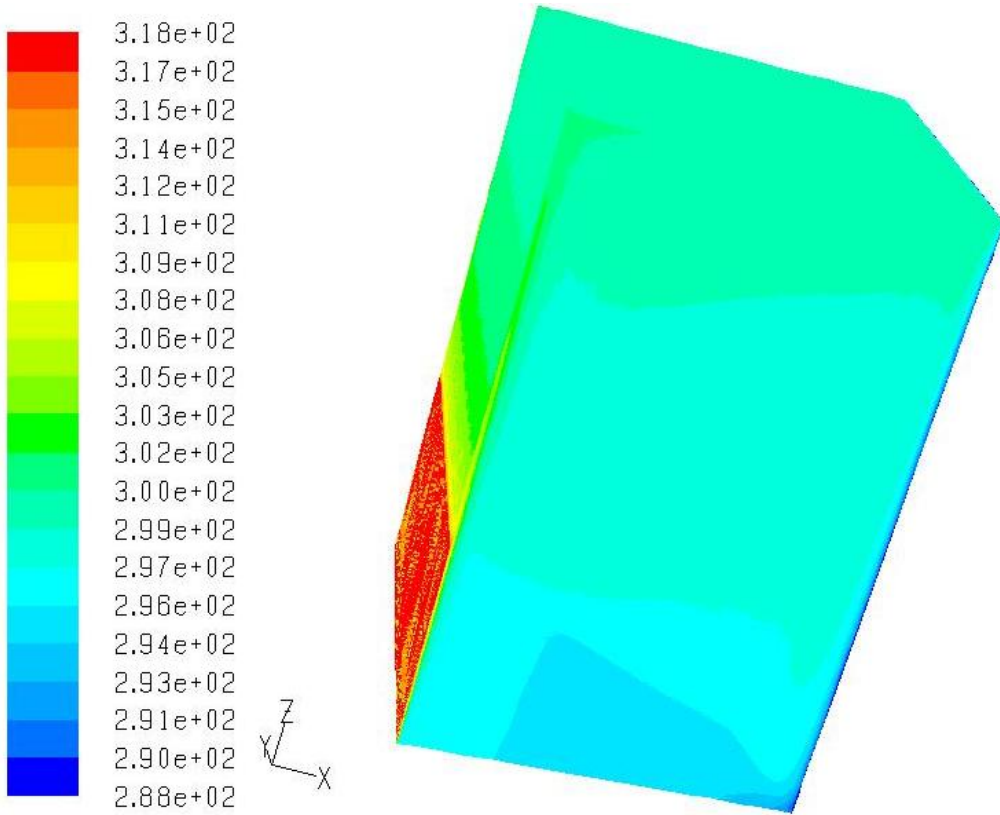
Şekil Ek B. 4 ($L \times H \times L = 4.0 \times 2.85 \times 4.0$ m; $T_h = 35^\circ\text{C}$, $T_c = 10^\circ\text{C}$) sınır şartlarında oda içinde gerçekleşen hız dağılımı



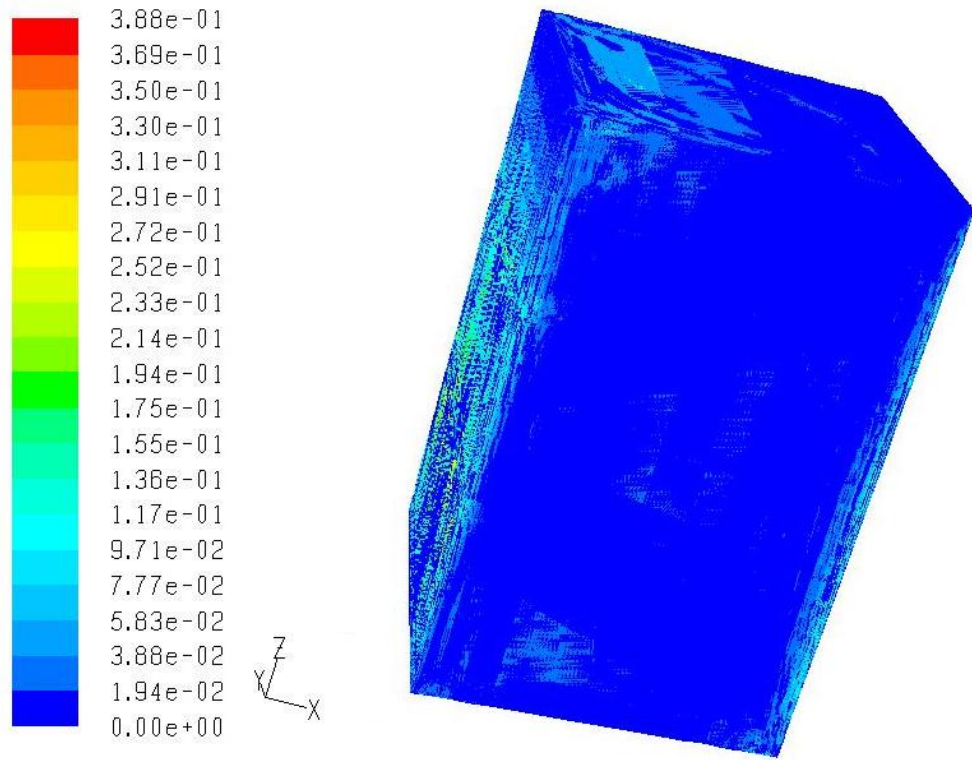
Şekil Ek B. 5 ($L \times H \times L = 6.0 \times 2.85 \times 6.0$ m; $T_h = 35^\circ\text{C}$, $T_c = 10^\circ\text{C}$) sınır şartlarında oda içinde gerçekleşen sıcaklık dağılımı



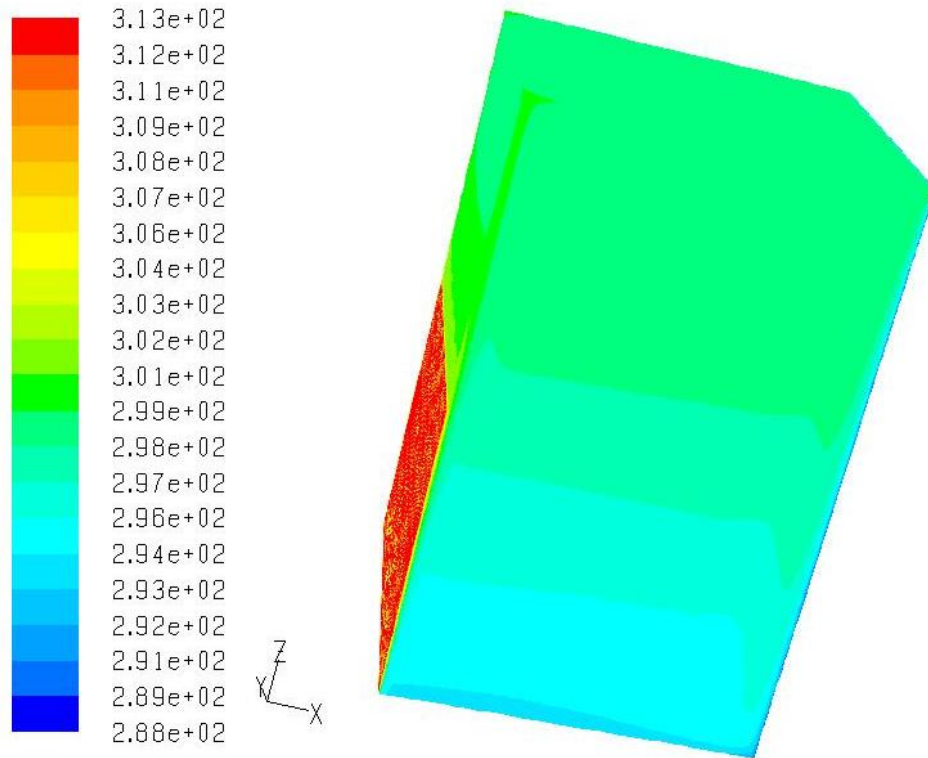
Şekil Ek B. 6 ($L \times H \times L = 6.0 \times 2.85 \times 6.0$ m; $T_h = 35^\circ\text{C}$, $T_c = 10^\circ\text{C}$) sınır şartlarında oda içinde gerçekleşen hız dağılımı



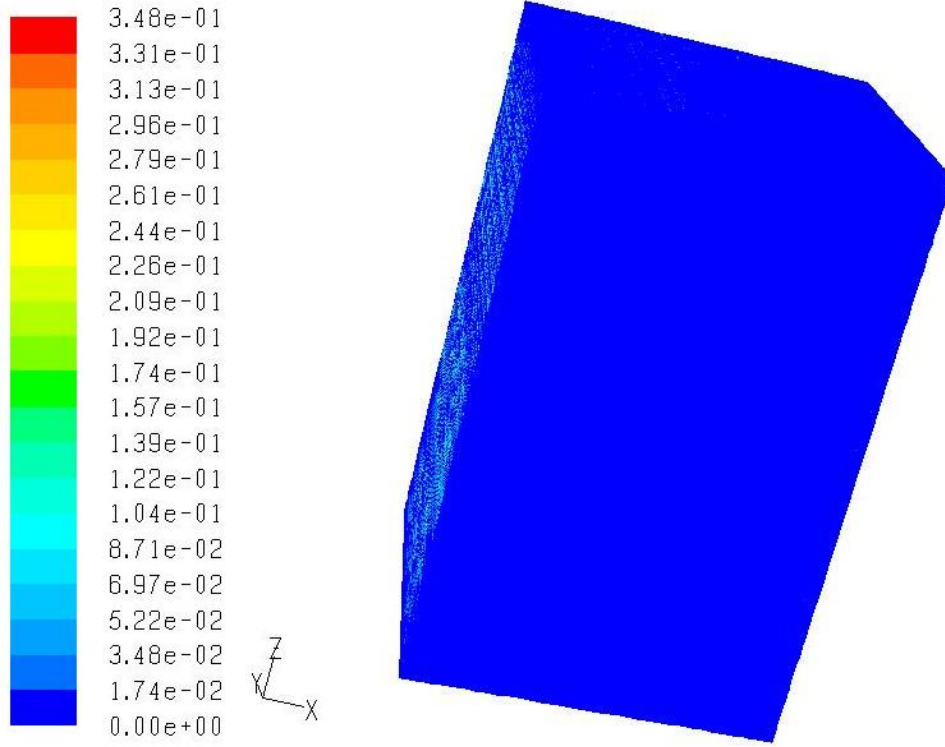
Şekil Ek B. 7 ($L \times H \times L = 1.8 \times 2.85 \times 1.8$ m; $T_h = 45^\circ\text{C}$, $T_c = 15^\circ\text{C}$) sınır şartlarında $H = 0.95$ m'den ısıtma hâlinde oda içinde gerçekleşen sıcaklık dağılımı



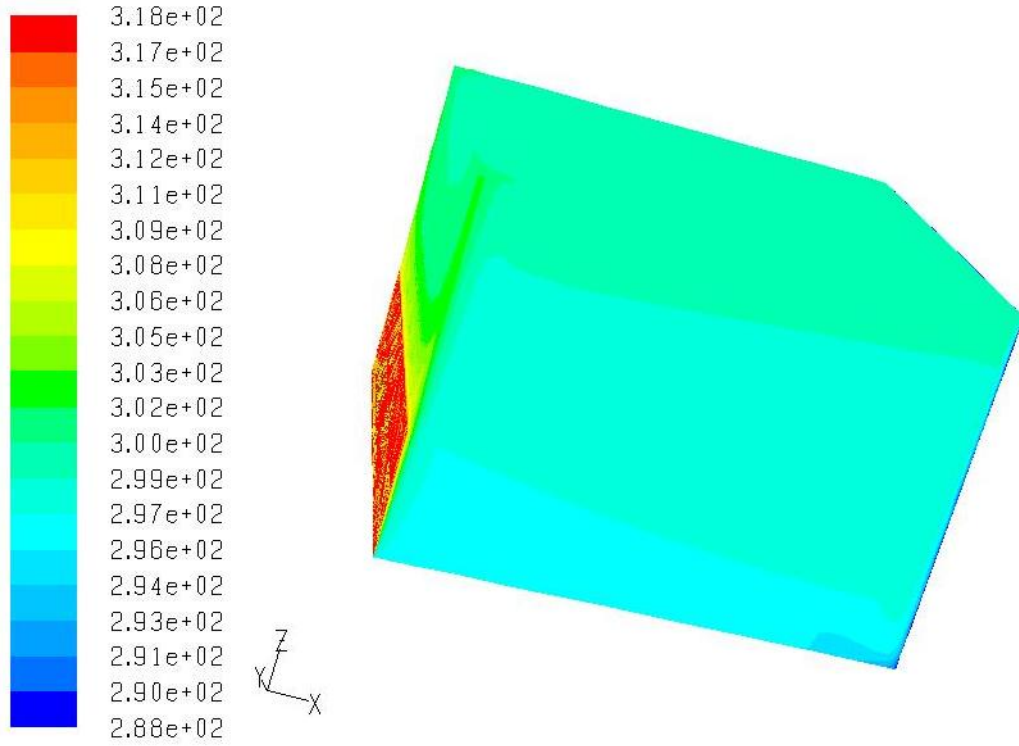
Şekil Ek B. 8 ($L \times H \times L = 1.8 \times 2.85 \times 1.8$ m; $T_h = 45^\circ\text{C}$, $T_c = 15^\circ\text{C}$) sınır şartlarında $H = 0.95$ m'den ısıtma hâlinde oda içinde gerçekleşen hız dağılımı



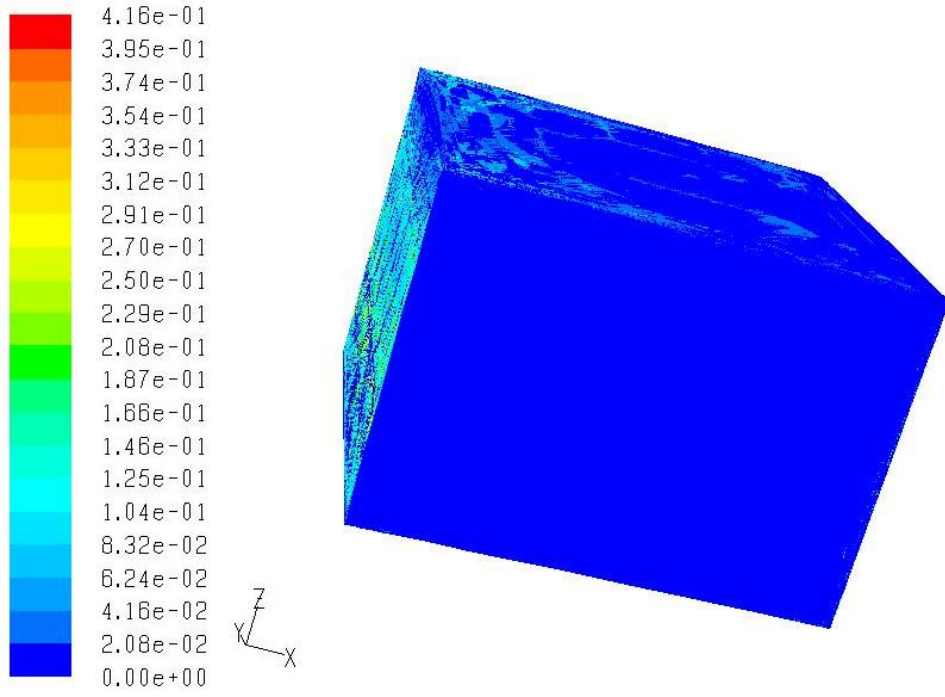
Şekil Ek B. 9 ($L \times H \times L = 1.8 \times 2.85 \times 1.8$ m; $T_h = 40^\circ\text{C}$, $T_c = 15^\circ\text{C}$) sınır şartlarında $H = 1.425$ m'den ısıtma hâlinde oda içinde gerçekleşen sıcaklık dağılımı



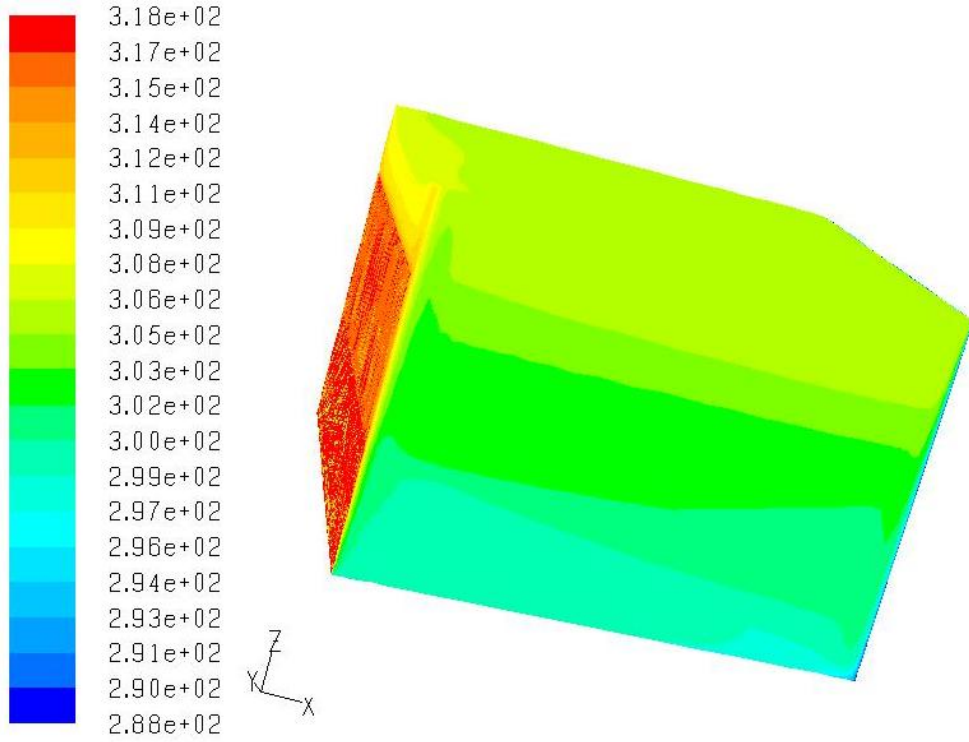
Şekil Ek B. 10 ($L \times H \times L = 1.8 \times 2.85 \times 1.8$ m; $T_h = 40^\circ\text{C}$, $T_c = 15^\circ\text{C}$) sınır şartlarında $H = 1.425$ m'den ısıtma hâlinde oda içinde gerçekleşen hız dağılımı



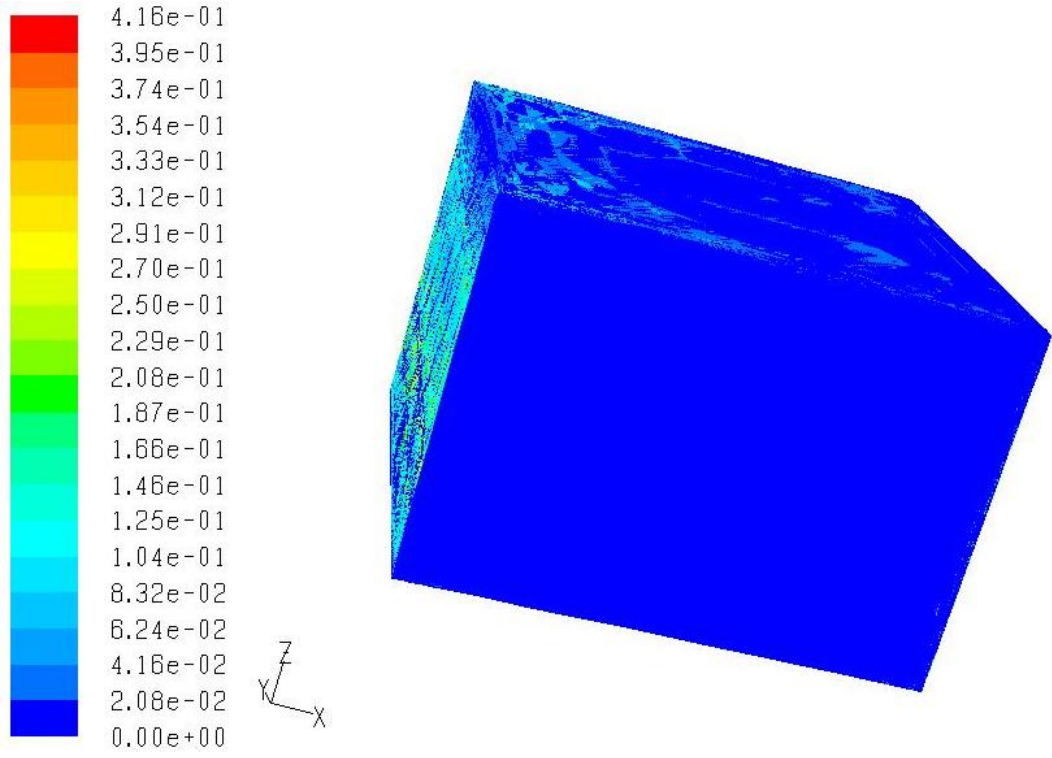
Şekil Ek B. 11 ($L \times H \times L = 4.0 \times 2.85 \times 4.0$ m; $T_h = 45^\circ\text{C}$, $T_c = 15^\circ\text{C}$) sınır şartlarında $H = 0.95$ m'den ısıtma hâlinde oda içinde gerçekleşen sıcaklık dağılımı



Şekil Ek B. 12 ($L \times H \times L = 4.0 \times 2.85 \times 4.0$ m; $T_h = 45^\circ\text{C}$, $T_c = 15^\circ\text{C}$) sınır şartlarında $H = 0.95$ m'den ısıtma hâlinde oda içinde gerçekleşen hız dağılımı



Şekil Ek B. 13 ($L \times H \times L = 4.0 \times 2.85 \times 4.0$ m; $T_h = 45^\circ\text{C}$, $T_c = 15^\circ\text{C}$) sınır şartlarında $H = 1.90$ m'den ısıtma hâlinde oda içinde gerçekleşen sıcaklık dağılımı



Şekil Ek B. 14 ($L \times H \times L = 4.0 \times 2.85 \times 4.0$ m; $T_h = 45^\circ\text{C}$, $T_c = 15^\circ\text{C}$) sınır şartlarında $H = 1.90$ m'den ısıtma hâlinde oda içinde gerçekleşen hız dağılımı

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Özgen AÇIKGÖZ
Doğum Tarihi ve Yeri : 16.04.1983 Tekirdağ
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : oacikgoz@yildiz.edu.tr

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Isı Proses	Yıldız Teknik Üniversitesi	2007
Lisans	Isı Tekniği ve Tesisat	Uludağ Üniversitesi	2005
Lise	Fen Bilimleri	Tekirdağ Anadolu Lisesi	2001

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2005 -	Yıldız Teknik Üniversitesi	Araştırma Görevlisi

YAYINLARI

Uluslararası Makale

1. Acikgoz, O., Kincay, O., ve Karakoc, T.H., (2012). "Numerical Calculation of Convective Heat Transfer Coefficients in an Enclosure Heated From Vertical Walls", Energy Education Science and Technology Part A: Energy Science and Research, ISSN 1308-772X, Special Issue 1: 485-490.
2. Akbulut, U., Acikgoz, O., Kincay, O. ve Karakoc, T.H., (2012). "Performance Assessment of a Vertical Ground-source Heat Pump System with Wall Heating and Cooling", Energy Education Science and Technology Part A: Energy Science and Research, ISSN 1308-772X, Special Issue 1: 423-428.
3. Acikgoz, O. ve Kincay, O., (2013). "Numerical Determination of Effects of Wall Temperatures on Nusselt Number and Convective Heat Transfer Coefficient in Real-Size Rooms", Advances in Mechanical Engineering, Issue: Two-Phase Flow and Heat Transfer Enhancement (TPF), Vol. 2013, Article ID 287963, 9 pages. doi:10.1155/2013/287963.

Uluslararası Bildiri

1. Acikgoz, O., Akbulut, U. ve Agustos, H. (2008). "Support of Solar Energy on Hybrid System", International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems (ECOS 2008), Vol. 3: 24-27 June 2008, Cracow-Gliwice, Poland, 1177-1185.
2. Kincay, O., Akbulut, U., Yoru, Y., Acikgoz, O. ve Karakoc, H., (2010). "Investigation of Usage of Ground Source Heat Pump System on Wall Heating", AIVC International Conference 2010, Low Energy and Sustainable Ventilation Technologies for Green Buildings, October 26-28, Seoul, Korea.
3. Akbulut, U., Açıkgöz, Ö., Utlu, Z. ve Kincay, O., (2010). "Examination of Usage of Hybrid Renewable Energy System on Cooling Purposes by Means of Analyzing", Humboldt Kolleg Istanbul 2010, October 21-23, Yildiz Technical University, Türkiye.
4. Acikgoz, A., Kincay, O. ve Karakoc, H., (2012). "The Effect of low Temperature Heating Systems on Convective Heat Transfer Coefficient in Real Size Rooms", 11th International Conference on Sustainable Energy Technologies (SET-2012), 2043-2054, Sep. 2-5, Vancouver, Canada.
5. Akbulut, U., Açıkgöz, Ö., Kincay, O. ve Karakoc, H., (2013). "Exergetic Analysis of a Vertical Ground-Source Heat Pump System With Wall Heating", The Sixth International Exergy, Energy and Environment Symposium, IEEEES-6, Recep Tayyip Erdoğan University, Rize, Türkiye, July 1-4,.

Ulusal Makale

1. Kıncay, O., Akbulut, U., Ağustos, H., Açıkgöz, Ö. ve Çetin, Ö., (2008). "Güneş Enerjisi ve Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sistemlerinin Konvansiyonel Sistemlerle Ekonomik Olarak Karşılaştırılması", TMMOB Makina Mühendisleri Odası, Tesisat Mühendisliği Dergisi, 106: 5-12.
2. Açıkgöz, Ö., Ağustos, H. ve Kıncay, O., (2008). "Hibrid Sistem - Güneş Enerjisi ve Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası", Tesisat Dergisi, 150: 94-101.
3. Ağustos, H., Açıkgöz, Ö., Akbulut, U. ve Kıncay, O., (2008). "Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası Kullanımında Güneş Enerji Desteğinin Araştırılması", TMMOB Makina Mühendisleri Odası, Tesisat Mühendisliği Dergisi, 106: 47-53.
4. Kıncay, O., Utlı, Z., Ağustos, H., Akbulut, U. ve Açıkgöz, Ö., (2009). "Yenilenebilir Enerji Kaynaklarında Birleşme Eğilimi", Sigma, YTÜ Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergisi, Çağrılı Derleme Makale, 27: 60-82.
5. Kıncay, O., Akbulut, U., Yörü, Y. ve Açıkgöz, Ö., (2010). "Isıl Konforda Yeni Bir Yöntem Duvardan Isıtma ve Soğutma Sistemleri", Tesisat Dergisi, 174: 90-96.
6. Kıncay, O., Akbulut, U., Yörü, Y., Açıkgöz, Ö. ve Başkal, A. (2010). "Duvardan Isıtılmalı Yapılarda Dış Cephe Kaplamasının Isıl Performansa Etkisi", TMMOB Makina Mühendisleri Odası, Tesisat Mühendisliği Dergisi, 119: 11-18.

Ulusal Bildiri

1. Ağustos, H., Açıkgöz, Ö., Akbulut, U. ve Kıncay, O., (2007). "Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası Kullanımında Güneş Enerji Desteğinin Araştırılması", Ulusal 2007, Ulusal İklimlendirme Kongresi, 395-402, Antalya.
2. Akbulut, U., Açıkgöz, Ö. ve Kıncay, O., (2008). "Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Konvansiyonel Sistemlerle Ekonomik Olarak Karşılaştırılması", IV. Ege Enerji Sempozyumu, 649-654, Ege Üniversitesi, İzmir.
3. Kıncay, O., Utlı, Z., Ağustos, H., Akbulut, U. ve Açıkgöz, Ö., (2009). "Alternatif Enerji Arayışında Birleşik Yenilenebilir Enerji Kaynaklarının Kullanılabilirliği", Uluslararası Katılımlı Nükleer ve Alternatif Enerji Kaynakları TÜBAV Konferansı, NUYEK-2009, Ankara, 525-534, 28-29 Eylül 2009.
4. Kıncay, O., Utlı, Z., Akbulut, U., Açıkgöz, Ö., Ağustos, H., Yumurtacı, Z., Bekiroğlu, N.D. ve Keyf, S., (2011). "Yıldız Yenilenebilir Enerji Evi", Çevre ve Tasarım Kongresi, YTÜ Oditoryumu, İstanbul, 291-299, 08-09 Aralık 2011.
5. Akbulut, U., Açıkgöz, Ö. ve Kıncay, O., (2013). "Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası Destekli Duvardan Isıtma Sisteminin Enerjetik Performans İncelemesi", 11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve TESKON+SODEX Fuarı, TESKON 2013, 1315-1322, 17-20 Nisan 2013, İzmir.

YTÜ BAPK Projesi

1. Kincay, O., Keyf, S., Bekiroğlu, N., Utlı, Z., Ağustos, H., Akbulut, U., Açıkgöz, Ö. ve Yumurtacı, Z., (2011 tamamlandı). “Rüzgar Enerjisi, Güneş Enerjisi, Toprak Kaynaklı Dikey Tip Isı Pompası, Isıl Enerji Depolama Sistem Bileşenleri ile Isıtma, Soğutma ve Aydınlatma Amaçlı Oluşturulacak Birleşik Yenilenebilir Enerji Sisteminin Modelleme ve Analizlerinin Gerçekleştirilmesi, Deneysel Olarak İncelenmesi”, Proje No: 27-06-01-03, 26.06.2007 - Ekim 2011.